



УЧЕБНИКИ
И УЧЕБНЫЕ
ПОСОБИЯ
ДЛЯ СТУДЕНТОВ ВЫСШИХ
УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ

А. П. ИСАЕВ
Б. И. СЕРГЕЕВ
В. А. ДИДУР

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОМЕХАНИЗАЦИЯ СЕЛЬСКО- ХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ

Допущено Главным управлением высших учебных заведений при Государственной комиссии Совета Министров СССР по продовольствию и закупкам в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений по специальности «Механизация сельского хозяйства»



МОСКВА ВО «АГРОПРОМИЗДАТ» 1990

ББК 31.5

И85

УДК 631.3:621.22(075.8)

Редактор *А. И. Зелукин*

Рецензенты: доктор технических наук, профессор *М. С. Григоров* и кандидат технических наук, доцент *В. Г. Даев* (Волгоградский СХИ); кандидат технических наук, старший научный сотрудник *В. В. Ведерников* (ВИСХОМ)

Исаев А. П. и др.

И85 Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / А. П. Исаев, Б. И. Сергеев, В. А. Дидур. — М.: Агропромиздат, 1990. — 400 с.: ил. — (Учебники и учебные пособия для студентов вузов).

ISBN 5—10—000764—8

Рассмотрены общие вопросы теории гидравлики, устройство гидравлических машин и вентиляторов. Изложены сведения о средствах механизации. Даны основы гидромелиорации и сельскохозяйственного водоснабжения, сведения о гидропневмотранспорте.

Для студентов по специальности «Механизация сельского хозяйства».

И $\frac{3703000000-423}{035(01)-90}$ 190—90

ББК 31.5+38.77

ISBN 5—10—000764—8

© А. П. Исаев, Б. И. Сергеев,
В. А. Дидур, 1990

ПРЕДИСЛОВИЕ

На протяжении всей своей истории человечество постоянно обращалось к изучению свойств воды с целью использования ее в своих нуждах. В первую очередь — это использование ее для орошения сельскохозяйственных угодий, водоснабжения и других бытовых целей, а затем — использование воды как технического средства для водного транспорта, выработки и передачи энергии на расстояние.

Инженерам-механикам сельскохозяйственного производства, для которых предназначено данное учебное пособие, в своей производственной практике приходится сталкиваться со всеми указанными аспектами использования воды (и других жидкостей), а также применения гидравлических машин и инженерных систем.

Учебное пособие включает разделы: гидравлика, гидравлические машины и вентиляторы, гидропривод, мелиорация и механизация орошения, сельскохозяйственное водоснабжение и гидропневмотранспорт. Каждый из указанных разделов посвящен по существу изложению крупной самостоятельной отрасли науки. В специализированных высших учебных заведениях каждый раздел составляет отдельную самостоятельную дисциплину. Изучение этих вопросов в единой дисциплине представляет серьезную трудность вследствие исключительно краткого изложения материала. В то же время важность и значение рассматриваемой дисциплины резко возрастают. В последние десятилетия в сельском хозяйстве наблюдается быстрое развитие гидромеханизации сельскохозяйственных процессов с многократным увеличением использования разнообразных по назначению и широких по номенклатуре гидравлических систем и машин.

Исключительно важное значение имеют вопросы инженерного использования и охраны водных ресурсов

страны. Важность этих вопросов для инженеров сельскохозяйственного производства становится особо понятной, если учесть, что две трети всего объема воды, потребляемого народным хозяйством страны, приходится на сельское хозяйство.

Учебное пособие в целом впервые охватывает комплекс основных вопросов, связанных с использованием водных ресурсов в сельском хозяйстве и применением гидромашин в сельскохозяйственном производстве.

Разделы 1 и 5 написаны *Б. И. Сергеевым*; глава 1 раздела 2 и раздел 4 — *А. П. Исаевым*; главы 2 и 3 раздела 2 и разделы 3 и 6 — *В. А. Дидуром*.

Авторские права на материал, помещенный в отдельных разделах (главах), осуществляются каждым автором самостоятельно.

Раздел 1. ГИДРАВЛИКА

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Гидравлика (греч. *hýdōr* — вода и *aulós* — трубка) — наука, изучающая законы равновесия и движения жидкости и методы применения этих законов к решению различных технических задач. Она подразделяется на гидростатику, кинематику и гидродинамику. В гидростатике изучаются законы равновесия жидкостей, в кинематике изучаются связи между геометрическими характеристиками движения и временем (скорости и ускорения), в гидродинамике — законы движения жидкостей с учетом действующих сил.

Гидравлика, опираясь на такие науки, как высшая математика, физика, теоретическая механика, сопротивление материалов в свою очередь служит базой для проектирования турбин, насосов, гидродинамических передач, гидравлических приводов и других гидравлических машин, гидропневмотранспорта, осуществления водоснабжения, канализации, орошения и осушения. Почти во всех областях техники применяются гидравлические устройства, основанные на использовании законов гидравлики.

1.1. КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ГИДРАВЛИКИ

История развития теорий и вопросов, связанных с движением жидкости, в частности воды, берет свое начало в глубокой древности. Еще древние вавилоняне, египтяне и индусы считали воду началом всех начал и затрачивали огромные усилия, чтобы получить воду. Построенные в доантичный период водопроводы в Древних Афинах и Риме, каналы в долинах Нила, Тигра и Евфрата, плотины в Индии до сих пор поражают своей грандиозностью. Но эти сооружения, видимо, строились на основе опыта, передававшегося из поколения в поколение, и гидравлика являлась ремеслом без каких-либо научных обобщений.

Одним из первых научных трудов по гидравлике считается трактат Архимеда «О плавающих телах» (287—212 гг. до и. э.), в котором был впервые сформулирован гидравлический закон о равновесии тела, погруженного в жидкость.

Хронологически за работами античных ученых следуют экспериментальные и теоретические работы Леонардо да Винчи (1452—1519 гг.), посвященные принципам работы гидравлического пресса, образованию водоворотных областей, отражению и интерференции волн, истечению жидкости через отверстия и водосливы, механизму движения воды в реках и каналах.

Нидерландский математик-инженер Симон Стевин (1548—1620 гг.) написал книгу «Начала гидростатики», в которой определил величину гидростатического давления на плоскую фигуру и объяснил «гидростатический парадокс». Великий итальянский физик, механик и астроном Галилео Галилей (1564—1642 гг.) в трактате «Рассуждения о телах, пребывающих в воде, и о тех, которые в ней движутся» показал, что гидравлические сопротивления возрастают с увеличением скорости и с возрастанием плотности жидкой среды. К числу первых научных сочинений о движении жидкости относятся труды итальянских ученых, учеников Галилея — Кастелли и Торричелли.

Бенедетто Кастелли (1577—1644 гг.) — преподаватель математики в Риме и Пизе — в ясной форме изложил принцип неразрывности потока воды. Выдающийся математик и физик Эванджелист Торричелли (1608—1647 гг.) впервые провел опытные исследования движения жидкости, в результате которых первым предложил формулу для расчета скорости истечения жидкости из отверстий. Формулы расхода и скорости истечения из отверстий, полученные Б. Кастелли и Э. Торричелли, принадлежат к основным формулам современной гидравлики и имеют весьма важное практическое значение.

Выдающийся французский математик и физик Блез Паскаль (1623—1662 гг.) открыл закон о передаче давления внутри жидкости, на котором основано устройство гидравлических прессов, домкратов и других гидравлических машин. Он окончательно решил и обосновал вопрос о вакууме.

Гениальный английский физик, механик, астроном и математик Исаак Ньютон (1643—1727 гг.) сформулировал гипотезу о внутреннем трении в жидкости и установил закон динамического подобия движущихся потоков, широко применяющийся в настоящее время при гидравлических исследованиях в лабораториях.

Перечисленные выше работы крупнейших ученых касались только отдельных разделов гидравлики. Однако формирование гидравлики как самостоятельной науки стало возможным после работ, выполненных в Российской академии наук гениальным ученым М. В. Ломоносовым (1711—1765 гг.), Даниилом Бернулли (1700—1782 гг.) и Л. Эйлером (1707—1783 гг.).

М. В. Ломоносов (1760 г.) в классическом труде «Рассуждения о твердости и жидкости тела» сформулировал закон сохранения

ния вещества и энергии, создал теоретическую базу для развития гидродинамики.

Д. Бернулли (1738 г.) в выдающемся труде «Гидродинамика» теоретически вывел общий закон установившегося движения жидкости, известный под названием уравнения Д. Бернулли.

Л. Эйлер (1755 г.) в сочинении «Общие принципы движения жидкости» составил известные дифференциальные уравнения движения и относительного равновесия жидкости и таким образом создал классическую гидромеханику.

Перечисленные теоретические работы положили начало бурному развитию гидравлики, что, в свою очередь, привело к необходимости изыскания эмпирических расчетных формул, устанавливающих связь между скоростью движения жидкости и сопротивлениями, возникающими при ее движении, а также формул для определения коэффициентов, учитывающих вязкость реальной жидкости.

Наиболее употребляемые формулы были получены: английским профессором О. Рейнольдсом (1883 г.) для ламинарного и турбулентного режимов движения жидкости; французским гидравликом А. Шези (1775 г.) для расчета каналов; французским инженером А. Дарси (1849 г.) для расчета трубопроводов; немецким гидравликом Ю. Вейсбахом (1854 г.) для определения местных потерь напора; русским профессором Н. П. Петровым (1882 г.) для внутреннего трения в жидкости; английским гидравликом Р. Маннингом (1890 г.) и русским академиком Н. Н. Павловским (1925 г.) для определения коэффициента к формуле Шези и многими другими исследователями.

Первыми книгами по гидравлике, изданными на русском языке, считаются «Карманная книжка для вычисления количества воды, протекающей через трубы, отверстия» А. Колмакова (1791 г.) и учебное пособие по гидравлике «Основания практической гидравлики или о движении воды в различных случаях» П. П. Мельникова (1836 г.).

Большой вклад в развитие гидравлики внесли русские ученые и инженеры: Н. Е. Жуковский (1847—1921 гг.) — создатель теории гидравлического удара; И. С. Громека (1851—1889 гг.), разработавший теорию капиллярных явлений и заложивший основы винтовых потоков; Д. И. Менделеев (1843—1907 гг.), сделавший важные выводы о наличии двух режимов движения жидкости (ламинарного и турбулентного); Н. Н. Павловский (1886—1937 гг.) — создатель математической теории фильтрации воды в грунтах и первого в России «Гидравлического справочника»; Б. А. Бахметев (1880—1951 гг.), решивший в общем виде задачу об интегрировании дифференциального уравнения неравномерного движения в призматических руслах.

В последующем развитии современной гидравлики большое место занимают видные советские ученые: И. И. Агроскин, А. П. Ахутин, А. Д. Альтшуль, А. И. Богомолов, В. А. Большаков, С. В. Избаш, П. Г. Киселев, В. М. Макавеев, К. А. Михайлов, М. А. Мостков, Б. Б. Некрасов, М. М. Скиба, С. М. Слисский, С. А. Христианович, М. Д. Чертоусов, Р. Р. Чугаев, Д. В. Штеренлихт, А. П. Юфин и др.

1.2. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

Общие сведения. В природе различают 4 агрегатных состояния вещества: твердое, жидкое, газообразное и плазменное. Жидкость занимает промежуточное положение между твердыми телами и газами. Свойства жидкостей при низкой температуре и высоком давлении ближе к свойствам твердых тел, а при высокой температуре и низком давлении — к свойствам газов.

Жидкость, как и всякое жидкое тело, имеет молекулярное строение, т. е. состоит из молекул, объем пустот между которыми намного превосходит объем самих молекул. Причем в жидкостях и твердых телах объем пустот между молекулами меньше, а межмолекулярные силы больше, чем в газах. Поэтому жидкости и твердые тела малосжимаемы по сравнению с газами. Однако, ввиду бесконечной малости молекул и пустот между ними по сравнению с рассматриваемыми объемами жидкости в гидравлике, можно представить жидкость в виде фиктивной сплошной среды, т. е. придать ей свойство непрерывности. Тогда процесс исследования ее упрощается.

Жидкость — это физическое тело, обладающее легкой подвижностью частиц, текучестью и способное изменять свою форму под воздействием внешней силы.

Жидкости разделяются на сжимаемые (газообразные) и несжимаемые или весьма малосжимаемые (капельные). Несмотря на это, различные законы движения капельных жидкостей и газов при некоторых условиях можно считать одинаковыми. Например, при скорости течения газа, значительно меньшей скорости звука, можно сжимаемостью газа пренебречь, как это имеет место в некоторых газопроводах, вентиляционных системах и системах кондиционирования воздуха.

Для облегчения изучения законов движения жидкости введено понятие «идеальные и реальные жидкости».

Идеальные — вязкие жидкости, обладающие абсолютной подвижностью, т. е. отсутствием сил трения и касательных напряжений и абсолютной неизменностью в объеме под воздействием внешних сил.

Реальные — вязкие жидкости, обладающие сжимаемостью, сопротивлением растягивающим и сдвигающим усилиям и доста-

точной подвижностью, т. е. наличием сил трения и касательных напряжений.

Реальные жидкости могут быть ньютоновские и неньютоновские (бингемовские). В ньютоновских жидкостях при движении одного слоя жидкости относительно другого величина касательных напряжений (внутреннего трения) пропорциональна скорости сдвига. При относительном покое эти напряжения равны нулю. Такая закономерность была установлена Ньютоном в 1686 году, поэтому эти жидкости (вода, масло, бензин, керосин, глицерин и др.) называют *ньютоновскими жидкостями*.

Неньютоновские жидкости не обладают большой подвижностью и отличаются от ньютоновских жидкостей наличием касательных напряжений (внутреннего трения) в состоянии покоя. Причем величина их зависит от вида жидкости. Эта особенность была подмечена Ф. Н. Шведовым (1889 г.), а затем Бингемом (1916 г.), поэтому такие жидкости (битум, гидросмеси, глинистый раствор, коллоиды, нефтепродукты при температуре близкой к температуре застывания) получили и другое название — *бингемовские*.

Силы, действующие в жидкости, принято делить на внутренние и внешние. Внутренние силы представляют собой силы взаимодействия частиц жидкости, внешние силы делятся на силы поверхностные и объемные. *Поверхностные силы* (сжатие, давление, растяжение, силы трения) приложены к поверхностям, ограничивающим объем жидкости. *Объемные силы* (например, сила тяжести, сила инерции, электромагнитная сила) распределяются по всему объему жидкости.

Плотность и удельный вес жидкостей. Отношение массы тела M к его объему W называется *плотностью жидкости* ρ :

$$\rho = M/W. \quad (1.1)$$

Удельным весом жидкости γ называется отношение веса жидкости G к ее объему W :

$$\gamma = G/W. \quad (1.2)$$

Если возьмем уравнение, выражающее второй закон Ньютона $G = Mg$, и разделим обе его части на объем W , то получим связь между плотностью и удельным весом:

$$\frac{G}{W} = \frac{M}{W} g \text{ или } \gamma = \rho g, \quad (1.3)$$

где g — ускорение свободного падения, m^2/c .

В табл. 1 приведены численные значения удельного веса и плотности для некоторых жидкостей при температуре $20^\circ C$.

Сжимаемость. При сжатии реальные жидкости незначительно уменьшаются в объеме. Свойство жидкостей изменять объем

1. Параметры жидкостей при температуре 20 °С

Жидкость	Параметр	
	γ , Н/м ³	ρ , кг/м ³
Автомобильный бензин	6990...7470	712...761
Морская вода	10010...10090	1002...1029
Пресная вода	9790	998
Дизельное топливо	8150...8450	831...861
Керосин	7770...8240	792...840
АК-11 масло	9070...9120	925...930
Компрессорное масло	8820...9060	899...924
Креозотное масло	10200...10800	1040...1100
Трансформаторное масло	8700	887
Нефть	8340...9320	850...950
Ртуть	132900	13547
Этиловый безводный спирт	7740	789

при изменении давления характеризуется *коэффициентом объемного сжатия* β_ω , представляющим собой относительное изменение объема жидкости W при изменении давления p на единицу:

$$\beta_\omega = -\frac{1}{W} \frac{\Delta W}{\Delta p}, \quad (1.4)$$

где W — первоначальный объем жидкости, м³; ΔW — изменение объема W при увеличении давления на величину Δp .

Модулем объемной упругости жидкости E_o называется величина, обратная коэффициенту объемного сжатия $E_o = 1/\beta_\omega$. Для воды при атмосферном давлении он составляет около 2000 МПа.

При повышении давления на 0,10 МПа объем воды уменьшается всего лишь на 1/20 000 первоначального объема. Коэффициент объемного сжатия для других капельных жидкостей такого же порядка, поэтому в большинстве случаев сжимаемостью капельных жидкостей можно пренебречь.

Температурное расширение. Это свойство жидкостей изменять свой объем и характеризуется *коэффициентом температурного расширения* β_t , представляющим собой относительное изменение объема жидкости W при изменении температуры t на 1°С и постоянном давлении:

$$\beta_t = \frac{1}{W} \frac{\Delta W}{\Delta t}. \quad (1.5)$$

Коэффициент температурного расширения β_t при $t=20^\circ\text{C}$ и давлении 10^5 Па:

для воды	0,00015° C ⁻¹
для спирта	0,00110° C ⁻¹
для нефти	0,00060° C ⁻¹
для ртути	0,00018° C ⁻¹

В реальных условиях жидкости подвержены сравнительно небольшим колебаниям температуры и давления, поэтому объемные изменения будут незначительными.

Вязкость — это способность жидкости оказывать сопротивление скольжению одного слоя относительно другого. Силы, возникающие при скольжении слоев, называют *силами внутреннего трения* или *силами вязкости*. Появление их обусловлено наличием межмолекулярных связей между движущимися слоями. Вязкость характеризует степень подвижности частиц жидкости или текучести (см. таблицу 2).

Согласно гипотезе, высказанной впервые Ньютоном в 1686 г., а затем экспериментально обоснованной профессором Н. П. Петровым в 1863 г., силы внутреннего трения, возникающие между соседними движущимися слоями жидкости, прямо пропорциональны градиенту скорости, площади трущихся слоев и зависят от свойств жидкости, т. е.

$$T = \tau S = \pm \mu S \frac{dU}{dy} \quad \text{или} \quad (1.6)$$

$$\frac{T}{S} = \tau = \pm \mu \frac{dU}{dy}, \quad (1.7)$$

где T — сила трения; S — площадь поверхности трущихся слоев; μ — коэффициент пропорциональности, называемый *динамическим коэффициентом вязкости*, или просто *динамической вязкостью* жидкости, характеризующий вязкость жидкости; τ — касательные напряжения; dU/dy — градиент скорости.

Знак «плюс» или «минус» в формулах (1.6) и (1.7) принимается в зависимости от знака градиента скорости dU/dy .

Из выражения (1.7) можно определить динамическую вязкость

$$\mu = \tau \frac{dy}{dU}.$$

В гидравлических расчетах часто используется *кинематическая вязкость*, равная отношению динамической вязкости μ к плотности ρ жидкости:

$$\nu = \mu/\rho. \quad (1.8)$$

Вязкость жидкостей зависит от температуры. С увеличением температуры вязкость капельной жидкости уменьшается, а вязкость газов, наоборот, возрастает. Объясняется это различием природы вязкости в жидкостях и газах.

Ниже приводятся значения ν для воды при разной температуре t :

$t, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\nu \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}$	179	131	101	80	66	56	48	41	37	33	28

2. Динамическая и кинематическая вязкость при $t=20^\circ\text{C}$ для некоторых жидкостей

Жидкость	Вязкость	
	динамическая μ , Па·с	кинематическая $\nu \cdot 10^4$, м ² /с
Бензин (при 15 °С)	0,0006	0,0083
Пресная вода	0,0010	0,0101
Безводный глицерин	0,512	4,1
Керосин (при 15 °С)	0,0016	0,02
Касторовое масло	0,972	10,02
Минеральное масло	0,0275...1,29	0,313...14,5
Нефть (при 15 °С)	0,007	0,081...0,093
Ртуть	0,0015	0,0011
Спирт этиловый безводный	0,00119	0,0151

Вязкость жидкостей измеряют с помощью приборов-вискозиметров. Для неньютоновских (бингемовских) жидкостей соотношение между касательными напряжениями τ и градиентом скорости dU/dy имеет вид:

$$\tau = \tau_0 \pm \mu dU/dy, \quad (1.9)$$

где τ_0 — касательное напряжение в состоянии покоя.

Движение вязкопластичных жидкостей начинается лишь после того, как внешней силой преодолено напряжение сдвига τ_0 .

Поверхностное натяжение (капиллярность) — свойство, обусловленное силами взаимного притяжения, возникающими между частицами (молекулами) жидкости. Под действием этих сил поверхность жидкости как бы покрывается равномерно напряженной тонкой пленкой, стремящейся придать объему жидкости форму с минимальной поверхностью. Силы поверхностного натяжения развивают молекулярное давление в жидкости, нормальное к ее поверхности.

Влиянием поверхностного натяжения обычно пренебрегают. Однако при изучении потоков с малой глубиной, в капиллярных трубках некоторых измерительных приборов, при решении ряда задач на фильтрацию его необходимо учитывать, так как силой поверхностного натяжения объясняется капиллярное поднятие (при смачивании) или опускание (если нет смачивания) жидкости на высоту, определяемую по зависимости

$$h_{\text{кап}} = \frac{4\sigma \cos \theta}{\rho g d}, \quad (1.10)$$

где σ — коэффициент поверхностного натяжения (при $t=20^\circ\text{C}$ и контакте с воздухом σ равен: для воды 0,081 Н/м; для бензина 0,021; для ртути 0,541; для смазочных масел 0,035...0,038 Н/м); d — диаметр капилляра, м; θ — угол между касательной к свободной поверхности в точке пересечения

со стенкой и самой стенкой капилляра (для воды и стекла $\theta \approx 0^\circ$, для ртути и стекла $\theta \approx 50^\circ$).

При температуре 20°C в трубке диаметром d высота капиллярного поднятия для воды, спирта и ртути соответственно равна $30/d$, $10/d$ и $10,15/d$ мм.

Глава 2. ГИДРОСТАТИКА

2.1. ГИДРОСТАТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ И ЕГО СВОЙСТВА

Общие сведения. Раздел гидравлики, рассматривающий законы равновесия жидкости и их практические приложения, называется гидростатикой.

Рассмотрим некоторый объем жидкости, находящейся в равновесии (рис. 1.1). Мысленно разделим этот объем плоскостью $A-B$ на две части и удалим верхнюю часть, заменив ее действие суммарной силой гидростатического давления P , эквивалентной действию верхней отброшенной части на нижнюю. Если эту гидростатическую силу P равномерно распределить по площади ω , то получим среднее гидростатическое давление на площади ω :

$$p_{\text{ср}} = P/\omega. \quad (1.11)$$

Выделим на плоскости $A-B$ элементарную площадку $\Delta\omega$, на которую будет приходиться некоторая сила ΔP . Если будем уменьшать площадку $\Delta\omega$ таким образом, чтобы ее площадь

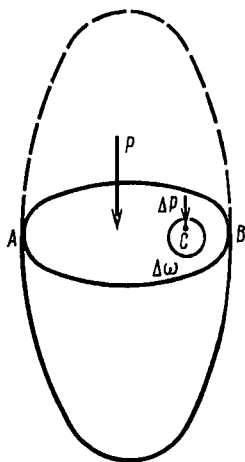


Рис. 1.1. К определению понятия среднего гидростатического давления.

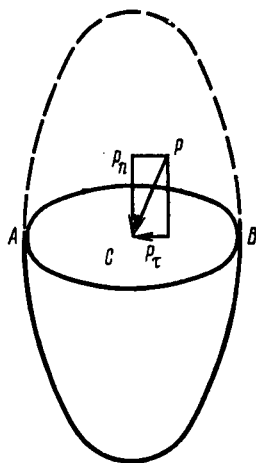


Рис. 1.2. Схема к доказательству первого свойства гидростатического давления.

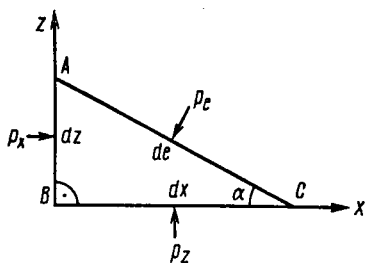


Рис. 1.3. Схема к доказательству второго свойства гидростатического давления.

Рассмотрим силу гидростатического давления P , приложенную в точке C под углом к поверхности $A-B$ объема жидкости, находящегося в покое (рис. 1.2). Тогда эту силу можно разложить на две составляющие: нормальную P_n и касательную P_τ к поверхности $A-B$. Касательная составляющая — это равнодействующая сил трения, приходящихся на выделенную поверхность вокруг точки C . Но так как жидкость находится в покое, то силы трения отсутствуют, т. е. $P_\tau=0$.

Следовательно, сила гидростатического давления P в точке C действует лишь в направлении силы P_n , т. е. нормально к поверхности $A-B$. Причем направлена она только по внутренней нормали. При предположении направления силы гидростатического давления по внешней нормали возникнут растягивающие усилия, что приведет жидкость в движение. А это противоречит условию. Таким образом, сила гидростатического давления всегда сжимающая, т. е. направлена по внутренней нормали.

Второе свойство. *Гидростатическое давление в любой точке жидкости действует одинаково по всем направлениям* (рис. 1.3).

Для доказательства этого свойства выделим в жидкости, находящейся в равновесии, частицу в форме треугольной призмы с основанием в виде прямоугольного треугольника $A-B-C$. Заменим действие жидкости вне призмы на ее боковые грани (вертикальную $A-B$, горизонтальную $B-C$ и наклонную под любым углом α $A-C$) гидростатическим давлением соответственно p_x , p_z , p_e . Кроме этих сил на призму действует сила тяжести dG , равная весу призмы $\gamma dz dx / 2$. Так как частица жидкости находится в равновесии, в покое, то сумма проекций всех сил, приложенных к ней, на любое направление равна нулю, т. е.

$$\begin{aligned} \sum x &= 0; & p_x dz - p_e de \sin \alpha &= 0; \\ \sum z &= 0; & p_z dx - p_e de \cos \alpha - \gamma dz dx / 2 &= 0. \end{aligned} \quad (1.13)$$

стремилась к нулю, то предел отношения ΔP к площади $\Delta \omega$ будет называться гидростатическим давлением в данной точке C :

$$p = \lim_{\Delta \omega \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta \omega}. \quad (1.12)$$

Гидростатическое давление характеризуется тремя основными свойствами.

Первое свойство. *Гидростатическое давление направлено всегда по внутренней нормали к поверхности, на которую оно действует.*

Подставляя $dz = de \sin \alpha$ и $dx = de \cos \alpha$ в уравнения (1.13), получим

$$p_x = p_e \quad \text{и} \quad p_z = p_e + \gamma dz/2. \quad (1.14)$$

Если теперь грани призмы будут бесконечно уменьшаться и в пределе превратятся в точку, то мы получим гидростатическое давление в одной и той же точке, но в разных направлениях, т. е.

$$p_x = p_z = p_e. \quad (1.15)$$

Следовательно, гидростатическое давление на наклонную грань p_e одинаково по величине с гидростатическим давлением на вертикальную и горизонтальную грани. Так как угол наклона грани α взят произвольно, то можно утверждать, что гидростатическое давление в любой точке жидкости действует одинаково по всем направлениям.

Третье свойство. *Гидростатическое давление в точке зависит только от ее координат в пространстве, т. е.*

$$p = f(x, y, z). \quad (1.16)$$

Это свойство не требует специального доказательства, так как очевидно, что по мере увеличения заглубления точки под уровень давление в ней будет возрастать и, наоборот, по мере уменьшения заглубления — уменьшаться.

2.2. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ РАВНОВЕСИЯ ЖИДКОСТИ (УРАВНЕНИЯ ЭЙЛЕРА)

Выделим в жидкости, находящейся в равновесии, объем бесконечно малой величины в виде параллелепипеда с ребрами dx , dy и dz (рис. 1.4). Заменим действие жидкости вне параллелепипеда на его грани соответствующим гидростатическим давлением.

Составим сумму проекций всех внешних сил на координатные оси, рассматривая прежде всего проекции всех сил на ось Ox . Предположим, что гидростатическое давление в точке A с координатами x , y , z будет p , проекции ускорения объемных сил в той же точке X , Y , Z и плотность ρ . Тогда гидростатическое давление в точке B , лежащей на линии $A - B$ на расстоянии dx вправо от точки A , изменится на dp и будет равно:

$$p_1 = f(x + dx, y, z) = f(x, y, z) + \frac{df(x, y, z)}{dx} dx = p + \frac{\partial p}{\partial x} dx, \quad (1.17)$$

где $\frac{\partial p}{\partial x}$ — частный дифференциал, взятый по координате x .

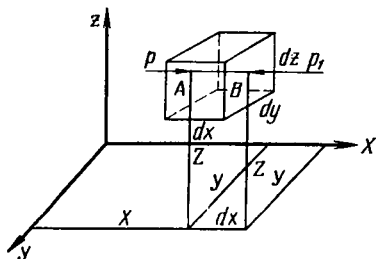


Рис. 1.4. К выводу уравнения (1.23).

Тогда сила давления на левую грань параллелепипеда равна гидростатическому давлению в одной из точек этой грани (в данном случае в точке A), умноженному на площадь грани:

$$P = p dy dz, \quad (1.18)$$

а на правую грань

$$P_1 = - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz. \quad (1.19)$$

Сила давления, действующая на левую грань, направлена по оси OX , т. е. положительна; сила давления, действующая на правую грань, направлена в обратную сторону, т. е. отрицательна.

Проекция объемных сил на ось OX

$$\rho dx dy dz X, \quad (1.20)$$

где $\rho dx dy dz$ — масса взятого параллелепипеда.

Суммируя проекции всех действующих на параллелепипед сил на ось X и приравнявая эту сумму 0, получим:

$$p dy dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz + \rho dx dy dz X = 0, \quad (1.21)$$

откуда

$$X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0. \quad (1.22)$$

По аналогии с этим можно получить подобные уравнения для осей Y и Z . Тогда

$$\begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} &= 0; \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} &= 0; \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \quad (1.23)$$

Это дифференциальные уравнения равновесия жидкости, выведенные Л. Эйлером в 1755 г.

②

2.3. ПОВЕРХНОСТИ РАВНОГО ДАВЛЕНИЯ

Основные сведения. Для нахождения величины давления p по его трем частным производным по координатам ум-

ножим уравнения (1.23) соответственно на dx , dy , dz и сложим:

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho(Xdx + Ydy + Zdz). \quad (1.24)$$

Левая часть полученного уравнения (1.24) представляет собой полный дифференциал dp , так как гидростатическое давление — это лишь функция координат x , y , z , т. е.

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz). \quad (1.25)$$

Уравнение (1.25) называется *основным уравнением гидростатического давления в дифференциальной форме*.

В правой части уравнения (1.25) выражение в скобках — также полный дифференциал некоторой потенциальной функции $\Pi(x, y, z)$, частные производные которой по координатам x , y , z соответственно равны проекциям единичных массовых сил $X \cdot 1$, $Y \cdot 1$, $Z \cdot 1$. Уравнение (1.25) можно переписать в следующем виде:

$$dp = \rho \left(\frac{\partial \Pi}{\partial x} dx + \frac{\partial \Pi}{\partial y} dy + \frac{\partial \Pi}{\partial z} dz \right), \quad (1.26)$$

или

$$dp = \rho d\Pi. \quad (1.26')$$

Интегрируя уравнение (1.26'), получим:

$$p = \rho\Pi + C,$$

где C — произвольная постоянная интегрирования.

Для поверхности равного давления из уравнения (1.25) при $p = \text{const}$, $\rho \neq 0$ найдем $dp = 0$ и тогда

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0. \quad (1.27)$$

Это уравнение называется уравнением *поверхности жидкости равного или постоянного давления*. Рассмотрим наиболее часто встречающиеся случаи.

Первый случай, когда на покоящуюся жидкость действует одна внешняя сила, сила тяжести, тогда $X=0$, $Y=0$, $Z=-g$ (направление ускорения свободного падения не совпадает с положительным направлением оси Z). В этом случае уравнение (1.27) имеет вид

$$-gdz = 0 \quad \text{или} \quad Z = C = \text{const},$$

т. е. получаем поверхности равного давления, представляющие собой семейство горизонтальных плоскостей. Каждому значению C соответствует плоскость, точки которой имеют определенное постоянное значение давления. Свободная поверхность жидкости (для ограниченного объема) в данном случае — одна из плоскостей равного давления. Имеем в виду, что свободная поверх-

ность — это поверхность на границе жидкой и газообразной сред. На свободную поверхность будет приложено постоянное давление, равное атмосферному.

Уравнение (1.25) для жидкости, находящейся под действием силы тяжести, запишется таким образом:

$$dp = -\rho g dz,$$

интегрируя которое, получим

$$\frac{p}{\rho g} + Z = C = \text{const.} \quad (1.28)$$

Выражение (1.28) называется *основным уравнением гидростатики*.

Если жидкость находится в закрытом сосуде, передвигающемся по вертикали с ускорением a , то проекции ускорений массовых сил в этом случае будут равны:

$$X=0, Y=0, Z=a-g,$$

а уравнение (1.25) будет иметь вид

$$dp = (a-g) dz,$$

интегрируя которое, получим

$$p = \rho(a-g)Z + C$$

при

$$Z=0, p=p_0=C.$$

С учетом погружения точки от поверхности на глубину $h = -Z$ получим выражение

$$p = p_0 + \rho(g-a)h. \quad (1.29)$$

При движении сосуда с жидкостью вниз с ускорением или вверх с замедлением ускорение a силы инерции будет уменьшать действие ускорения свободного падения g и давление в жидкости будет меньше, чем в сосуде с жидкостью, находящемся в состоянии покоя. При $a=g$ жидкость станет невесомой, т. е. во всех точках жидкости $p=p_0$.

При движении сосуда с жидкостью вниз с замедлением, а вверх с ускорением величина a будет отрицательна и давление в жидкости будет больше, чем в неподвижном резервуаре, т. е.

$$p = p_0 + \rho(g+a)h. \quad (1.30)$$

Второй случай, когда поверхность равного давления может быть наклонной. Например, свободная поверхность бензина в железнодорожной цистерне, движущейся горизонтально с ускорением a (рис. 1.5). В этом случае единичная масса жидкости находится под действием силы тяжести $Z = -1 \cdot g$ и горизонталь-

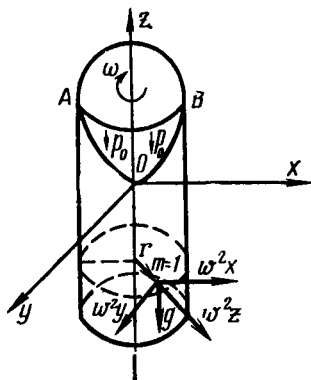
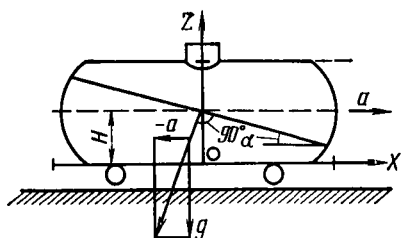


Рис. 1.5. Железнодорожная цистерна, движущаяся горизонтально с ускорением a .

Рис. 1.6. Цилиндрический сосуд, вращающийся относительно вертикальной оси OZ .

ного ускорения силы инерции $X = -1 \cdot a$ (к цистерне приложена сила с ускорением a , а к жидкости — такая же по величине сила инерции с ускорением $-a$).

Составляющие массовых сил в уравнении (1.27) получают значения:

$$X = -a; \quad Y = 0; \quad Z = -g,$$

а уравнение свободной поверхности примет вид

$$-adx - gdz = 0 \quad \text{или} \quad \frac{dz}{dx} = -\frac{a}{g} = \text{const.} \quad (1.31)$$

После интегрирования уравнения (1.31) получим

$$-ax - gz = C.$$

При $x=0$; $z=H$; $C=-gH$, тогда

$$Z = H - \frac{a}{g}x. \quad (1.32)$$

Из вышеизложенного следует, что свободная поверхность бензина в цистерне представляет собой плоскость с углом наклона $\alpha = \arctg\left(-\frac{a}{g}\right)$. Уравнение (1.25) в этом случае примет вид

$$dp = -\rho(adx + gdz).$$

После интегрирования получим зависимость распределения давления в любой точке цистерны с бензином:

$$p = -\rho ax - \rho gz + C$$

при $x=0$; $z=0$; $C=p_0=\rho gH$ и тогда

$$p=\rho gH-\rho ax-\rho gz=\rho [g(H-z)-ax]. \quad (1.33)$$

Из выражения (1.33) следует, что наибольшее давление будет в точке $z=0$ и максимальным отрицательным значением x .

Третий случай, когда жидкость находится в открытом цилиндрическом сосуде, вращающемся вокруг его вертикальной оси с постоянной угловой скоростью ω (рис. 1.6). В этом случае на частицу жидкости массой $m=1$ действуют сила тяжести $G=-1g$, параллельная оси z , и центробежная сила $F=1 \cdot v^2/r = (\omega r)^2/r = \omega^2 r$, перпендикулярная к оси z .

Определим проекции составляющих равнодействующей массовых сил X, Y, Z на оси x, y, z :

$$\begin{aligned} X &= \omega^2 r \cos(\widehat{r, x}) = \omega^2 r \frac{x}{r} = \omega^2 x; \\ Y &= \omega^2 r \cos(\widehat{r, y}) = \omega^2 r \frac{y}{r} = \omega^2 y; \\ Z &= -g. \end{aligned} \quad (1.34)$$

Подставляя эти величины в уравнение (1.25), получим

$$dp = \rho (\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz).$$

Интегрируя это выражение, будем иметь

$$p = \rho \left(\frac{\omega^2 x^2}{2} + \frac{\omega^2 y^2}{2} - gz \right) + C,$$

или

$$p = \rho \left(\frac{\omega^2 r^2}{2} - gz \right) + C,$$

где $r^2 = x^2 + y^2$.

При $x=y=z=0$, $p=0$ и $C=0$

$$p = \rho \left(\frac{\omega^2 r^2}{2} - gz \right). \quad (1.35)$$

Из уравнения (1.35) видно, что при вращении сосуда наибольшее давление будет в точках у дна и на боковых стенках сосуда.

Уравнение свободной поверхности можно получить при $p=0$ из выражения (1.35):

$$z = \frac{\omega^2 r^2}{2g}, \quad (1.36)$$

т. к. $\rho \neq 0$.

Кривая $A-O-B$ — это парабола, а свободная поверхность жидкости — параболоид вращения. Такую же форму имеют и другие поверхности равного давления.

2.4. ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ ИНТЕРПРЕТАЦИЯ ОСНОВНОГО УРАВНЕНИЯ ГИДРОСТАТИКИ

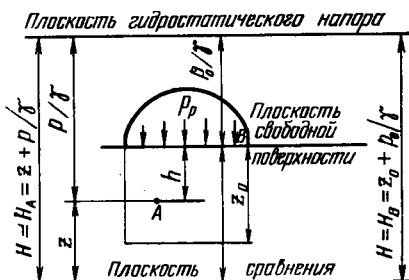


Рис. 1.7. Схема к основному уравнению гидростатики.

Рассмотрим уравнение (1.28) более подробно. Заменяя в нем $\rho g = \gamma$ и найдя постоянную интегрирования $C = \frac{p}{\gamma} + z_0$ при $p = p_0$ и $z = z_0$ (для точки B , лежащей на поверхности), получим основное уравнение гидростатики для точек A и B в несколько ином виде (рис. 1.7):

$$z + \frac{p}{\gamma} = z_0 + \frac{p_0}{\gamma} \quad (1.37)$$

или

$$p = p_0 + \gamma(z_0 - z). \quad (1.37')$$

С учетом глубины погружения точки A под уровень свободной поверхности $h = z_0 - z$, получим наиболее часто встречающуюся запись основного уравнения гидростатики:

$$p = p_0 + \gamma h, \quad (1.37'')$$

где p — полное или абсолютное давление, иногда обозначаемое как $p_{\text{абс}}$; γh — весовое давление, равное весу столба жидкости при единичной площади и высоте h ; z и z_0 — геометрические высоты расположения точек A и B относительно произвольной горизонтальной плоскости $O-O$, называемой

плоскостью сравнения; $\frac{p}{\gamma}$ и $\frac{p_0}{\gamma}$ — высоты, соответствующие гидростатическому давлению p и p_0 в точках A и B . Величины z и p/γ часто в гидравлике называют геометрической и пьезометрической высотами или геометрическим и пьезометрическим напорами.

Поскольку все слагаемые, входящие в уравнение (1.37), имеют линейную размерность, то и сумма высот $z + \frac{p}{\gamma}$ будет также высотой H с линейной размерностью. Высоту H называют гидростатическим напором. А горизонтальную плоскость, удаленную от плоскости сравнения на величину гидростатического напора H ,

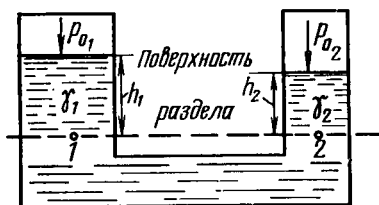


Рис. 1.8. К равновесию двух неоднородных жидкостей.

называют *плоскостью гидростатического напора*. Эта плоскость расположена выше плоскости свободной поверхности на высоту p_0/γ . Итак, для данного объема жидкости гидростатический напор относительно выбранной плоскости сравнения — величина постоянная:

$$H = z + \frac{p}{\gamma} = z_0 + \frac{p_0}{\gamma} = \text{const.} \quad (1.38)$$

С энергетической точки зрения уравнение (1.38) представляет собой постоянную величину суммы удельной потенциальной энергии положения z и удельной потенциальной энергии давления p/γ во всех точках покоящейся жидкости относительно плоскости сравнения.

Из уравнения (1.37'') следует, что гидростатическое давление p в любой точке жидкости и на любой глубине h зависит от внешнего давления p_0 на свободной поверхности, т. е. *всякое внешнее давление, действующее на свободную поверхность жидкости, находящейся в равновесии, передается внутрь во все точки жидкости без изменения*. В этом заключается закон Паскаля, найденный опытным путем и имеющий большое практическое значение.

Рассмотрим равновесие двух неоднородных жидкостей ($\gamma_1 \neq \gamma_2$), покоящихся в сообщающихся сосудах (рис. 1.8):

$$p_{0_1} + \gamma_1 h_1 = p_{0_2} + \gamma_2 h_2,$$

если $p_{0_1} = p_{0_2} = p_0$, то $\gamma_1 h_1 = \gamma_2 h_2$ или $h_1/h_2 = \gamma_2/\gamma_1$, т. е. при неоднородных жидкостях и одинаковом внешнем давлении в сообщающихся сосудах уровень жидкостей обратно пропорционален удельному весу этих жидкостей.

Для однородных жидкостей ($\gamma_1 = \gamma_2$) свободная поверхность в сообщающихся сосудах устанавливается на одном уровне ($h_1 = h_2$).

2.5. ИЗБЫТОЧНОЕ И ВАКУУММЕТРИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ. ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ

Рассмотрим закрытый сосуд, заполненный жидкостью, на поверхности которой действует давление p_0 . При этом могут встретиться три случая: а) $p_0 > p_{\text{ат}}$; б) $p_0 = p_{\text{ат}}$; в) $p_0 < p_{\text{ат}}$ (рис. 1.9). Если в точке А к сосуду присоединить стеклян-

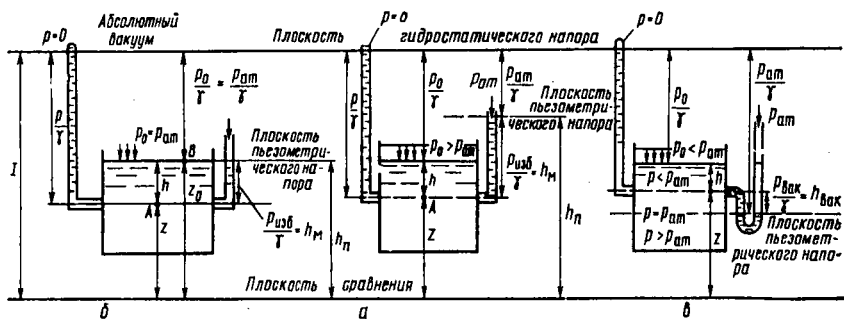


Рис. 1.9. К определению манометрического давления.

ную трубку, открытую в атмосферу, то в такой трубке жидкость поднимется на некоторую высоту h_m , которая будет больше (рис. 1.9, а, б) или меньше (рис. 1.9, в) уровня воды в сосуде. Такие трубки называют *пьезометрами* или *манометрами*. Высоту h_m называют *пьезометрической* или *манометрической*, а горизонтальную плоскость, проведенную на высоте пьезометрического напора, называют *плоскостью пьезометрического напора*.

Рассмотрим первый случай, когда $p_0 > p_{ат}$. Определим высоту поднятия жидкости в правой трубке. С этой целью сначала запишем для точки А давление, действующее слева и справа:

$$p_0 + \gamma h = p_{ат} + \gamma h_m, \quad (1.39)$$

а затем найдем h_m :

$$h_m = \frac{p_0 - p_{ат}}{\gamma} + h = \frac{p_0 - p_{ат} + \gamma h}{\gamma} \quad (1.40)$$

или с учетом (1.37'')

$$\gamma h_m = p_0 + \gamma h - p_{ат} = p - p_{ат} = p_{изб}. \quad (1.40')$$

Превышение полного гидростатического давления над атмосферным называют *избыточным* или *манометрическим давлением* $p_{изб}$.

Если сосуд открыт, то давление на поверхности жидкости будет равно атмосферному (второй случай $p_0 = p_{ат}$). В этом случае зависимость (1.40') получает простое выражение $h_m = h$.

Следовательно, избыточное или манометрическое давление $p_{изб}$ в любой точке жидкости характеризуется глубиной ее погружения или глубиной погружения точки h_m характеризует избыточное или манометрическое давление в ней.

В инженерной практике часто давление в жидкости бывает меньше атмосферного (третий случай), т. е. $p_0 < p_{ат}$. В этом слу-

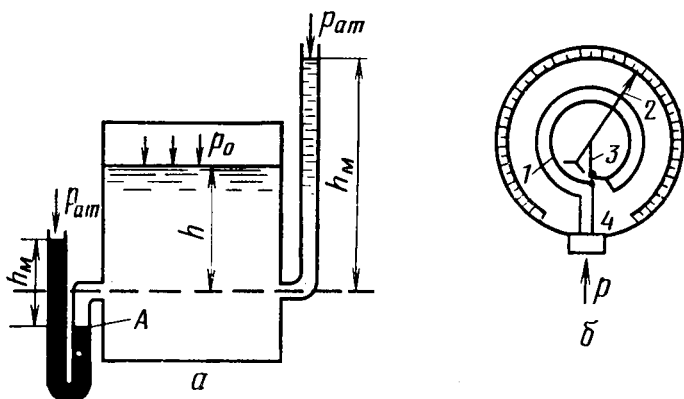


Рис. 1.10. Приборы для измерения гидростатического давления:

a — пьезометр и ртутный манометр; *б* — пружинный манометр: 1 — пружина; 2 — стрелка; 3 — передаточный механизм; 4 — корпус.

чае манометрическое давление будет отрицательным и называется *вакуумом*, а высота столба жидкости, измеряющая вакуум, называется *вакуумметрической высотой* $h_{\text{вак}}$. Запишем равенство давления для точки *A*, действующего слева и справа:

$$p_0 + \gamma h + \gamma h_{\text{вак}} = p_{\text{ат}} \quad (1.41)$$

или с учетом (1.37)

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{ат}} - p_0 - \gamma h}{\gamma} = \frac{p_{\text{ат}} - p}{\gamma} \quad (1.42)$$

Вакуум может изменяться от 0 до 1 технической атмосферы или до 10 мм вод. ст.

Давление измеряется с помощью пьезометров, манометров и вакуумметров. Пьезометры представляют собой прямые стеклянные трубки диаметром не менее 6—8 мм, помещенные на измерительной шкале. Верхний конец трубки должен быть открытым, сообщаящимся с атмосферой. Нижний конец пьезометра устанавливается в отверстие, сделанном в стенке сосуда на той же глубине от свободной поверхности жидкости, где требуется определить избыточное давление (рис. 1.10, *a*). Пьезометры применяются для измерения небольшого давления, десятых и сотых долей атмосферного давления.

Для измерения более значительного давления применяют жидкостные или пружинные манометры (рис. 1.10, *б*).

Жидкостные манометры отличаются от пьезометров тем, что в них измеряемое давление уравнивается столбом жидкости

с большим удельным весом, например, ртути, удельный вес которой $\gamma_{рт} = 136 \text{ кН/м}^3$. Простейшим типом жидкостного манометра является U-образный ртутный манометр, в котором колено трубки заполняется ртутью. Один конец трубки присоединяется к сосуду с жидкостью в той точке, где необходимо определить избыточное давление, другой конец трубки сообщается с атмосферой. Например, ртутный манометр показал $h_m = 0,9 \text{ м}$, тогда избыточное давление в точке *A* будет

$$p_A = 0,9 \cdot 136 = 122,4 \text{ кН/м}^2 = 0,122 \text{ МПа.}$$

Ртутные манометры применяются для измерения давления до 3 атм., при большем давлении они получаются громоздкими и потому применяются главным образом в лабораторных условиях.

Для измерения высокого давления обычно пользуются пружинными манометрами, называемыми обычно просто манометрами. Они отличаются портативностью и простотой конструкции и поэтому это основные приборы для измерения давления больше атмосферного. Жидкость из сосуда, в котором измеряется давление, поступает в изогнутую в виде серпа латунную трубку эллиптического поперечного сечения и своим давлением частично ее распрямляет (рис. 1.10, б). При этом стрелка 2 с помощью рычажной системы 3 перемещается по шкале 4, показывая на циферблате давление жидкости в сосуде.

Для измерения величины вакуума применяются жидкостные и пружинные вакуумметры. По своему устройству и действию жидкостные вакуумметры похожи на жидкостные манометры с той лишь разницей, что жидкость (вода или ртуть) в трубке вакуумметра перемещается в сторону разреженного пространства.

Пружинные вакуумметры имеют такое же устройство, как и пружинные манометры, с той лишь разницей, что при действии разрежения латунная трубка не распрямляется, а, наоборот, сгибается, передвигая стрелку с помощью той же рычажной системы по шкале. Вакуумметры устанавливаются на всасывающих трубах центробежных насосов, сифонах и т. д.

2.6. СИЛЫ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКИЕ И КРИВОЛИНЕЙНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ

В практической деятельности довольно часто приходится сталкиваться с определением силы гидростатического давления на плоские и криволинейные поверхности. Рассмотрим сначала плоскую фигуру (площадью смоченной части ω), наклоненную к горизонту под углом α (рис. 1.11). Используя основное уравнение гидростатики (1.37"), вычислим силу гидростатического давления на эту фигуру. Для наглядности совместим эту

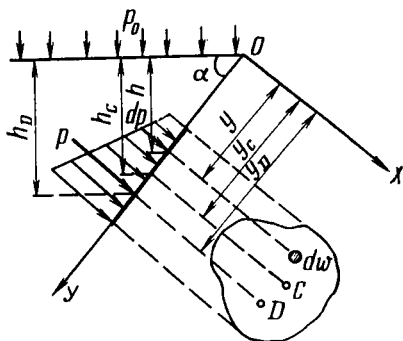


Рис. 1.11. К определению суммарной силы гидростатического давления на плоскую стенку.

ченное выражение по всей площади ω :

$$P = p_0 \int_{\omega} d\omega + \gamma \int_{\omega} h d\omega = p_0 \omega + \gamma \sin \alpha \int_{\omega} y d\omega, \quad (1.43)$$

где y — координата площадки $d\omega$.

Интеграл $\int_{\omega} y d\omega$ представляет собой статический момент смоченной поверхности фигуры относительно оси $O-X$ и равен произведению площади этой фигуры на координату центра тяжести y_c , т. е. $\int_{\omega} y d\omega = y_c \omega$.

Следовательно,

$$P = p_0 \omega + \gamma \sin \alpha y_c \omega = p_0 \omega + \gamma h_c \omega, \quad (1.44)$$

где $h_c = y_c \sin \alpha$ — глубина погружения центра тяжести площади ω в жидкость.

Сила гидростатического давления жидкости на плоскую поверхность равна произведению площади смоченной поверхности ω на сумму внешнего гидростатического давления жидкости p_0 и избыточного гидростатического давления жидкости γh_c .

Чтобы иметь полное представление о силе гидростатического давления жидкости, необходимо, кроме ее величины, знать направление и точку приложения этой силы, называемую *центром давления* y_D . Сила давления покоящейся жидкости направлена со стороны жидкости по нормали к поверхности согласно первому свойству гидростатического давления.

Нахождение центра давления y_D представляет большой практический интерес.

фигуру с плоскостью чертежа в плоскости $X-O-Y$. Так как гидростатическое давление жидкости распределяется на выделенной площади неравномерно, то сначала определим бесконечно малую силу гидростатического давления на элементарную площадку $d\omega$:

$$dp = p d\omega = (p_0 + \gamma h) \times \\ \times d\omega = p_0 d\omega + \gamma h d\omega.$$

Для определения силы гидростатического давления необходимо проинтегрировать полу-

В соответствии с основным уравнением гидростатики (1.37'') внешнее давление p_0 , действующее на поверхность жидкости, передается всем точкам площади ω одинаково, поэтому точка приложения силы внешнего гидростатического давления жидкости $p_0\omega$ будет совпадать с центром тяжести фигуры.

Сила избыточного гидростатического давления распределяется неравномерно, увеличиваясь с глубиной погружения, равнодействующая которой будет лежать всегда ниже центра тяжести фигуры. На практике чаще всего встречается, когда $p_0 = p_{ат}$, т. е. на фигуру со всех сторон действует атмосферное давление, и положение центра давления зависит только от величины силы избыточного гидростатического давления.

Но может встретиться случай, когда $p_0 < p_{ат}$, тогда центр давления будет располагаться выше центра тяжести. Для горизонтальной плоской поверхности центр давления и центр тяжести находятся на одном уровне.

Установим точку приложения силы избыточного гидростатического давления y_D .

Сила гидростатического давления жидкости P — это равнодействующая множества параллельных ей сил dP , действующих на элементарные площадки $d\omega$. Используем теорему Вариньона, согласно которой момент равнодействующей силы относительно какой-либо оси равен сумме моментов ее составляющих относительно той же оси:

$$Py_D = \int_{\omega} ydP,$$

откуда

$$y_D = \frac{\int_{\omega} ydP}{P}. \quad (1.45)$$

С учетом

$$dP = \gamma h_D d\omega = \gamma y_D \sin \alpha d\omega \text{ и}$$

$$P = \gamma h_c \omega = \gamma y_c \sin \alpha \omega$$

получим

$$y_D = \frac{\int_{\omega} y^2 d\omega}{y_c \omega} = \frac{I_x}{y_c \omega}, \quad (1.45')$$

где $I_x = \int_{\omega} y^2 d\omega$ — осевой момент инерции ω относительно оси $O-X$.

В расчетах удобнее использовать осевой момент инерции плоской фигуры I_{x_0} относительно центральной оси, для этого вос-

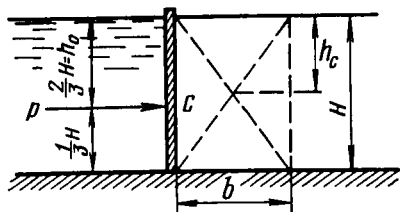


Рис. 1.12. К определению центра давления на плоскую прямоугольную стенку.

пользуемся известной формулой перехода

$$I_x = I_{x_0} + y_c^2 \omega.$$

Подставляя это выражение в формулу (1.45'), получим

$$y_D = y_c + \frac{I_{x_0}}{y_c \omega} = y_c + \frac{I_{x_0}}{S}, \quad (1.45'')$$

где $S = y_c \omega$ — статический момент плоской фигуры.

При вертикальной плоской стенке, когда $\sin \alpha = 1$

$$h_D = h_c + \frac{I_{x_0}}{h_c \omega}, \quad (1.46)$$

так как

$$y_D = \frac{h_D}{\sin \alpha} \quad \text{и} \quad y_c = \frac{h_c}{\sin \alpha}.$$

Например, для плоской прямоугольной стенки (рис. 1.12) сила гидростатического давления

$$P = \gamma h_c \omega = \gamma \frac{H}{2} b H = \frac{1}{2} \gamma b H^2. \quad (1.47)$$

Центр давления из формулы (1.45'')

$$y_D = \frac{H}{2} + \frac{b H^3 / 12}{H / 2 b H} = \frac{2}{3} H, \quad (1.48)$$

т. е. центр давления на плоскую прямоугольную стенку находится на $2/3 H$ ниже уровня свободной поверхности жидкости.

Силу гидростатического давления жидкости на плоскую поверхность можно определить графически, с помощью эпюры давления, представляющей собой график изменения гидростатического давления в зависимости от глубины. Эпюры давления следует строить со стороны жидкости, не забывая о направлении действия нормальных напряжений в покоящейся жидкости. Так, для плоской вертикальной прямоугольной стенки давление распределяется по закону уравнения первой степени:

$$p = p_0 + \gamma h_1.$$

Задаваясь значениями $h_1 = 0$, получим $p = p_0$

$$h_1 = H, \quad \text{то} \quad p = p_0 + \gamma H.$$

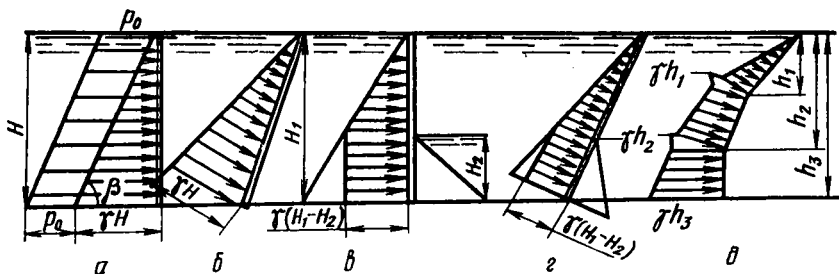


Рис. 1.13. Эпюры давления на плоские прямоугольные стенки:

a — вертикальная стенка; *б* — наклонная стенка; *в* — вертикальная стенка с двусторонним действием воды; *г* — наклонная стенка с двусторонним действием воды; *д* — стенка в виде ломаной поверхности.

Эпюра давления будет в виде трапеции (рис. 1.13, *a*). При $p_0 = p_{ат}$ давление распределяется по закону уравнения первой степени $P = \gamma h_i$:

если $h_i = 0$, то $p = 0$

если $h_i = H$, то $p = \gamma H$.

Эпюра давления будет в виде треугольника (рис. 1.13, *б*). Следует отметить, что наклон линии зависит от величины γ . Например, для воды ($\gamma = 9800 \text{ Н/м}^3$) эпюра избыточного гидростатического давления будет представлять собой равнобедренный треугольник с углом $\beta = 45^\circ$. Для жидкостей более тяжелых, чем вода (например, ртуть), наклон линии будет более пологим, т. е. $\beta < 45^\circ$. Для жидкостей более легких, чем вода (например, бензин, спирт), наклон линии будет более крутым, т. е. $\beta > 45^\circ$.

Принимая во внимание первое свойство гидростатического давления, получаем эпюру давления для плоской наклонной стенки (рис. 1.13, *б*). Если стенка испытывает двустороннее давление, то по тому же принципу можно построить эпюру для вертикальной (рис. 1.13, *в*) и наклонной (рис. 1.13, *г*) стенок.

Если стенка имеет ломаный профиль, то эпюра будет иметь вид, представленный на рисунке 1.13, *д*.

Для горизонтально расположенной стенки, в виде горизонтального дна сосуда, сила давления жидкости на все дно площадью ω может быть определена по формуле

$$P = \gamma \omega H. \quad (1.49)$$

Эпюра давления изобразится цилиндром с площадью основания ω и высотой H , а сила давления будет равна весу жидкости в объеме цилиндра.

Из приведенного следует, что сила избыточного гидростатического давления на дно сосуда зависит только от рода жидкости, площади дна сосуда и глубины жидкости в сосуде и не зависит

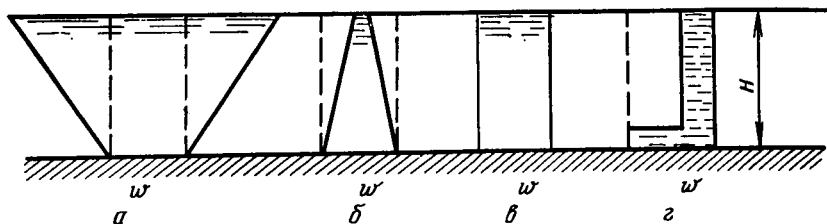


Рис. 1.14. Схема к гидростатическому парадоксу.

от формы и объема сосуда. Это свойство жидкости известно под названием *гидростатического парадокса* (рис. 1.14).

На практике широкое применение имеют криволинейные поверхности, находящиеся под давлением жидкости (стенки труб, резервуаров и т. д.). Для определения силы гидростатического давления жидкости рассмотрим криволинейную поверхность $A-B$ цилиндрической формы (рис. 1.15). Выделим на этой поверхности элементарную площадку $d\omega$, расположенную под свободной поверхностью жидкости на глубине y .

Из-за малости площади $d\omega$ можно ее рассматривать как плоскую, наклонную к горизонту под углом α . Сила гидростатического давления на выделенную площадку определяется так: $dP = \gamma y d\omega$. Разложим силу давления dP на две составляющие: горизонтальную dP_x и вертикальную dP_y , которые после замены $d\omega \sin \alpha = d\omega_y$ и $d\omega \cos \alpha = d\omega_x$ можно представить в таком виде:

$$\begin{aligned} dP_x &= dP \sin \alpha = \gamma y d\omega \sin \alpha = \gamma y d\omega_y; \\ dP_y &= dP \cos \alpha = \gamma y d\omega \cos \alpha = \gamma y d\omega_x, \end{aligned} \quad (1.50)$$

где $d\omega_y$ и $d\omega_x$ — проекции элементарной площадки $d\omega$ на плоскость, перпендикулярную соответственно к оси $O-X$ и $O-Y$.

Интегрирование выражений (1.50) в пределах всей площади дает значение составляющих P_x и P_y :

$$P_x = \gamma \int_{\omega_y} y d\omega_y = \gamma h_c \omega_y, \quad (1.51)$$

где $\int_{\omega_y} y d\omega_y$ — статический момент ω_y проекции всей поверхности на плоскость $Y-O-X$ относительно оси $O-X$, который равен произведению площади на координату ее центра тяжести; h_c — координата центра тяжести.

Горизонтальная составляющая

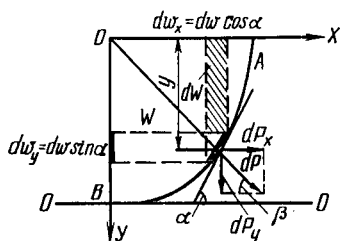


Рис. 1.15. К определению силы гидростатического давления на криволинейную поверхность.

силы гидростатического давления жидкости на криволинейную поверхность равна силе давления на ее вертикальную проекцию, т. е., чтобы определить горизонтальную составляющую силы давления, необходимо криволинейную поверхность спроектировать на вертикальную плоскость и вычислить силу давления на нее, как на плоскую стенку. Вертикальная составляющая будет

$$P_y = \gamma \int_{\omega_x} y d\omega_x = \gamma \int_{\omega_x} dW = \gamma W, \quad (1.52)$$

где W — объем тела давления, лежащий над всей криволинейной поверхностью, т. е. вертикальная составляющая силы гидростатического давления жидкости равна весу жидкости в объеме, ограниченном криволинейной поверхностью, ее вертикальной проекцией и свободной поверхностью жидкости.

Величина равнодействующей будет равна геометрической сумме горизонтальной и вертикальной составляющих P_x и P_y :

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}. \quad (1.53)$$

Направление этой силы определяется углом

$$\beta = \arctg P_y / P_x. \quad (1.54)$$

Точка ее приложения будет находиться на пересечении линий действия составляющих P_x и P_y .

2.7. ЗАКОН АРХИМЕДА. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПЛАВАНИЯ ТЕЛ

Рассмотрим тело правильной формы высотой H и площадью верхнего и нижнего оснований ω , погруженное в жидкость (рис. 1.16). В расчете участвуют только силы веса и гидростатического давления на верхнее и нижнее основания, т. к. силы давления, испытываемые боковыми поверхностями тела, взаимно уравновешены.

Сила гидростатического давления на верхнее основание

$$P_1 = P_0 + \gamma \omega H_1,$$

та же сила на нижнее основание

$$P_2 = P_0 + \gamma \omega H_2,$$

сила веса тела

$$G = \gamma_T (H_2 - H_1) \omega = \gamma_T H \omega,$$

где γ_T — удельный вес тела.

Тогда уравнение равновесия можно представить в сле-

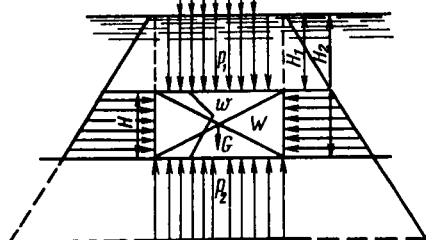


Рис. 1.16. К доказательству закона Архимеда.

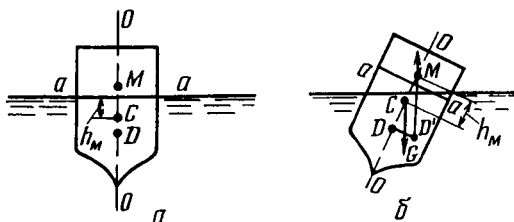


Рис. 1.17. Плаваемость тела:

а и б — судно остойчиво.

дующем виде:

$$P - G = 0, \quad (1.55)$$

где $P = P_2 - P_1$ — архимедова (выталкивающая) сила направлена по вертикали вверх и приложена к телу в точке, соответствующей центру давления и называемой *центром водоизмещения*.

$$P = \gamma \omega (H_2 - H_1) = \gamma \omega H = \gamma W, \quad (1.56)$$

где W — объем рассматриваемого тела.

На тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила P , равная весу вытесненной им жидкости. Это — закон Архимеда.

Формула (1.56) справедлива для погруженного в жидкость тела любой формы, т. к. такое тело можно представить состоящим из множества бесконечно малых призматических тел, подобных рассмотренному.

При рассмотрении уравнения (1.55) могут встретиться три случая плавания твердого тела:

а) $G > P$ (тело тонет); б) $G = P$ (подводное плавание тела) и в) $G < P$ (надводное плавание тела).

Наибольшее практическое значение имеют второй и третий случаи.

В результате воздействия на плавающее тело ветра, неравномерной нагрузки и других обстоятельств оно может отклониться от положения равновесия. Поэтому возникает вопрос об остойчивости плавающего тела, т. е. способности плавающего тела восстанавливать положение равновесия при его нарушении.

На рисунке 1.17 показана схема корпуса судна со следующими обозначениями: $a-a$ — плоскость плавания, ограниченная ватерлинией, как контуром; $o-o$ — ось плавания — ось, нормальная к плоскости плавания и проходящая через центр тяжести тела C .

На оси плавания расположены три центра: центр тяжести C , центр водоизмещения D и метацентр M (точка пересечения оси плавания с линией действия архимедовой силы).

Используя понятие метацентрической высоты h_m , можно охарактеризовать остойчивость плавающих тел следующими тремя случаями, приняв за плоскость сравнения плоскость плавания: a — при $h_m > 0$ судно остойчиво (рис. 1.17, $a, б$); b — при $h_m = 0$ судно не остойчиво и $в$ — при $h_m < 0$ судно не остойчиво. Причем чем больше метацентрическая высота, тем лучше остойчивость плавающего тела.

2.8. ПРИНЦИПЫ И СХЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗАКОНОВ ГИДРОСТАТИКИ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИНАХ

К числу простых гидравлических машин, работа которых основана на использовании законов гидростатики, относятся гидропресс, гидроаккумулятор и гидродомкрат.

Гидропресс применяется для получения больших сжимающих усилий, необходимых при обработке различных изделий (ковке, штамповке, прессовании). Он состоит из двух сообщающихся цилиндров с поршнями малого d_1 и большого d_2 диаметров (см. рис. 1.18). Первый поршень (ныряло) соединен с рычагом, имеющим в точке O неподвижную шарнирную опору. Второй поршень (плунжер) составляет одно целое с платформой, на которую помещается прессуемое тело. Рычаг приводится вручную или с помощью специального двигателя. Рассматривая равновесие рычага, составим уравнение моментов относительно точки O и найдем:

$$P_1 = Q \frac{a}{b} . \quad (1.57)$$

Давление от малого поршня передается на большой поршень, причем сила давления на большой поршень

$$P_2 = P_1 \frac{\omega_2}{\omega_1} , \quad (1.58)$$

после подстановки значений P_1 , $\omega_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ и $\omega_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$ получим

$$P_2 = Q \frac{a}{b} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2$$

или с учетом потерь энергии на трение в движущихся частях, так называемого КПД $\eta = 0,80 \dots 0,85$, окончательно найдем

$$P_2 = Q \frac{a}{b} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \eta . \quad (1.59)$$

В современных гидропрессах можно получить усилия до $7 \cdot 10^5$ кН. Если гидропресс используется в качестве гидродъемника, то неподвижную плиту убирают.

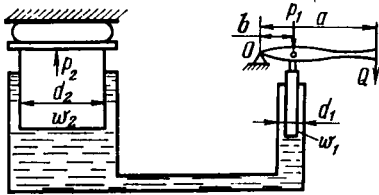


Рис. 1.18. Схема гидравлического прессы.

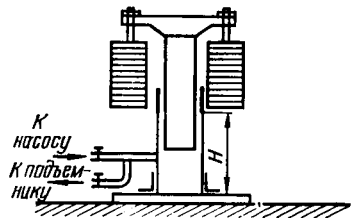


Рис. 1.19. Схема гидравлического аккумулятора.

Гидроаккумулятор служит для аккумуляции энергии, чтобы затем по мере надобности ее расходовать. Применяют его для поднятия больших грузов, для открытия и закрытия ворот шлюзов и т. д.

Различают грузовые и газовые гидроаккумуляторы. Грузовой гидроаккумулятор состоит из вертикального цилиндра, внутри которого помещен длинный плунжер, соединенный своей верхней частью с грузом большого веса (см. рис. 1.19). В гидроаккумулятор по трубе насосом нагнетается жидкость, которая поднимает плунжер с грузом вверх на некоторую высоту H . Сжатая в гидроаккумуляторе жидкость под постоянным давлением, т. к. давление жидкости в гидроаккумуляторе не зависит от степени его разрядки, подводится по нижней трубе к гидравлическим машинам, обеспечивая их работу с постоянной нагрузкой.

Глава 3. ГИДРОДИНАМИКА

3.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Общие сведения. Гидродинамикой называется раздел гидравлики, рассматривающий законы движения жидкостей и их практические приложения.

Кинематика жидкости обычно в гидравлике рассматривается совместно с динамикой и отличается от нее изучением видов и кинематических характеристик движения жидкости без учета сил, под действием которых происходит движение, тогда как динамика жидкости изучает законы движения жидкости в зависимости от приложенных к ней сил.

Жидкость в гидравлике рассматривается как непрерывная среда, сплошь заполняющая некоторое пространство без образования пустот. Причины, вызывающие ее движение, — внешние силы, такие, как сила тяжести, внешнее давление и т. д. Обычно при решении задач гидродинамики этими силами задаются. Незвестные факторы, характеризующие движение жидкости, — это внутреннее гидродинамическое давление (по аналогии с гидро-

статическим давлением в гидростатике) и скорость течения жидкости в каждой точке некоторого пространства. Причем гидродинамическое давление в каждой точке — функция не только координат данной точки, как это было с гидростатическим давлением, но и функция времени t , т. е. может изменяться и со временем.

Трудность изучения законов движения жидкости обуславливается самой природой жидкости и особенно сложностью учета касательных напряжений, возникающих вследствие наличия сил трения между частицами. Поэтому изучение гидродинамики, по предложению Л. Эйлера, удобнее начинать с рассмотрения невязкой (идеальной) жидкости, т. е. без учета сил трения, внося затем уточнения в полученные уравнения для учета сил трения реальных жидкостей.

Существует два метода изучения движения жидкости: метод Ж. Лагранжа и метод Л. Эйлера.

Метод Лагранжа заключается в рассмотрении движения каждой частицы жидкости, т. е. траектории их движения. Из-за значительной трудоемкости этот метод не получил широкого распространения.

Метод Эйлера заключается в рассмотрении всей картины движения жидкости в различных точках пространства в данный момент времени. Этот метод позволяет определить скорость движения жидкости в любой точке пространства в любой момент времени, т. е. характеризуется построением поля скоростей и поэтому широко применяется при изучении движения жидкости. Недостаток метода Эйлера в том, что при рассмотрении поля скоростей не изучается траектория отдельных частиц жидкости.

Рассмотрим виды движения жидкости.

Установившееся движение — это такое движение, при котором в любой точке потока жидкости скорость и давление с течением времени не изменяются, т. е. $u = f_1(x, y, z)$ и $p = f_2(x, y, z)$.

Примерами установившегося движения могут быть: истечение топлива из крана бензобака при неизменном уровне топлива в бензобаке, а также движение воды в канале с постоянными геометрическими параметрами: площадью поперечного сечения и глубиной.

Неустановившееся движение — это такое движение, при котором в любой точке потока жидкости скорость и давление с течением времени изменяются, т. е. $u = \varphi_1(x, y, z, t)$ и $p = \varphi_2(x, y, z, t)$.

Примерами неустановившегося движения могут быть: истечение топлива из крана бензобака при его опорожнении, а также движение воды в реке при прохождении паводка.

В дальнейшем будем рассматривать в основном установившееся движение жидкости. Установившееся движение жидкости подразделяется, в свою очередь, на равномерное и неравномер-

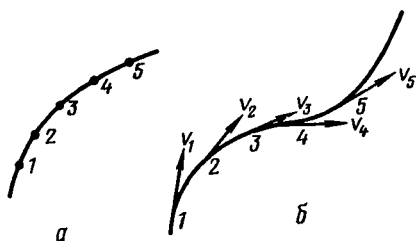


Рис. 1.20. Движение частиц жидкости:

а — траектория частицы жидкости; б — линия тока.

ное. При равномерном движении живое сечение потока и средняя скорость остаются постоянными вдоль течения, а при неравномерном движении эти параметры не постоянны.

Потоки жидкости по своему характеру подразделяются на напорные, безнапорные и гидравлические струи. При напорном движении поток не имеет свободной поверхности, т. е. соприкасается с твердыми

стенками со всех сторон. Примером напорного движения будет движение воды в трубопроводе под определенным напором.

При безнапорном движении поток имеет свободную поверхность, т. е. он соприкасается с твердыми стенками лишь по части периметра. Примером безнапорного движения будет движение воды в каналах и реках. В гидравлических струях поток окружен со всех сторон свободной поверхностью. Примером гидравлической струи будет струя пожарного брандспойта.

Для изучения законов движения жидкости введем понятие траектории движения частицы жидкости, линии тока и элементарной струйки.

Траектория движения частицы жидкости — это путь движения отдельной частицы жидкости в пространстве (рис. 1.20, а). При установившемся движении траектория движения частиц жидкости неизменна по времени. При неустановившемся движении траектория движения частиц непрерывно меняется по времени, т. к. происходит изменение скорости течения по величине и по направлению. Поэтому вводится понятие линии тока.

Линия тока — это линия, проведенная через ряд точек в движущейся жидкости таким образом, что в каждой из этих точек векторы скорости в данный момент времени касательны к ней (рис. 1.20, б). Необходимо различать понятия траектории движения и линии тока. Траектория движения изображает путь, который проходит частица жидкости за некоторый промежуток времени. Линия тока дает некоторую мгновенную характеристику потока, связывает различные частицы жидкости, лежащие на линии тока в данный момент, и показывает направление вектора скорости частиц в этот момент. При установившемся движении жидкости траектория движения частиц жидкости совпадает с линией тока.

Если в движущейся жидкости взять бесконечно малый замкнутый контур и через все его точки провести линии тока, то образуется трубчатая непроницаемая поверхность, которую назы-

вают *трубкой тока*. Часть жидкости, заключенную внутри трубки тока, называют *элементарной стружкой жидкости*. Совокупность движущихся с разными скоростями элементарных струек называют *потокм жидкости*.

3.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПОТОКА. РАСХОД И СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ

К гидравлическим характеристикам движения жидкости, кроме понятий траектории, линии тока, элементарной струйки, трубки тока, потока, относятся также понятия живого сечения, смоченного периметра, гидравлического радиуса, расхода жидкости и средней скорости.

Живое сечение ω — это поперечное сечение потока, перпендикулярное ко всем линиям тока. Например, в круглой трубке диаметром d , в которой все поперечное сечение занято жидкостью, живое сечение — это площадь круга $\omega = \pi d^2/4$.

Смоченный периметр χ — та часть периметра живого сечения, которая соприкасается с твердыми стенками. Например, для круглой трубы, работающей полным сечением, смоченный периметр равен длине окружности, т. е. $\chi = \pi d$.

Гидравлический радиус R — отношение площади живого сечения к смоченному периметру: $R = \omega/\chi$. Например, для круглой трубы, работающей полным сечением, гидравлический радиус равен четверти ее диаметра, т. е.

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}. \quad (1.60)$$

Расход жидкости — это ее объем, протекающий в единицу времени через живое сечение потока.

Расход для элементарной струйки

$$dQ = u d\omega.$$

Расход для потока жидкости

$$Q = \int_{\omega} u d\omega, \quad (1.61)$$

где u — истинная скорость движения частиц жидкости; $d\omega$ — площадь живого сечения элементарной струйки; ω — площадь живого сечения потока.

Средняя скорость — отношение расхода к площади живого сечения: $v = Q/\omega$,

откуда

$$Q = v\omega. \quad (1.62)$$

3.3. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Уравнение неразрывности для элементарной струйки и потока жидкости может быть получено путем следующих рассуждений. Если поток несжимаемой жидкости сплошной, то с течением времени изменения (увеличения или уменьшения) ее массы в данном объеме не произойдет. Проследим за массой жидкости, протекающей через грани элементарного параллелепипеда, выделенного внутри движущейся жидкости (рис. 1.21). Начнем рассуждения с направления, совпадающего с направлением оси $O-X$.

Предположим обратное, т. е. что при протекании через грани параллелепипеда количество массы жидкости изменится. Тогда через левую грань параллелепипеда жидкость втекает со скоростью u_x , а через правую грань вытекает уже со скоростью

$$u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx \text{ и т. д.}$$

Величина изменения количества массы за единицу времени в параллелепипеде в направлении, совпадающем с направлением оси $O-X$, составит

$$dM_x = \rho u_x dy dz - \rho \left(u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx \right) dy dz = -\rho \frac{\partial u_x}{\partial x} dx dy dz.$$

По аналогии с этим изменение количества массы за единицу времени по другим направлениям составит

$$dM_y = -\rho \frac{\partial u_y}{\partial y} dx dy dz;$$

$$dM_z = -\rho \frac{\partial u_z}{\partial z} dx dy dz. \quad (1.63)$$

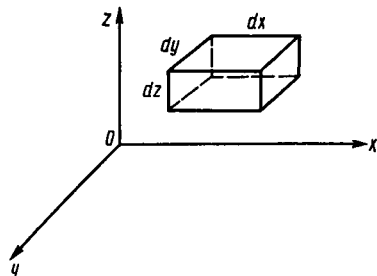


Рис. 1.21. К выводу уравнения неразрывности потока жидкости.

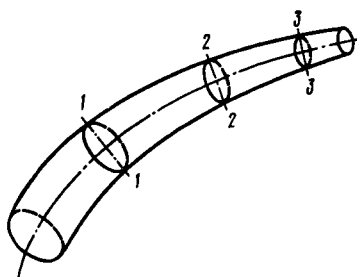


Рис. 1.22. Схема, демонстрирующая неразрывность потока жидкости.

Но по условию неразрывности

$$dM = dM_x + dM_y + dM_z = 0 \text{ или}$$

$$dM = -\rho dx dy dz \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = 0.$$

Величины ρ , dx , dy , dz не равны нулю. Следовательно,

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0. \quad (1.64)$$

Уравнение (1.64) называется *уравнением неразрывности в дифференциальной форме* (уравнении Л. Эйлера) для произвольного движения несжимаемой жидкости.

Для потенциального движения несжимаемой жидкости существует функция $\varphi(x, y, z)$, называемая *потенциалом скорости*, частные производные которой по координатным осям равны соответствующим проекциям скорости:

$$u_x = \frac{\partial \varphi}{\partial x}, \quad u_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y}, \quad u_z = \frac{\partial \varphi}{\partial z}.$$

С учетом этого уравнение неразрывности (1.64) может быть записано в виде

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0. \quad (1.65)$$

Уравнение (1.65) называется *уравнением Лапласа*.

Если взять в потоке жидкости живые сечения 1—1, 2—2 и 3—3 (рис. 1.22), то для каждого из них будет справедливым уравнение (1.62):

$$Q_1 = \omega_1 v_1; \quad Q_2 = \omega_2 v_2; \quad Q_3 = \omega_3 v_3.$$

Так как для всех живых сечений данного потока величина Q постоянна, то $Q_1 = Q_2 = Q_3$ и

$$\omega_1 v_1 = \omega_2 v_2 = \omega_3 v_3, \quad (1.66)$$

что справедливо при неразрывности потока несжимаемой жидкости.

3.4. УРАВНЕНИЕ Д. БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТРУЙКИ НЕВЯЗКОЙ И ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ

Выделим внутри жидкости бесконечно малую частицу в виде параллелепипеда (рис. 1.23). Рассмотрим уравнение движения частицы жидкости вдоль оси $O-X$. По аналогии с рисунком 1.4 на эту частицу будут действовать силы давления слева $\rho dy dz$, силы давления справа $-\left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx\right) dy dz$

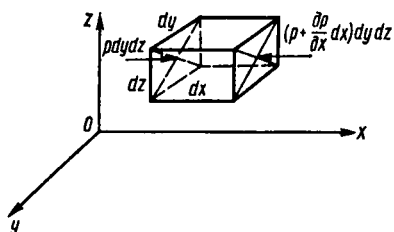


Рис. 1.23. К выводу уравнения Д. Бернулли.

и массовая сила $\rho dx dy dz X$. Если к действующим на частицу движущейся жидкости силам добавить силы инерции с обратным знаком, то на основании постулата Даламбера можно рассматривать эту частицу как находящуюся в покое.

Составляющие сил инерции по координатным осям будут равны:

$$\rho dx dy dz \frac{du_x}{dt}; \quad \rho dx dy dz \frac{du_y}{dt}; \quad \rho dx dy dz \frac{du_z}{dt},$$

а эти же составляющие, отнесенные к единице массы, т. е. деленные на $\rho dx dy dz$, определяются следующими значениями по осям: $-1 \frac{du_x}{dt}$; $-1 \frac{du_y}{dt}$; $-1 \frac{du_z}{dt}$.

Добавляя к уравнениям равновесия покоящейся жидкости (1.23) силы инерции, получаем дифференциальные уравнения движения невязкой жидкости (уравнения Эйлера):

$$\begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{du_x}{dt}; \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} &= \frac{du_y}{dt}; \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{du_z}{dt}. \end{aligned} \quad (1.67)$$

Умножим слагаемые уравнений (1.67) соответственно на dx , dy , dz и сложим их:

$$\begin{aligned} (X dx + Y dy + Z dz) - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) &= \\ = \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz. \end{aligned} \quad (1.68)$$

Упростим полученное выражение (1.68) следующим образом:

1. Выражение $(X dx + Y dy + Z dz)$ — это полный дифференциал некоторой функции Π , т. е.

$$d\Pi = X dx + Y dy + Z dz.$$

2. Считая движение установившимся, $p=f(x, y, z)$ можно записать:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz. \quad (1.69)$$

3. Так как $u_x = \frac{dx}{dt}$, то

$$\frac{du_x}{dt} dx = \frac{du_x}{dt} u_x dt = u_x du_x = d\left(\frac{u_x^2}{2}\right).$$

По аналогии с этим

$$\frac{du_y}{dt} dy = d\left(\frac{u_y^2}{2}\right) \text{ и } \frac{du_z}{dt} dz = d\left(\frac{u_z^2}{2}\right).$$

Подставив полученные выражения в уравнение (1.68), получим

$$d\Pi - \frac{1}{\rho} dp = \frac{1}{2} d(u^2) \text{ или}$$

$$\frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2} d(u^2) - d\Pi = 0.$$

После интегрирования получим:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} - \Pi = \text{const}. \quad (1.70)$$

Если движение жидкости происходит только под действием внешней силы тяжести, то $d\Pi = Zdz = -gdz$. Откуда $\Pi = -gz$.

Подставив это выражение в уравнение (1.70), получим

$$\frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} + gz = \text{const}$$

или после деления на g окончательно получим

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} = H_r, \quad (1.71)$$

где H_r — гидродинамический напор, м.

Уравнение (1.71) можно записать для двух сечений элементарной струйки 1—1, 2—2 в виде равенства гидродинамических напоров в этих сечениях:

$$H_{r_1} = H_r \text{ или}$$

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}. \quad (1.72)$$

Уравнение (1.71) называется *интегралом Бернулли*, а уравнение (1.72) называется *уравнением Бернулли для элементарной струйки невязкой жидкости*, выведены впервые в 1738 г.

Для реальной (вязкой) жидкости напор в любом вышележащем сечении всегда будет больше напора в нижележащем по течению сечении, т. к. часть энергии затрачивается на преодоление сил сопротивления, т. е. можно записать уравнение Бернулли для элементарной струйки вязкой жидкости в следующем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + h_w, \quad (1.73)$$

где $h_w = H_{r_1} - H_{r_2}$ — удельные потери напора на преодоление всех сопротивлений (преодоление сил вязкости и сил трения между жидкостью и стенкой).

3.5. УРАВНЕНИЕ Д. БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ПОТОКА ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ

При переходе от элементарной струйки к потоку вязкой жидкости, имеющему конечные размеры, необходимо учесть неравномерность распределения скоростей в живых сечениях и иметь представление о случаях возможного и невозможного применения уравнения Бернулли.

Решение этих вопросов сводится к установлению поправочных коэффициентов α и выделению потоков с плавно изменяющимся движением, т. е. таким движением, при котором угол расхождения между соседними элементарными струйками настолько мал, что составляющими скорости в поперечном сечении можно пренебречь. В этих условиях справедлив основной закон гидростатики, т. е. величина $z + p/\gamma$ одинакова во всех точках сечения.

При движении вязкой жидкости вдоль твердой стенки ее скорость достигает максимального значения в центральной части потока и уменьшается до нуля возле стенки. Неравномерное распределение скоростей означает неодинаковое скольжение одних элементарных струек по другим, движение вязкой жидкости сопровождается вращением частиц, вихреобразованием и перемешиванием. Поэтому приходится вводить среднюю по сечению скорость v . Для приведения результатов расчетов по средней скорости в соответствие с действительными скоростями вводится коэффициент Кориолиса α , характеризующий неравномерное распределение скоростей в живом сечении потока, представляющий собой отношение кинетической энергии, подсчитанной по истинным скоростям сечения, к той же энергии, вычис-

ленной по средней скорости в этом же сечении потока:

$$\alpha = \frac{\int u^2 dM}{Mv^2}, \quad (1.74)$$

где M — масса жидкости; u и v — соответственно истинная и средняя скорости.

Обычно в трубопроводах и каналах $\alpha = 1,05 \dots 1,1$. Иногда приближенно принимают $\alpha \approx 1$.

Поэтому для потока вязкой жидкости с учетом неравномерности распределения скоростей по живому сечению уравнение Бернулли запишется следующим образом:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_{w1-2}. \quad (1.75)$$

Уравнение Бернулли устанавливает связь между высотными положениями частиц жидкости, давлением и скоростями в разных сечениях потока жидкости. Причем каждая из входящих в уравнение (1.75) величин может изменяться, но сумма их остается постоянной.

3.6. ФИЗИЧЕСКИЙ СМЫСЛ И ГРАФИЧЕСКАЯ ИНТЕРПРЕТАЦИЯ УРАВНЕНИЯ Д. БЕРНУЛЛИ

Для понимания физического смысла уравнения Бернулли все его слагаемые могут быть представлены графически (рис. 1.24). Для этого необходимо в выбранных сечениях

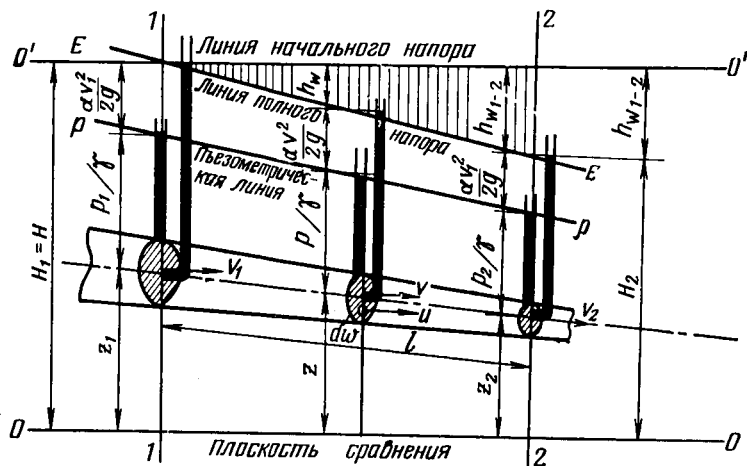


Рис. 1.24. Графическая интерпретация уравнения Д. Бернулли.

установить пьезометры и скоростные трубки. Индексами 1 и 2 обозначены величины, относящиеся соответственно к живому сечению потока 1—1, взятому выше по течению, и к живому сечению 2—2, взятому ниже по течению. Все слагаемые, входящие в уравнение Бернулли, имеют линейную размерность и характеризуют собой высоту: z — геометрический напор или геометрическая высота положения центра тяжести живого сечения потока над произвольно взятой горизонтальной плоскостью сравнения 0—0; p/γ — высота давления, пьезометрический напор или пьезометрическая высота, т. е. высота такого столба жидкости, который соответствует гидродинамическому давлению в центре тяжести живого сечения потока; $\frac{\alpha v^2}{2g}$ — скоростной напор или скоростная высота; α — коэффициент неравномерности распределения скорости по сечению, при расчете трубопроводов $\alpha=1$ и $h_{w_{1-2}}$ — потерянный напор.

Следовательно, сумма первых трех слагаемых уравнения Бернулли, обозначаемая через H_1 и H_2 , имеет также размерность длины и называется *полным гидродинамическим напором* соответственно в сечениях 1—1 и 2—2.

Член $h_{w_{1-2}}$ выражает суммарную потерю напора между рассматриваемыми сечениями. Тогда уравнение Бернулли (1.75) можно записать в следующем виде:

$$H_1 = H_2 + h_{w_{1-2}} = H, \quad (1.76)$$

т. е. для любого потока величина H остается постоянной.

Если соединить уровни жидкости в пьезометрах, то получим пьезометрическую линию $p-p$. Падение пьезометрической линии на единицу длины потока называют *пьезометрическим уклоном* I_p , который выражают следующей зависимостью:

$$I_p = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma}\right)}{l}, \quad (1.77)$$

где l — длина потока между сечениями 1—1 и 2—2.

Пьезометрический уклон может быть как положительным, так и отрицательным. Сумму $\left(z + \frac{p}{\gamma}\right)$ называют *пьезометрическим (потенциальным) напором*.

Если соединить уровни жидкости в скоростных трубках, то получим линию полного напора $E-E$. Падение линии полного напора на единицу длины называют *гидравлическим уклоном*

I и выражают зависимость

$$I = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} \right)}{l}, \quad (1.78)$$

или сокращенно

$$I = \frac{H_1 - H_2}{l} = \frac{h_{\text{в}1-2}}{l}. \quad (1.78')$$

Линия полного напора $E-E$ всегда понижается, т. е. при движении реальной жидкости часть напора затрачивается на преодоление сил трения.

При равномерном движении жидкости линия полного напора $E-E$ будет параллельна пьезометрической линии $p-p$ и гидравлический уклон будет равен пьезометрическому $I_p = I$.

Для идеальной жидкости линия полного напора $E-E$ будет параллельна плоскости сравнения и совпадать с линией начального напора, т. е. $h_{\text{в}} = 0$.

С энергетической точки зрения уравнение Бернулли представляет тот или иной вид удельной энергии, т. е. энергию, приходящуюся на единицу веса жидкости. Из уравнения (1.75) видно, что полная удельная энергия потока состоит из удельной энергии положения z , удельной энергии давления p/γ и удельной кинетической энергии $\frac{\alpha v^2}{2g}$, которая уменьшается по длине потока в направлении движения из-за преодоления сил трения.

Таким образом, уравнение Бернулли представляет собой сумму потенциальной $\left(z + \frac{p}{\gamma} \right)$ и кинетической $\left(\frac{\alpha v^2}{2g} \right)$ удельных энергий и выражает частный случай общего закона сохранения энергии в природе, доказанного великим русским ученым М. В. Ломоносовым.

Глава 4. ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ПОДОБИЕ И РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

4.1. ПОДОБИЕ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ

При изучении движения реальной жидкости встречаются трудности, обусловленные характером движения и влиянием различных факторов, происходящих при этом процессе. Поэтому наряду с аналитическими расчетами гидравлических явлений

ний широко применяются экспериментальные исследования. Сочетание их позволяет получать надежные результаты.

Обычно экспериментальные гидравлические исследования проводят в натуральных условиях (в натуре) и в лабораториях на моделях. При отсутствии натуральных объектов, находящихся в стадии рабочего проектирования, проводят экспериментальные лабораторные исследования, получают поправочные коэффициенты к расчетным формулам или эмпирические зависимости, отражающие связь между изучаемыми факторами.

В этом случае должно быть обосновано моделирование явлений, происходящих в натуре и на модели, т. е. необходимо добиваться гидромеханического подобия изучаемых процессов. *Гидромеханически подобными* считаются явления, если в них одинаковы отношения всех геометрических элементов, плотностей и сил, действующих в соответствующих точках и направлениях. При этом различают геометрическое, кинематическое и динамическое подобие.

Геометрически подобными будут те потоки (в натуре и на модели), у которых линейные размеры l_n и l_m , площади ω_n и ω_m и объемы W_n и W_m находятся в соотношении

$$\frac{l_n}{l_m} = M_l; \quad \frac{\omega_n}{\omega_m} = M_\omega = M_l^2; \quad \frac{W_n}{W_m} = M_W = M_l^3, \quad (1.79)$$

где M_l — линейный масштаб моделирования, индексами «н» и «м» обозначены величины, относящиеся соответственно к натуре и модели.

Кинематически подобными будут те потоки, у которых частицы жидкости совершают геометрически подобные перемещения и выполняются соотношения

$$\frac{t_n}{t_m} = M_t; \quad \frac{v_n}{v_m} = M_v; \quad \frac{a_n}{a_m} = M_a, \quad (1.80)$$

где M_t , M_v , M_a — масштабы моделирования соответственно времени, скорости и ускорения.

Динамически подобными будут те потоки, для которых соотношения между соответствующими силами, действующими в натуре и на модели, одинаковы, т. е.

$$\frac{F_n}{F_m} = \frac{P_n}{P_m} = \frac{T_n}{T_m} = M_F = \text{idem}, \quad (1.81)$$

где F , P и T — соответственно силы инерции, силы тяжести и силы вязкости.

Для движущихся потоков одни из основных сил — силы инерции, которые можно выразить в виде произведения массы

m на ускорение a :

$$\frac{F_n}{F_m} = \frac{m_n a_n}{m_m a_m} = \frac{\rho_n l_n^2 v_n^2}{\rho_m l_m^2 v_m^2}; \quad \frac{F_n}{\rho_n l_n^2 v_n^2} = \frac{F_m}{\rho_m l_m^2 v_m^2} = \text{Ne}. \quad (1.82)$$

Выражение (1.82) — общий закон гидромеханического подобия, установленный в 1686 г. И. Ньютоном, который можно сформулировать так: в динамически подобных потоках между двумя соответственными силами F_n и F_m должно существовать постоянное соотношение Ne, называемое критерием Ньютона.

4.2. КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ

Общие положения. Условие гидромеханического подобия гидравлических явлений — это соблюдение равенства (1.82) для всех сил (тяжести, давления, инерции, трения, поверхностного натяжения), под действием которых происходит это явление. Влияние указанных сил ввиду их разной физической природы проявляется неодинаково. Поэтому устанавливают частные критерии подобия для случаев, когда в качестве преобладающей принимается какая-нибудь одна из действующих сил. Критерии частичного подобия можно получить из критерия Ньютона, подставляя в него силу тяжести G , при этом получим условие подобия только сил тяжести (критерий Фруда Fr), или силу трения τ — получим условие подобия только сил трения (критерий Рейнольдса Re) и т. д.

Критерий Фруда. При моделировании истечения из отверстий и насадок через водосливы преобладают силы тяжести при пренебрежимо малом влиянии сил поверхностного натяжения и вязкости. Из отношения сил инерции и тяжести можно получить критерий Фруда, или закон гравитационного подобия:

$$\frac{\text{Силы инерции}}{\text{Силы тяжести}} = \frac{\rho l^2 v^2}{\gamma l^3} = \frac{v^2}{gl} = Fr = \text{idem}. \quad (1.83)$$

Следовательно, при преобладании сил тяжести потоки будут подобными, если будут равны числа Фруда для натуре и для модели, т. е. $Fr_n = Fr_m$. Так как обычно в подобных потоках ускорения силы тяжести $g_n = g_m$, критерий Фруда несколько упрощается:

$$\frac{v_n^2}{l_n} = \frac{v_m^2}{l_m} = Fr. \quad (1.83')$$

Переход от модели к натуре в этом случае может быть выполнен по следующим зависимостям:

для скорости

$$\frac{v_n^2}{v_m^2} = \frac{l_n}{l_m} = M_l \quad \text{или} \quad (1.84)$$

$$v_n = v_m \sqrt{M_l};$$

для расхода

$$\frac{Q_n}{Q_m} = \frac{\omega_n v_n}{\omega_m v_m} = M_l^2 \sqrt{M_l} \quad (1.85)$$

или

$$Q_n = Q_m M_l^2 \sqrt{M_l};$$

для времени

$$\text{т. к. } v_n = \frac{l_n}{t_n}, \quad v_m = \frac{l_m}{t_m} \quad \text{и} \quad \frac{v_n}{v_m} = \frac{l_n t_m}{t_n l_m}, \quad \frac{t_n t_m}{t_m l_n} = \frac{v_m}{v_n},$$

то

$$\frac{t_n}{t_m} = \frac{v_m t_n}{v_n l_m}, \quad t_n = t_m \sqrt{M_l}. \quad (1.86)$$

Критерий Рейнольдса. При моделировании движения жидкости в трубах, реках и каналах преобладают силы трения (вязкости), поэтому закон гидромеханического подобия будет представлен в ином виде:

$$\frac{\text{Силы инерции}}{\text{Силы трения}} = \frac{\rho l^2 v^2}{\mu l v} = \frac{v l}{\nu} = \text{Re} = \text{idem}, \quad (1.87)$$

где силы трения найдены по зависимости (1.6).

Следовательно, при преобладании силы трения потоки будут подобными, если критерий Рейнольдса для обоих потоков одинаков, т. е.

$$\text{Re}_n = \text{Re}_m \quad \text{или} \quad \frac{v_n l_n}{\nu_n} = \frac{v_m l_m}{\nu_m}. \quad (1.87')$$

Переход от модели к натуре в этом случае может быть выполнен по следующим формулам при $\nu_n = \nu_m$:

для скорости

$$v_n = \frac{v_m}{M_l};$$

для расхода

$$Q_n = Q_m M_l;$$

для времени

$$t_n = t_m M_l^2. \quad (1.88)$$

4.3. π -ТЕОРЕМА И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ

В тех случаях, когда не удается получить теоретические зависимости для описания гидравлического явления, прибегают к методу анализа размерностей (π -теореме), который позволяет установить структуру формулы, связывающей физические факторы исследуемого гидравлического явления.

Допустим, требуется найти параметры критериального уравнения для экспериментального определения любой физической величины

$$F(\pi_1, \pi_2) = 0,$$

например, критерии Fg и Re , когда движение жидкости описывается уравнением, определяемым пятью параметрами:

$$f(l, t, \rho, g, \nu) = 0.$$

Рассмотрим размерности входящих величин, выбрав за основные длину, время и массу:

$$l [L], t [T], \rho \left[\frac{M}{L^3} \right], g \left[\frac{L}{T^2} \right], \nu \left[\frac{L^2}{T} \right].$$

В соответствии с π -теоремой функциональную зависимость можно выразить безразмерными комплексами в количестве $(K-3)$, где K — число параметров уравнения. Для рассматриваемого случая $(K-3) = (5-3) = 2$, т. е. два — π :

$$\Pi_1 = e^{x_1} t^{y_1} \rho^{z_1} g;$$

$$\Pi_2 = e^{x_2} t^{y_2} \rho^{z_2} \nu \quad (1.89)$$

или с учетом размерностей для каждого π можем записать:

$$\Pi_1 = [L]^{x_1} [T]^{y_1} \left[\frac{M}{L^3} \right]^{z_1} \left[\frac{L}{T^2} \right];$$

$$\Pi_2 = [L]^{x_2} [T]^{y_2} \left[\frac{M}{L^3} \right]^{z_2} \left[\frac{L^2}{T} \right]. \quad (1.89')$$

Уравнения преобразуются к виду

$$\pi_1 = L^{x_1 - 3z_1 + 1} T^{y_1 - 2} M^{z_1};$$

$$\pi_2 = L^{x_2 - 3z_2 + 2} T^{y_2 - 1} M^{z_2}, \quad (1.90)$$

откуда, приравнявая показатели степени при L , T , M к нулю, для каждого из двух π получаем систему уравнений:

$$\left. \begin{array}{l} x_1 - 3z_1 + 1 = 0; \\ y_1 - 2 = 0; \\ z_1 = 0. \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} x_2 - 3z_2 + 2 = 0; \\ y_2 - 1 = 0; \\ z_2 = 0. \end{array} \right\} \quad (1.90')$$

Решая каждую из двух систем, находим

$$\text{для } \pi_1: x_1 = -1; y_1 = 2; z_1 = 0;$$

(1.90'')

$$\text{для } \pi_2: x_2 = -2; y_2 = 1; z_2 = 0.$$

Далее определяем вид безразмерных параметров:

$$\left. \begin{array}{l} \pi_1 = \frac{gl_1^2}{l} = \frac{gl}{v^2} = \frac{1}{Fr}; \\ \pi_2 = \frac{tv}{l^2} = \frac{v}{vl} = \frac{1}{Re} \end{array} \right\} \quad (1.91)$$

и записываем общий вид критериального уравнения движения вязкой жидкости:

$$F(Fr, Re) = 0.$$

4.4. РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ. ЧИСЛО РЕЙНОЛЬДСА

Давно было замечено, что существует два режима движения жидкости: *ламинарный* (от латинского слова *lamina* — слой), при котором поток жидкости движется отдельными слоями (струйками) без перемешивания, и *турбулентный* (от латинского слова *turbulentus* беспорядочный), при котором происходит беспорядочное интенсивное перемешивание движущихся частиц жидкости.

В природе ламинарный режим движения жидкостей встречается при движении жидкостей с большой вязкостью: нефти, мазута, смазочных масел и в порах грунта при движении подземных вод.

Турбулентный режим движения жидкостей встречается при движении маловязких жидкостей (вода, бензин, спирт) в трубах, каналах, реках. Характер режима движения жидкости зависит от соотношения действующих в них сил. Если при движении жидкости преобладают силы вязкости, то мы наблюдаем ламинарный режим, если преобладают силы инерции, то наблюдаем турбулентный режим движения потока. На это обстоятельство указывал в 1880 г. великий русский ученый Д. И. Менделеев в работе «О сопротивлении жидкости и воздухоплавании», которое было полностью изучено в 1883 г. английским физиком

О. Рейнольдсом на весьма простой экспериментальной установке (рис. 1.25).

К баку 1 с водой присоединена прозрачная трубка 2 с вентилям 3 на конце, регулирующим скорость движения воды в трубке 2. Из сосуда 4 по трубке 5 в устье трубки 2 поступает подкрашенная жидкость.

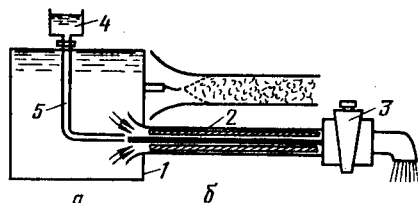


Рис. 1.25. Режимы движения жидкости:

1 — бак; 2 — прозрачная трубка; 3 — вентиль; 4 — сосуд; 5 — трубка.

При малом открытии вентиля 3 поток в трубке 2 будет двигаться с малой скоростью. Если в поток пустить подкрашенную жидкость, то она будет иметь вид натянутой нити, не смешиваясь с окружающей ее водой. Такое движение жидкости будет ламинарным.

При большом открытии вентиля 3 поток в трубке 2 будет двигаться с большой скоростью. Сначала подкрашенная нитевидная струйка изгибается, затем разрушается и превращается в отдельные вихри, распределяясь по всему живому сечению трубки. Такое движение О. Рейнольдс называл турбулентным.

Опыты О. Рейнольдса показали, что переход от ламинарного режима движения жидкости к турбулентному происходит при определенной скорости, которую называют *критической*. Как показывают опыты, значение этой скорости прямо пропорционально кинематической вязкости ν и обратно пропорционально диаметру трубки d :

$$v_{кр} = Re_{кр} \frac{\nu}{d}, \quad (1.92)$$

чаще всего это выражение записывают следующим образом:

$$Re_{кр} = \frac{v_{кр} d}{\nu}, \quad (1.92')$$

где $Re_{кр}$ — безразмерное число Рейнольдса.

Число Рейнольдса, при котором ламинарный режим движения жидкости переходит в турбулентный, называют критическим и обозначают $Re_{кр}$. Опытами установлено, что в момент перехода ламинарного режима в турбулентный $Re_{кр} = 2320$. Следовательно, при движении в трубах $Re < 2320$ и движение жидкости будет ламинарным, а при $Re > 2320$ — турбулентным.

При безнапорном движении жидкости число Рейнольдса определяют не через диаметр трубы, а через гидравлический радиус R по формуле

$$Re = \frac{vR}{\nu},$$

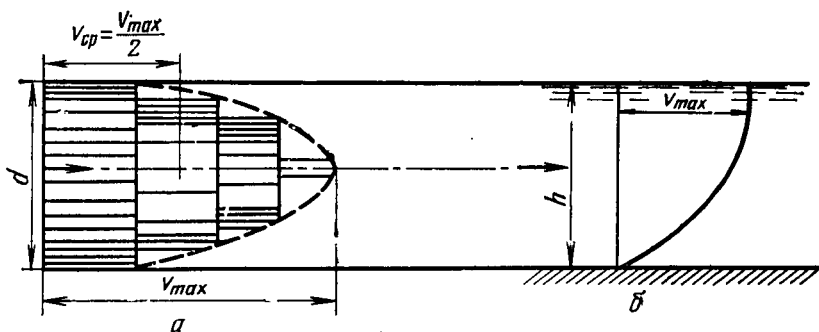


Рис. 1.26. Распределение скоростей движения жидкости в трубе и открытом канале при ламинарном режиме движения:

a — в трубе; *б* — в открытом канале.

где $R = d/4$, т. е. для безнапорного движения жидкости критическое число Рейнольдса будет в 4 раза меньше, чем при движении в трубах, $Re_{кр} = 580$. Следовательно, при безнапорном движении жидкости при $Re < 580$ будет иметь место ламинарный режим, а при $Re > 580$ — турбулентный.

Ламинарное движение жидкости в цилиндрической трубе схематически изображают телескопическим, т. е. движущаяся жидкость как бы разделяется на бесконечно большое число тонких концентрических относительно оси трубопровода слоев (рис. 1.26). Иными словами, при ламинарном движении жидкости в цилиндрической трубе распределение скоростей по сечению имеет вид параболы: у стенок трубы скорости равны нулю, а при удалении от них скорости плавно возрастают и достигают максимального значения на оси трубы.

Для открытых потоков график распределения скоростей при ламинарном режиме показан на рисунке 1.26, б.

Определим закон распределения скоростей в живом сечении потока при ламинарном режиме. Для этого выделим внутри горизонтального трубопровода объем жидкости в виде цилиндра радиусом r и длиной l (рис. 1.27) и составим уравнение равновесия всех действующих сил:

$$\pi r^2 (P_1 - P_2) = -2\pi r l \mu \frac{du}{dr}, \quad (1.93)$$

где $\pi r^2 (P_1 - P_2)$ — разность сил давления в сечениях 1 и 2; $-2\pi r l \mu \frac{du}{dr}$ — сила трения на боковой поверхности цилиндра, на основании формулы (1.6). Знак «минус» в формуле Ньютона взят потому, что du/dr отрицательно, поскольку с увеличением r скорость убывает.

При равномерном движении жидкости, при котором все живые сечения по длине потока одинаковы как по форме, так и по

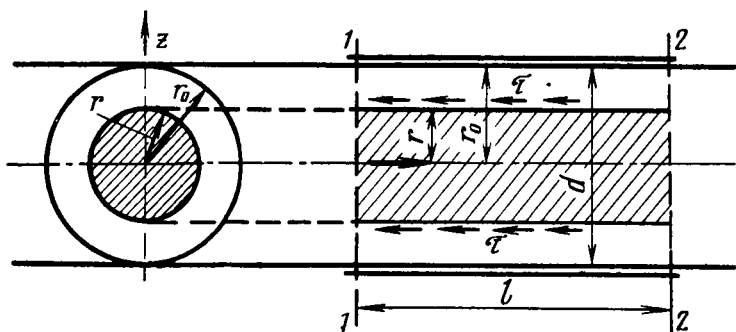


Рис. 1.27. К определению закона распределения скоростей в трубе при ламинарном режиме движения жидкости.

размерам, и скорости в соответственных точках живых сечений также одинаковы. Скорость — функция исключительно одного r :

$$du = - \frac{(P_1 - P_2) r}{2l\mu} dr. \quad (1.94)$$

С учетом гидравлического уклона

$$I = \frac{P_1 - P_2}{\gamma l} = h_w/l,$$

получим

$$du = - \gamma \frac{I r}{2\mu} dr. \quad (1.95)$$

Интегрируя по сечению трубы от $r=r$ и $r=r_0$, учитывая, что при $r=r_0$ скорость $u=0$, получим закон распределения скоростей в живом сечении потока:

$$u = \gamma \frac{I}{4\mu} (r_0^2 - r^2), \quad (1.96)$$

для центральной струйки при $r=0$

$$u_{\max} = \gamma \frac{I}{4\mu} r_0^2. \quad (1.96')$$

Расход жидкости через трубу определится из выражения

$$Q = \int_0^{r_0} 2\pi r dr u = \int_0^{r_0} 2\pi r dr \frac{I}{4\mu} (r_0^2 - r^2) \gamma; \quad (1.97)$$

$$Q = \gamma \frac{\pi}{2} \frac{I}{\mu} \left(\frac{r_0^4}{2} - \frac{r_0^4}{4} \right) = \frac{\pi}{8} \gamma \frac{I}{\mu} r_0^4, \quad (1.97')$$

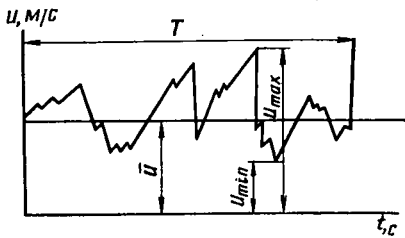


Рис. 1.28. График пульсации скорости.

отсюда средняя скорость

$$v = \frac{Q}{\pi r_0^2} = \gamma \frac{l}{8\mu} r_0^2, \quad (1.98)$$

а соотношение между максимальной и средней скоростью

$$\frac{u_{\max}}{v} = 2. \quad (1.99)$$

Турбулентный режим движения жидкости характеризуется беспорядочным движением частиц. При этом режиме частицы жидкости движутся по произвольным траекториям и с различной скоростью, причем скорость в любой точке потока непрерывно изменяется как по величине, так и по направлению около некоторого среднего значения. Такое изменение во времени мгновенной местной скорости называется *пульсацией скорости* (рис. 1.28). А среднюю по времени скорость называют *осредненной местной скоростью*, или *осредненной скоростью*. Аналитически связь между осредненной скоростью и мгновенной скоростью может быть выражена зависимостью

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_0^T u dt, \quad (1.100)$$

где T — период наблюдений.

Распределение осредненных скоростей течения в живом сечении трубопровода, полученное на основе опытных данных, может быть представлено схематически (рис. 1.29). Из рисунка видно, что распределение скоростей течения в этом случае выглядит иначе, чем при ламинарном режиме движения. Только в погра-

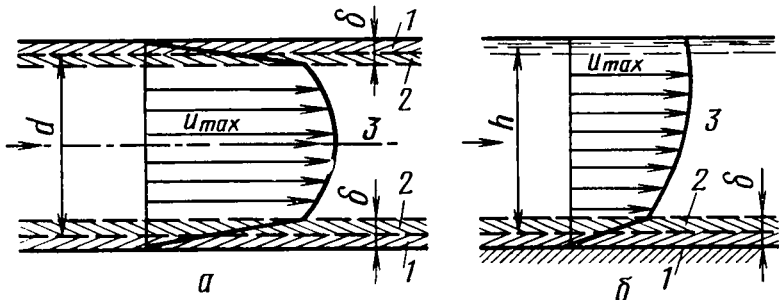


Рис. 1.29. Распределение скоростей течения в трубе и открытом канале при турбулентном режиме движения:

а — в трубе; б — в открытом канале; 1 — ламинарная пленка; 2 — переходный слой; 3 — ядро турбулентного течения.

ничном слое (ламинарная пленка + переходной слой) скорости течения изменяются так же, как при ламинарном режиме движения. В переходной зоне зарождаются вихри, обусловленные увеличением скорости движения и влиянием выступов шероховатости. Причем если выступы шероховатости меньше ламинарной пленки, то стенка будет гидравлически гладкой. Если же величина выступов будет превышать толщину ламинарной пленки, то неровности стенок будут увеличивать беспорядочность движения и стенка будет гидравлически шероховатой.

Возникающие в пограничном слое вихри проникают в центральную часть потока и образуют ядро турбулентного течения. В ядре турбулентного течения происходит интенсивное и непрерывное перемешивание частиц жидкости, возникают дополнительные напряжения, обусловленные турбулентностью потока.

Глава 5. ПОТЕРИ НАПОРА (УДЕЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ) ПРИ РАВНОМЕРНОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ

Сопротивления, возникающие при движении жидкости, называются *гидравлическими сопротивлениями*. На преодоление этих сопротивлений тратится некоторая часть удельной энергии движущейся жидкости, которую называют *потерей удельной энергии*, или *потерей напора*.

В уравнении Бернулли для потока реальной жидкости потери напора обозначаются h_w .

Все гидравлические сопротивления разделяются на два вида: сопротивления по длине потока и местные сопротивления.

Гидравлические сопротивления по длине потока обуславливаются действием сил трения. Местные гидравлические сопротивления обуславливаются местным препятствием потоку жидкости в виде изгиба трубы, внезапного сужения или расширения русла, при обтекании клапанов, решеток, диафрагм, кранов, которые деформируют обтекающий их поток.

Таким образом, потери напора при движении жидкости будут равны сумме потерь напора на трение, вызванных гидравлическими сопротивлениями по длине потока и потерь напора на местные сопротивления, т. е.

$$h_w = h_{тр} + h_m.$$

5.1. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Как уже указывалось выше, *равномерным движением жидкости* называют такое движение, при котором все живые сечения по длине потока одинаковы как по форме, так и по раз-

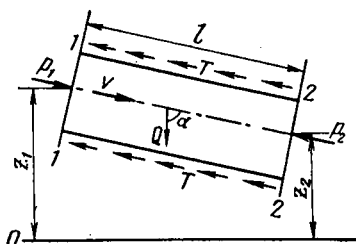


Рис. 1.30. К выводу уравнения равномерного движения жидкости.

мерам и скорости в соответственных точках живых сечений одинаковы.

Примером равномерного движения жидкости может служить движение жидкости в трубопроводах с постоянным расходом по длине.

Рассмотрим часть равномерно движущегося потока (рис. 1.30) при допущении одинаковости скорости движения частиц по всему живому сечению. Это допущение

упрощает решение поставленной задачи, дает возможность учесть только сопротивления трения потока о стенки трубы или русла и не учитывать сопротивления трения между частицами движущейся жидкости. В данном случае потери напора вызываются лишь гидравлическими сопротивлениями по длине потока, т. е. $h_w = h_{тр}$.

Запишем уравнение Бернулли для двух сечений 1—1 и 2—2 выделенного из потока участка относительно плоскости сравнения 0—0:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{тр} \quad (1.102)$$

или с учетом равенства скоростей

$$h_{тр} = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right), \quad (1.103)$$

т. е. при равномерном движении потока потери напора по длине равны разности удельных потенциальных энергий.

Для вычисления этой разности рассмотрим действие внешних сил на выделенную часть потока и составим сумму проекций всех действующих сил на ось потока:

$$P_1 - P_2 + Q \cos \alpha - T = 0, \quad (1.104)$$

где P_1 и P_2 — силы давления соответственно на сечения 1—1 и 2—2; Q — сила тяжести выделенной части потока; T — сила трения потока о стенки трубы или русла.

Подставив значения слагаемых уравнения (1.104), получим

$$p_1 \omega - p_2 \omega + \gamma \omega l \frac{z_1 - z_2}{l} - \tau \chi l = 0. \quad (1.105)$$

Разделив полученное уравнение на $\gamma\omega$, будем иметь

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma}\right) = \frac{\tau l}{\gamma R}. \quad (1.106)$$

Так как левая часть уравнения (1.106) равна $h_{\text{тр}}$, то окончательно получим

$$h_{\text{тр}} = \frac{\tau l}{\gamma R}. \quad (1.107)$$

Выражение (1.107) — основное уравнение равномерного движения жидкости.

5.2. ПОТЕРИ НАПОРА ПО ДЛИНЕ В КАНАЛАХ

В каналах круглого сечения. Запишем формулу (1.98) в несколько ином виде, т. е. подставим значения $r_0 = d/2$ и

$I = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$, и тогда получим уравнение

$$\frac{v}{\gamma} = \frac{1}{32} \frac{p_1 - p_2}{\gamma \mu l} d^2 \quad (1.108)$$

и решим его относительно I :

$$I = \frac{32\mu v R}{\gamma d^2}. \quad (1.109)$$

Левая часть полученного уравнения представляет собой потери напора в трубопроводе между сечениями 1—1 и 2—2:

$$h_{\text{тр}} = \frac{32\mu v l}{\gamma d^2}. \quad (1.110)$$

Умножив числитель и знаменатель на $v/2$ и заменив $\gamma = \rho g$, получим

$$h_{\text{тр}} = \frac{64\mu v^2 l}{2\rho g v d d}. \quad (1.111)$$

Выполнив замену $\frac{\mu}{\rho} = \nu$ и $\frac{v}{vd} = \frac{1}{\text{Re}}$, получим

$$h_{\text{тр}} = \frac{64}{\text{Re}} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}. \quad (1.112)$$

Это формула для определения потерь напора при ламинарном режиме движения жидкости.

Обозначив $64/\text{Re}$ через λ , получим формулу Дарси—Вейсбаха в окончательном виде:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.113)$$

где λ — так называемый коэффициент гидравлического трения по длине (коэффициент Дарси). Величина безразмерная. Для ламинарного режима движения жидкости $\lambda = 64/Re$.

В каналах некруглого сечения. Формулу для определения потерь напора по длине в каналах некруглого сечения можно получить из основного уравнения равномерного движения жидкости (1.107). Для этого необходимо принять, как это предложил Шези, величину τ/γ пропорциональной квадрату скорости:

$$\frac{\tau}{\gamma} = \frac{1}{C^2} v^2, \quad \text{или} \quad (1.114)$$

$$h_{\text{тр}} = \frac{v^2 l}{C^2 R}, \quad (1.115)$$

где $1/C^2$ — коэффициент пропорциональности.

Решая выражение (1.115) относительно v , получим

$$v = C \sqrt{R I}, \quad (1.116)$$

где $I = h_{\text{тр}}/l$ — гидравлический уклон.

Формула (1.116) носит название *формулы Шези*, а коэффициент C называется *коэффициентом Шези* (C — начальная буква фамилии автора *Chezy*).

Размерность коэффициента Шези $\frac{m^{1/2}}{c}$.

По формуле Шези главным образом производится гидравлический расчет сооружений с безнапорным движением жидкости.

Однако практически удобнее иметь коэффициент C безразмерной величиной. С этой целью позднее была предложена замена

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}, \quad (1.117)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения по длине.

Подставив предложенную замену в формулу (1.115), получим

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{4R} \frac{v^2}{2g}. \quad (1.118)$$

Для трубопровода круглого сечения $4R = d$. Произведя соответствующую замену, получим известную формулу Дарси—Вейсбаха (1.113).

5.3. КОЭФФИЦИЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ

Коэффициент гидравлического трения λ в большей степени зависит от шероховатости труб. Изучению этого явления посвящено много экспериментальных и теоретических исследова-

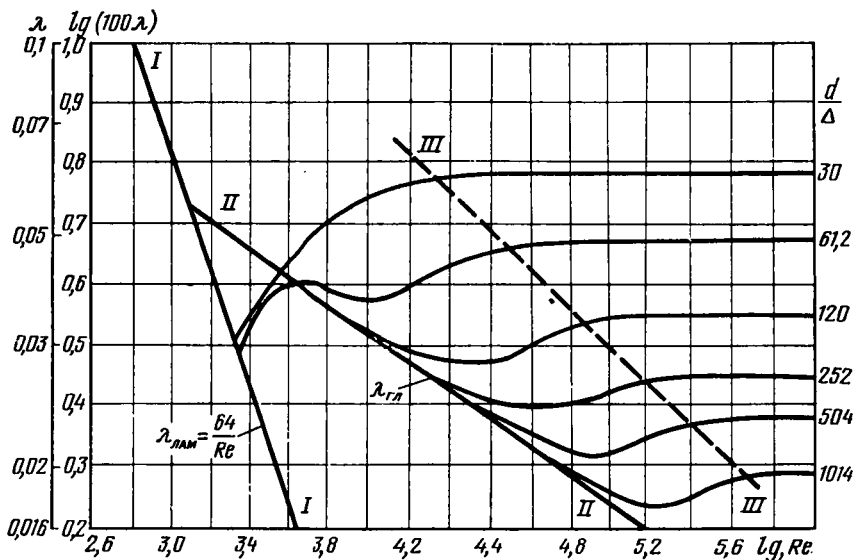


Рис. 1.31. График Никурадзе.

дований. Первыми из них были опыты И. Никурадзе, проведенные в 20-е годы в Германии. По результатам опытов был построен график зависимости в координатах $\lg 100 \lambda$ и $\lg Re$ при значениях относительной шероховатости труб $\frac{\Delta_{\text{экр}}}{D} \cdot 10^3$ от 0,98 до 33,33 (рис. 1.31).

Из графика видно, что при напорном движении в трубах существует 5 различных областей сопротивления: 1 область при $Re < 2320$ ($\lg Re < 3,36$) характеризует ламинарный режим движения; 2 область при $2320 < Re < 4000$ ($3,36 < \lg Re < 3,6$) характеризует скачкообразный переход от ламинарного режима к турбулентному; 3 область характеризует турбулентный режим движения жидкости по гидравлически гладким трубам (в этом случае $\lg \lambda$ изменяется по пологой прямой II); 4 область представляет собой переход от области движения по гидравлически гладким трубам к квадратичной области (область между линиями II и III); 5 область характеризует турбулентный режим с квадратичной областью сопротивления (область правее линии III).

Квадратичная область сопротивления указывает, что коэффициент гидравлического трения λ в этой области не зависит от Re , а потери напора по длине зависят от квадрата средней скорости.

И. Никурадзе проводил опыты в трубах с однородной искусственной шероховатостью. Однако применяемые на практике трубы имеют шероховатость неоднородную и неравномерную. С целью выяснения влияния различной шероховатости на λ были дополнительно проведены экспериментальные исследования, в результате которых получен ряд эмпирических формул. Приведем некоторые из них.

Для гидравлически гладких труб при $Re < 70\,000$ дает хорошие результаты формула П. Блазиуса

$$\lambda = 0,3164/Re^{0,226}. \quad (1.119)$$

Для гидравлически гладких труб применяется также формула Ф. А. Шевелева

$$\lambda = 0,25/Re^{0,226}.$$

Для гидравлически шероховатых (стальных, чугунных) труб применяются формулы Ф. А. Шевелева:

$$\text{при } v \geq 1,2 \text{ м/с } \lambda = 0,021/d^{0,3}; \quad (1.120)$$

$$\text{при } v < 1,2 \text{ м/с } \lambda = (1,5 \cdot 10^{-4}/d + 1/Re)^{0,3}. \quad (1.121)$$

Для четвертой области сопротивления, когда коэффициент λ зависит и от Re и от относительной шероховатости, справедлива формула А. Д. Альшуля

$$\lambda = 0,11 (k_s/d + 68/Re)^{0,25}, \quad (1.122)$$

где k_s — эквивалентная шероховатость, т. е. такая равномерная шероховатость, которая дает при подсчете одинаковую с заданной шероховатостью величину λ .

Трубы	k_s , мм
Стальные цельнотянутые (новые)	0,02...0,05
Те же (бывшие в эксплуатации)	0,15...0,3
Стальные сварные (новые)	0,04...0,1
Чугунные (новые)	0,25...1
Чугунные и стальные (бывшие в эксплуатации)	0,8...1,5
Асбестоцементные (новые)	0,05...0,1
Те же (бывшие в эксплуатации)	0,6
Бетонные и железобетонные	0,3...0,8

5.4. МЕСТНЫЕ ПОТЕРИ НАПОРА

Общие сведения. Местные потери напора возникают вследствие изменения величины или направления скорости движения жидкости на отдельных участках трубопровода (внезапное расширение или сужение потока, резкие повороты, при про-

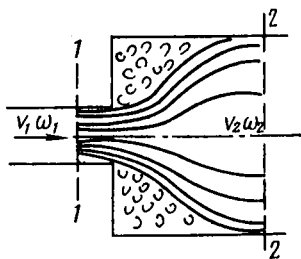


Рис. 1.32. Внезапное расширение.

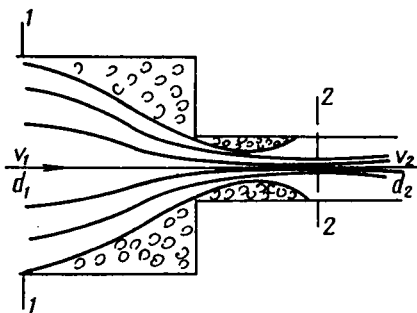


Рис. 1.33. Внезапное сужение.

текании через задвижки, вентили, сетки и т. д.). В результате этого часть напора удельной энергии затрачивается на преодоление сопротивлений движению жидкости, вызванных трением внутри жидкости, а другая часть механической энергии переходит в тепловую.

Экспериментальные исследования, проведенные Борда и Беланже, показали, что в турбулентном потоке местные потери напора пропорциональны квадрату скорости в сечении за местным сопротивлением, т. е.

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (1.123)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления; v — средняя скорость потока в сечении за местным сопротивлением.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся виды местных сопротивлений.

Внезапное расширение трубопровода. Рассмотрение местных сопротивлений целесообразно начать с наиболее часто встречающегося на практике случая внезапно расширяющегося трубопровода (рис. 1.32). Как показывают опыты, поток, выходя из узкой трубы в широкую, расширяется постепенно. В месте расширения между транзитной струей и стенками трубы образуется кольцевая вихревая зона. Возросшие силы трения при деформации потока и вращающиеся вальцы в вихревой зоне вызывают значительные потери удельной энергии или напора, которые можно подсчитать по формуле Борда

$$h_{в.р} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \quad (1.124)$$

где v_1 и v_2 — средние скорости движения потока соответственно в сечениях 1-1 и 2-2.

Или с учетом уравнения неразрывности $v_1\omega_1=v_2\omega_2$ можно представить величину потерь напора в зависимости от скоростей v_1 и v_2 :

$$h_{в.р} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g};$$

$$h_{в.р} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2 \frac{v_2^2}{2g}. \quad (1.125)$$

Отсюда коэффициенты сопротивления при внезапном расширении потока равны:

$$\xi_{в.р.1} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2; \quad \xi_{в.р.2} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2. \quad (1.125')$$

Внезапное сужение трубопровода. При внезапном сужении (рис. 1.33), так же как и при внезапном расширении, в месте сужения между транзитной струей и стенками трубы образуется кольцевая вихревая зона, которая и вызывает потери напора. Коэффициент сопротивления $\xi_{в.с}$ может быть приближенно найден по формуле И. Е. Идельчика при $d_2 < 0,5 d_1$:

$$\xi_{в.с} = 0,5 \left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2}\right) \quad (1.126)$$

и по формуле А. Д. Альтшуля при $d_2 > 0,5 d_1$:

$$\xi_{в.с} = \left(\frac{1}{0,57 + \frac{0,043}{1,1 - d_2^2/d_1^2}} - 1\right)^2 \quad (1.127)$$

или по опытным данным Вейсбаха.

d_2/d_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$\xi_{в.с}$	0,5	0,49	0,46	0,43	0,4	0,35	0,29	0,22	0,14	0

Вход из резервуара в трубу. Этот случай можно рассматривать как внезапное сужение по формуле (1.126) при $d_2 \ll d_1$, т. е. $d_2 \approx 0$, тогда $\xi_{вх} = 0,5$.

Плавный поворот трубы до 90° (рис. 1.34). При изменении направления движения потока действуют центробежные силы, в результате влияния которых возникает поперечная циркуляция в потоке, а линии тока становятся винтообразными. Это приводит к большим потерям напора, чем на прямолинейных участках. Коэффициент сопротивления плавного поворота $\xi_{пов}$ зависит от отношения диаметра трубы d к радиусу закругления R .

d/R	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\xi_{пов}$	0,14	0,15	0,16	0,18	0,21	0,24	0,29	0,44	0,66	0,98	1,41	1,98

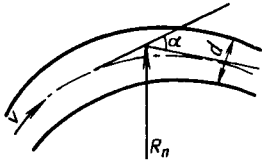


Рис. 1.34. Плавный поворот трубы.

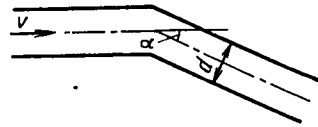


Рис. 1.35. Резкий поворот трубы.

Резкий поворот трубы (рис. 1.35). Значения коэффициента сопротивления принимаются в зависимости от угла поворота α .

α , град	30	40	50	60	70	80	90
$\zeta_{пов}$	0,2	0,3	0,4	0,55	0,7	0,9	1,1

Диафрагма (рис. 1.36) в виде диска с отверстием применяется для измерения расхода жидкости в трубах. Коэффициент сопротивления диафрагмы ζ_d зависит от отношения площади отверстия ω_0 к площади сечения ω_1 .

ω_0/ω_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ_d	245	51,5	18,2	8,25	4,0	2,0	0,97	0,42	0,13	0

Задвижка (рис. 1.37). Для задвижки коэффициент сопротивления ζ_s зависит от степени перекрытия сечения трубы, которая характеризуется отношением высоты перекрытия a к диаметру трубопровода d .

a/d	0,875	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
ζ_s	97,8	35	10	4,6	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06	0,05

Значение коэффициентов сопротивления для других видов местных сопротивлений можно найти в справочниках по гидравлике.

Суммарные потери. Большинство коэффициентов местных сопротивлений ζ_m относится к турбулентному движению с числами Рейнольдса > 5 ($10^3 \dots 10^4$), когда влияние вязкости оказывается незначительным. При движении жидкости с малыми числами Рейнольдса коэффициенты местных сопротивлений зависят

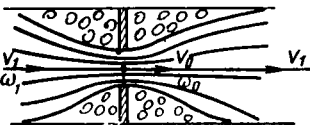


Рис. 1.36. Диафрагма.

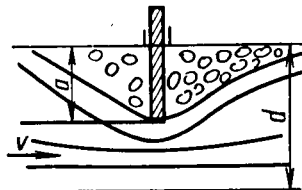


Рис. 1.37. Задвижка.

от геометрических характеристик местных сопротивлений и от чисел Рейнольдса.

При наличии на трубопроводе нескольких местных сопротивлений, характеризующихся соответствующими коэффициентами сопротивления $\xi_1, \xi_2, \xi_3, \dots, \xi_n$, можно подсчитать суммарную потерю напора на местные сопротивления по формуле

$$\Sigma h_m = (\xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n) \frac{v^2}{2g} . \quad (1.128)$$

С учетом суммы потерь напора по длине этого же трубопровода общая потеря напора выразится зависимостью

$$h_w = h_m + h_l = \left(\xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{v^2}{2g} , \quad (1.128')$$

где выражение в скобках называется коэффициентом сопротивления системы $\xi_{\text{сист}}$,

или

$$h_w = \xi_{\text{сист}} \frac{v^2}{2g} . \quad (1.128'')$$

Глава 6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

6.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Трубопроводы широко применяются для перемещения различных жидкостей (вода, нефть, бензин, различные растворы и т. д.) и изготавливаются из металла, бетона, дерева, пластмасс.

По степени заполнения поперечного сечения жидкостью различают напорные и безнапорные трубопроводы. В напорных трубопроводах жидкостью заполнено полностью все поперечное сечение; в безнапорных — часть поперечного сечения и имеется свободная поверхность.

По виду потерь напора бывают короткие и длинные трубопроводы.

Короткие трубопроводы — это такие трубопроводы, у которых местные потери напора соизмеримы с потерями напора по длине. К ним относятся бензо- и маслопроводы, всасывающие трубопроводы насосных станций, сифоны и т. д.

Длинные трубопроводы — это трубопроводы, у которых местные потери напора незначительны и не превышают 10% от потерь напора по длине, т. е. $h_m \leq 0,1 h_l$. К ним относятся водопроводы и нефтепроводы. В свою очередь, длинные трубопроводы разделяют на простые и сложные.

Простые трубопроводы выполняют без ответвлений; сложные изготавливаются с ответвлениями, переменной длины и диаметра и могут соединяться как последовательно, так и параллельно.

Сложные трубопроводы образуют тупиковую (незамкнутую) и кольцевую (замкнутую) распределительную сеть. В тупиковой сети жидкость движется в одном направлении. В кольцевой сети жидкость в заданную точку может подаваться по нескольким линиям.

Задача гидравлического расчета трубопровода заключается в определении по двум известным третьей величины: расхода жидкости Q , потери напора h_w или диаметра трубопровода d . При расчете трубопроводов эти задачи решаются с помощью уравнения Бернулли (1.75), формул Шези (1.116) и Дарси—Вейсбаха (1.113).

Из формулы Шези с учетом уравнения неразрывности $Q = v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$ можно получить зависимость для расхода Q :

$$Q = \omega C \sqrt{RI}. \quad (1.129)$$

Обозначим $K = \omega C \sqrt{R}$, тогда

$$Q = K \sqrt{I}. \quad (1.129')$$

Откуда гидравлический уклон определится из выражения

$$I = \frac{Q^2}{K^2}, \quad (1.129'')$$

а потери напора

$$h_w = \frac{Q^2 l}{K^2}.$$

Далее, подставив значения $\lambda = \frac{8g}{C^2}$; $v = \frac{Q}{\omega}$; $d = 4R$ в формулу Дарси—Вейсбаха, получим

$$h_w = \frac{8g}{C^2} \frac{l}{4R} \frac{Q^2}{\omega^2 2g} \quad (1.130)$$

или после упрощения

$$h_w = \frac{Q^2 l}{\omega^2 C^2 R}, \quad (1.131)$$

т. е.

$$h_w = \frac{Q^2 l}{K^2}. \quad (1.132)$$

Формула (1.132) — основная при расчете трубопроводов. Величина K , содержащаяся в этой формуле, носит название *расход-*

ной характеристики, или модуля расхода трубопровода, и представляет собой расход при гидравлическом уклоне $I=1$. Значение этой величины в зависимости от диаметра труб, их материала и состояния приводится в специальных таблицах гидравлических справочников. Величину, обратную модулю расхода $A=1/K^2$, называют *удельным сопротивлением трубопровода*, которое численно равно напору, затрачиваемому на единицу длины трубопровода при единичном расходе.

6.2. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Расчет коротких трубопроводов. Рассмотрим короткий трубопровод с местными сопротивлениями, присоединенный к резервуару, заполненному жидкостью (рис. 1.38). Истечение жидкости в атмосферу из трубопровода длиной l и диаметром d происходит под постоянным напором H . При заданных длине и диаметре трубопровода необходимо определить скорость движения v и расход жидкости Q .

Составим уравнение Бернулли для сечений 1—1 и 2—2 относительно плоскости сравнения 0—0. При этом считаем, что $v_1^2/2g=0$, $H_1-H_2=H$ и $v_2=v_1$, тогда

$$H_1 + \frac{p_{\text{ат}}}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = H_2 + \frac{p_{\text{ат}}}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_w \quad (1.133)$$

или

$$H = \frac{v^2}{2g} + h_w, \quad (1.133')$$

где h_w — суммарные (по длине и местные) потери напора между сечениями 1—1 и 2—2, которые можно представить в виде зависимости (1.129), т. е. $h_w = \xi_{\text{сист}} v^2/2g$ (потери напора на вход, поворот, по длине и на задвижку).

Формулу (1.133') можно переписать в следующем виде:

$$H = \frac{v^2}{2g} (1 + \xi_{\text{сист}}). \quad (1.133'')$$

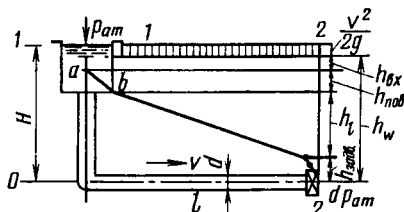


Рис. 1.38. Схема к расчету коротких труб.

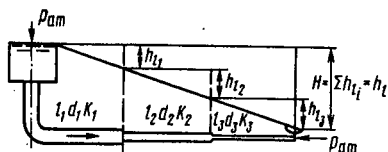


Рис. 1.39. Схема к расчету трубопровода при последовательном соединении труб.

Отсюда найдем скорость истечения жидкости

$$v = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \xi_{\text{сист}}}} = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi_{\text{сист}}}} \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (1.134)$$

где φ — коэффициент скорости и расход, пропускаемый коротким трубопроводом.

$$Q = \omega \varphi \sqrt{2gH} = \mu_{\text{сист}} \omega \sqrt{2gH}, \quad (1.135)$$

где $\mu_{\text{сист}}$ — коэффициент расхода системы (при расчете трубопровода $\mu_{\text{сист}} = \varphi$).

Пьезометрическая линия представлена на рисунке 1.38 в виде ломаной линии $a-b-c-d$.

Расчет длинных трубопроводов при последовательном соединении труб. Рассмотрим трубопровод, состоящий из последовательно соединенных длинных труб разного диаметра d_1, d_2, \dots, d_n и длины l_1, l_2, \dots, l_n при постоянном расходе жидкости по длине трубопровода. Расчет сводится к определению суммарных потерь напора по длине трубопровода, так как местными потерями напора при расчете длинных трубопроводов пренебрегают (рис. 1.39):

$$H = \sum_{i=1}^n h_{l_i} = h_l.$$

Так как мы имеем трубопровод, состоящий из n участков, то по формуле (1.132) для каждого участка можем записать:

$$h_l = \sum_{i=1}^n h_{l_i} = Q^2 \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{K_i^2} = Q^2 \left(\frac{l_1}{K_1^2} + \frac{l_2}{K_2^2} + \dots + \frac{l_n}{K_n^2} \right). \quad (1.136)$$

Формула (1.136) показывает, что трубопровод, составленный из последовательно соединенных труб разного диаметра и длины, можно рассматривать как простой трубопровод, суммарные потери напора в котором равны сумме потерь напора составляющих его труб.

Формула (1.136) позволяет решить и обратную задачу, т. е. при заданных напоре, диаметре труб и длине участков труб вычислить расход жидкости Q , т. е.

$$Q = \sqrt{\frac{H}{\frac{l_1}{K_1^2} + \frac{l_2}{K_2^2} + \dots + \frac{l_n}{K_n^2}}}. \quad (1.136')$$

Расчет трубопровода при параллельном соединении труб (рис. 1.40). Особенность гидравлической схемы работы трубопровода при параллельном соединении труб в том, что все трубы

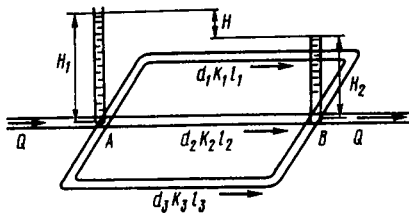


Рис. 1.40. Схема к расчету трубопровода при параллельном соединении труб.

работают под действием напора $H = H_1 - H_2$, который необходим для преодоления потерь напора по длине h_l . При этом следует иметь в виду, что во всех ответвлениях параллельных труб потери напора будут одинаковыми, т. е.

$$h_l = h_{l_1} = h_{l_2} = h_{l_3} = H. \quad (1.137)$$

Расчет трубопровода при параллельном соединении труб сводится к составлению для каждого ответвления уравнения (1.132):

$$h_{l_1} = \frac{Q_1^2 l_1}{K_1^2}; \quad h_{l_2} = \frac{Q_2^2 l_2}{K_2^2}; \quad \dots; \quad h_{l_n} = \frac{Q_n^2 l_n}{K_n^2} \quad (1.138)$$

и общего уравнения для расхода жидкости в трубопроводе:

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n = K_1 \sqrt{\frac{H}{l_1}} + K_2 \sqrt{\frac{H}{l_2}} + \dots + K_n \sqrt{\frac{H}{l_n}} = \sum_{i=1}^n Q_i. \quad (1.138')$$

6.3. РАСЧЕТ ТУПИКОВОЙ И КОЛЬЦЕВОЙ СЕТИ ТРУБОПРОВОДА

Расчет тупиковой сети. Тупиковая сеть состоит из магистрального трубопровода и нескольких тупиковых ответвлений (рис. 1.41). На рисунке показано два ответвления (1 и 2), питающихся от одной водонапорной башни по магистральному трубопроводу длиной l и диаметром d . Геометрические высоты z_1, z_2, h_6, z_A , высоты отбора воды h_1, h_2 , пьезометрическая высота в точке разветвления h_A , напор, создаваемый водонапорной башней h_6' , и трубопроводы к потребителям с параметрами l_1, d_1, l_2, d_2 .

На основании формулы (1.132) можно определить потери напора по длине в магистрали (от водонапорной башни до точки А) и в каждом из ответвлений:

для магистрали

$$h_l = (z_6 + h_6) - (z_A + h_A) = Q^2 \frac{l}{K^2}; \quad (1.139)$$

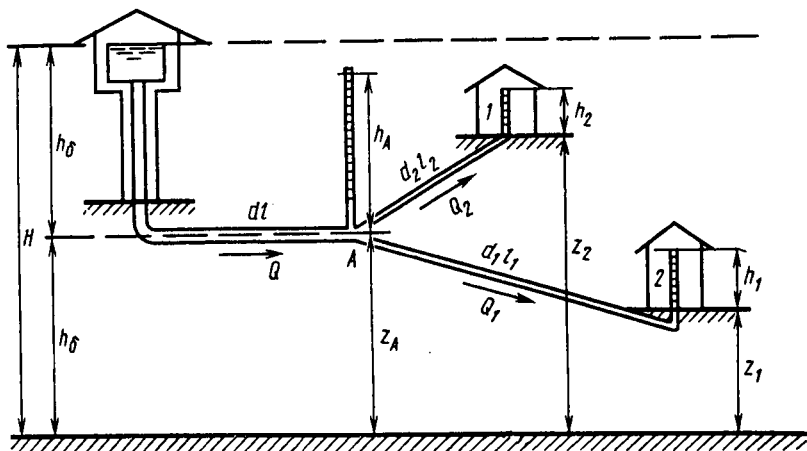


Рис. 1.41. Схема к расчету тупиковой сети.

для ответвлений

$$h_{l_1} = (z_A + h_A) - (z_1 + h_1) = Q_1^2 \frac{l_1}{K_1^2};$$

$$h_{l_2} = (z_A + h_A) - (z_2 + h_2) = Q_2^2 \frac{l_2}{K_2^2}.$$

Кроме того, для точки разветвления мы имеем уравнение

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (1.140)$$

Уравнения (1.139) и (1.140) — исходные уравнения для расчета тупиковой водопроводной сети.

Расчет кольцевой сети. Кольцевая сеть состоит из замкнутых колец и магистралей, присоединенных к водонапорной башне или резервуару. Рассмотрим простейший случай расчета кольцевой водопроводной сети, состоящей из магистрального трубопровода $A-B$ и одного кольца $B-1-2-3-4-B$ (рис. 1.42). Расход, забираемый в точках 1, 2, 3, 4, обозначим соответственно через Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 .

На основании топографических данных, длины участков трубопровода, диаметра труб задаемся направлением движения воды по кольцу и нулевой (раздельной) точкой сети. Нулевая точка выбирается таким образом, чтобы потери напора в ветвях слева и справа от этой точки были одинаковыми. Далее, так же как и при расчете тупиковой сети, определяем диаметр труб и подсчитываем потери напора на каждом участке по левой и правой сторонам кольца.

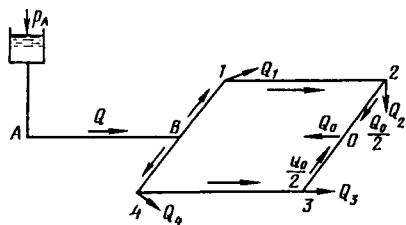


Рис. 1.42. Схема к расчету кольцевой сети.

Если нулевая точка O выбрана правильно, то сумма потерь напора по левой стороне кольца должна равняться сумме потерь напора по правой стороне кольца, т. е.

$$h_{0-2} + h_{2-1} + h_{1-B} = h_{0-3} + h_{3-4} + h_{4-B}, \quad (1.141)$$

где h_{0-2} , h_{2-1} , ..., h_{4-B} — потери напора по длине на соответствующем участке.

Если это условие не выполняется, то расчет следует продолжать до тех пор, пока не будет получено равенство потерь напора в двух рассматриваемых разомкнутых сетях.

6.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В ТРУБОПРОВОДАХ

Гидравлический удар — явление, связанное с резким изменением (повышением или понижением) давления в напорном трубопроводе при быстром изменении (торможении или ускорении) скорости движения жидкости в нем. К возникновению гидравлического удара могут привести мгновенное закрытие или открытие запорных устройств, внезапная остановка и пуск насоса и т. д. Повышение давления при гидравлическом ударе может привести к разрушению трубопровода. С выяснения причин аварий на линиях Московского водопровода, построенных в конце XIX века, началось изучение явления гидравлического удара выдающимся русским ученым Н. Е. Жуковским, которое привело к созданию специальной теории.

Исследования Н. Е. Жуковского показали, что гидравлический удар объясняется возникновением и распространением ударной волны вследствие сжатия воды и расширения стенок трубопровода.

Рассмотрим явление гидравлического удара на примере простого трубопровода, соединенного с резервуаром. По трубопроводу протекает вода со скоростью v . На расстоянии l от входного сечения находится задвижка, которую можно мгновенно закрывать и открывать. При мгновенном закрытии задвижки мгновенно остановятся те частицы жидкости, которые соприкасаются с поверхностью задвижки. Затем остановится ближайший к ним слой жидкости. Произойдет мгновенное сжатие этого слоя и, как следствие, повышение давления, которое называется *ударным давлением* Δp . Затем остановится и сожмется следующий слой жидкости и в нем увеличится давление и т. д.

Пусть за интервал времени Δt ударное давление достигнет резервуара, тогда скорость распространения ударного давления равна:

$$C = l/\Delta t, \quad (1.142)$$

где C — скорость распространения ударной волны.

В результате сжатия частицы жидкости в трубопроводе будут обладать большей энергией, чем частицы жидкости, находящиеся в резервуаре, и начнут перемещаться в сторону резервуара. Затем под действием давления жидкости в резервуаре начнется движение жидкости от резервуара к задвижке, т. е. пройдет новая волна сжатия.

Таким образом, жидкость в трубопроводе будет совершать затухающее (вследствие трения, упругости стенок трубопровода и т. д.) колебательное движение. В действительности гидравлический удар — явление сложное. Мы ограничимся определением повышения давления Δp .

Для этого применим к рассматриваемому явлению теорему об изменении количества движения. У задвижки за время dt остановится объем жидкости длиной dl вследствие воздействия на него возникающего повышенного давления Δp . Тогда изменение количества движения остановившейся массы жидкости запишется следующим образом:

$$[\Delta \text{кд}] = \rho \frac{\pi d^2}{4} dl (v - v_k), \quad (1.143)$$

где v — начальная скорость; v_k — конечная скорость, $v_k = 0$.

Изменение количества движения, согласно указанной теореме, равно импульсу силы, развиваемой давлением Δp , т. е.

$$\rho \frac{\pi d^2}{4} dl v = \Delta p \frac{\pi d^2}{4} dt$$

или

$$\Delta p = \rho \frac{dl}{dt} v, \quad (1.144)$$

где $\frac{dl}{dt}$ — скорость распространения ударной волны.

Тогда повышение давления при гидравлическом ударе

$$\Delta p = \rho C v. \quad (1.145)$$

Формула (1.145) предложена Н. Е. Жуковским для определения величины гидравлического удара, показывающая, что величина ударного давления зависит от начальной скорости жидкости в трубопроводе и от скорости распространения ударной волны.

Скорость распространения ударной волны определяется по формуле

$$C = \frac{\sqrt{E_0 \rho}}{\sqrt{1 + E_0 d / E \delta}}, \quad (1.145')$$

где d — диаметр трубы; E — модуль упругости материала стенок трубопровода (для стали $E = 1,96 \cdot 10^{11}$ Па); δ — толщина стенок трубопровода; E_0 — модуль объемной упругости жидкости, для воды $E_0 = 1,96 \cdot 10^9$ Па.

Из этой формулы видно, что гидравлический удар более опасен в трубопроводах с малым диаметром и меньшей эластичностью материала труб.

Для воды $\sqrt{E_0 \rho} = 1425$ м/с, тогда для различных значений d и δ скорость распространения ударной волны C будет равна:

d , мм	δ , мм	C , м/с	d , мм	δ , мм	C , м/с
50	7	1348	200	10,5	1209
100	8,5	1289	250	11,5	1187
150	9,5	1255	300	12,5	1167

Для предохранения трубопровода от вредного влияния гидравлического удара следует не допускать быстрого закрытия задвижек или применять дополнительные противоударные устройства в виде демпфирующих воздушных колпаков, уравнительных резервуаров.

Глава 7. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

7.1. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ

Задача об истечении жидкости через отверстия — одна из основных в гидравлике и сводится к определению скорости истечения и расхода вытекающей жидкости.

В зависимости от размеров и формы различают малые и большие отверстия в тонкой и толстой стенках.

В зависимости от расположения отверстия и условий протекания жидкости различают совершенное и несовершенное, полное и неполное сжатие струи, истечение из затопленного и незатопленного отверстия при постоянном и переменном напоре.

Малым отверстием называется такое отверстие, у которого поперечный размер a менее $0,1 H$ (где H — действующий напор).

Большим отверстием называется такое отверстие, у которого поперечный размер a более $0,1 H$ (при круглом отверстии $a = d$).

Стенка считается *тонкой*, когда отверстие в ней не оказывает влияния на форму и условия истечения струи (толщина стенки $\delta < 3a$).

Стенка считается *толстой*, когда ее толщина больше в три раза поперечного размера отверстия, т. е. $\delta > 3a$.

Совершенное сжатие будет тогда, когда боковые стенки и дно резервуара не влияют на истечение жидкости, т. е. удалены от отверстия на расстояние, превышающее утроенный поперечный размер отверстия ($l > 3a$).

Сжатие будет *несовершенным*, когда одна из боковых стенок резервуара или несколько стенок будут удалены от отверстия на расстояние меньше утроенного поперечного размера отверстия ($l > 3a$).

Сжатие струи может быть полным (по всему периметру) и неполным, если отверстие частью периметра совпадает с боковыми стенками или дном резервуара.

Отверстие считается *незатопленным*, если истечение жидкости происходит в атмосферу.

Отверстие считается *затопленным*, если истечение происходит не в атмосферу, а под уровень жидкости.

Сначала рассмотрим истечение жидкости через малое незатопленное отверстие в тонкой стенке. Для определения скорости истечения и расхода жидкости составим уравнение Бернулли для сечений 1—1 и 2—2 относительно плоскости сравнения 0—0, проходящей через центр отверстия и сжатого сечения струи (рис. 1.43).

$$H + \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h_w. \quad (1.146)$$

Потери напора в данном случае представляют собой местные потери на входе в отверстие, т. е.

$$h_w = \xi_{вх} \frac{v^2}{2g},$$

тогда

$$H + \frac{v_0^2}{2g} = (1 + \xi_{вх}) \frac{v^2}{2g}. \quad (1.147)$$

Решая полученное выражение (1.147) относительно скорости истечения v , получим

$$v = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{вх}}} \sqrt{2g \left(H + \frac{v_0^2}{2g} \right)}, \quad (1.148)$$

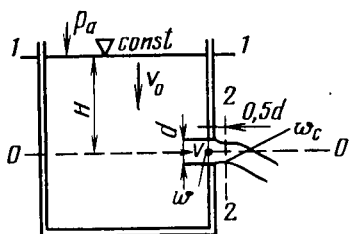


Рис. 1.43. К определению скорости истечения жидкости из отверстия в тонкой стенке.

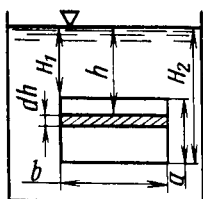


Рис. 1.44. К определению расхода через большие отверстия.

обозначив

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{\text{вх}}}} \quad \text{и} \quad H_0 = H + \frac{v_0^2}{2g},$$

окончательно находим

$$v = \varphi \sqrt{2gH_0}, \quad (1.149)$$

где φ — коэффициент скорости (для отверстия в тонкой стенке $\varphi = 0,97$).

Обычно площадь резервуара намного больше площади отверстия ω , поэтому скорость v_0 практически незначительна и ею можно пренебречь.

Тогда формула (1.149) примет простой вид

$$v = \varphi \sqrt{2gH}. \quad (1.149')$$

Расход жидкости в сжатом сечении можно определить из уравнения неразрывности

$$Q = \omega_{\text{сж}} v. \quad (1.150)$$

Но практически удобнее пользоваться вместо $\omega_{\text{сж}}$ площадью отверстия ω , между которыми есть связь $\omega_{\text{сж}} = \epsilon \omega$ (где ϵ — коэффициент сжатия для малых отверстий, равный 0,6—0,64).

Таким образом можно записать

$$Q = \epsilon \varphi \omega \sqrt{2gH}. \quad (1.151)$$

Обозначив $\mu = \epsilon \varphi$, получим

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (1.152)$$

где μ — коэффициент расхода.

На основании опытов установлено, что для малого отверстия в тонкой стенке μ колеблется от 0,59 до 0,63 или в среднем $\mu = 0,61$.

При истечении жидкости через большое отверстие прямоугольной формы скорость движения по его высоте a будет различна (рис. 1.44), поэтому сначала найдем расход, проходящий через малое отверстие высотой dh на глубине h под свободной поверхностью жидкости и шириной b , в котором скорость можно считать одинаковой:

$$dQ = \mu b dh \sqrt{2gh}. \quad (1.153)$$

Расход через большое отверстие будет равен:

$$Q = \mu b \sqrt{2g} \int_{H_1}^{H_2} h^{1/2} dh, \text{ или} \quad (1.154)$$

$$Q = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} (H_2^{3/2} - H_1^{3/2}). \quad (1.155)$$

Для затопленного отверстия формулы для определения скорости и расхода имеют тот же вид, что и для незатопленного отверстия. Разница заключается в том, что под величиной H подразумевается в случае затопленного отверстия не глубина погружения, а разность уровней в резервуарах.

При истечении жидкости при переменном напоре требуется определить время t , при котором уровень свободной поверхности жидкости понизится с положения 1 до положения 2 (рис. 1.45).

Составим уравнение исходя из условия равенства уменьшения объема жидкости в резервуаре и объема истечения:

$$-\Omega dh = \mu \omega \sqrt{2gh} dt, \quad (1.156)$$

где знак «минус» в левой части уравнения означает уменьшение объема жидкости в резервуаре; Ω — площадь сечения резервуара; dh — изменение уровня воды за время dt .

Решая (1.156) относительно dt , получим

$$dt = - \frac{\Omega dh}{\mu \omega \sqrt{2gh}},$$

проинтегрируем это выражение

$$t = - \int_{H_1}^{H_2} \frac{\Omega dh}{\mu \omega \sqrt{2gh}} = \frac{\Omega}{\mu \omega \sqrt{2g}} \int_{H_1}^{H_2} h^{-1/2} dh$$

и окончательно получим

$$t = \frac{2\Omega (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu \omega \sqrt{2g}}. \quad (1.157)$$

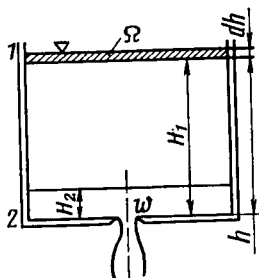


Рис. 1.45. Истечение через малое отверстие при переменном напоре.

Время полного опорожнения резервуара, т. е. $H_2=0$ и $H_1=H$, будет

$$t = \frac{2Q \sqrt{H}}{\mu\omega \sqrt{2g}}. \quad (1.158)$$

Время истечения того же объема при постоянном напоре, т. е. $H = \text{const}$,

$$t = \frac{W}{Q} = \frac{QH}{\mu\omega \sqrt{2gH}} \frac{\sqrt{H}}{\sqrt{H}} = \frac{Q \sqrt{H}}{\mu\omega \sqrt{2g}}, \quad (1.159)$$

где W — объем жидкости в резервуаре.

При сравнении формул (1.159) и (1.158) видим, что время истечения одного и того же объема жидкости при переменном уровне в 2 раза больше, чем при постоянном.

7.2. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ НАСАДКИ

Общие сведения. С целью увеличения пропускной способности отверстия, уменьшения или увеличения кинетической энергии вытекающей струи применяют насадки. *Насадками* называются короткие трубы длиной, равной 3—4 диаметрам, присоединенные к отверстию в тонкой стенке какого-либо резервуара. Насадки бывают трех типов (рис. 1.46): цилиндрические внешние (*a*) и внутренние (*б*), конически сходящиеся (*в*) и расходящиеся (*з*) и коноидальные (*д*). Все насадки, как и отверстия, могут работать в затопленном и незатопленном режиме, истечение жидкости через них может быть как при постоянном напоре, так и при переменном.

Расход для всех типов насадков определяется по тем же зависимостям, что и для отверстий в тонкой стенке, т. е. для незатопленных насадков при постоянном напоре

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

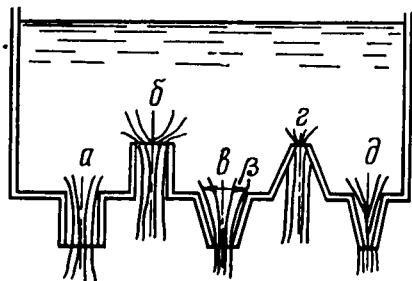


Рис. 1.46. Типы насадков:

a — внешний цилиндрический насадок (насадок Вентури); *б* — внутренний цилиндрический насадок (насадок Борда); *в* — конически сходящийся насадок; *з* — конически расходящийся насадок; *д* — коноидальный насадок.

а для затопленных насадков при постоянном напоре

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gz_0},$$

где H_0 — напор над центром тяжести выходного отверстия с учетом скорости подхода; z_0 — разность уровней верхнего и нижнего бьефов с учетом скорости подхода; $\mu = \epsilon \varphi$ — коэффициент расхода, зависящий от типа насадка (см. ниже).

Тип насадка и отверстия	ϵ	φ	μ	$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1$
Круглое отверстие в тонкой стенке	0,64	0,97	0,62	0,06
Цилиндрический внешний насадок (Вентури)	1,0	0,82	0,82	0,49
Цилиндрический внутренний насадок (Борда)	1,0	0,707	0,707	1,0
Конически расходящийся насадок $\beta = 5^\circ \dots 7^\circ$	1,0	0,45	0,45	3,94
Конически сходящийся насадок $\beta = 13^\circ 24'$	0,98	0,96	0,94	0,06
Конoidalный насадок	1,0	0,98	0,98	0,06

Внешний цилиндрический насадок (насадок Вентури). Струя жидкости после входа в такой насадок сжимается по периметру, образуя сжатое сечение ω_c . Между стенкой насадка и транзитной струей образуется кольцевая вихревая водоворотная зона. Находящийся в этой зоне воздух быстро уносится транзитной струей, давление понижается и образуется вакуум. Значение вакуума по длине водоворотной зоны изменяется, достигая максимального значения в сжатом сечении. Для определения величины вакуума в сжатом сечении насадка составим уравнение Бернулли для сжатого и выходного сечений

$$\frac{p_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \xi \frac{v^2}{2g}. \quad (1.160)$$

Ввиду незначительной длины насадка потерями на трение по длине между рассматриваемыми сечениями пренебрегаем.

Из зависимости (1.160) имеем

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_0 - p_c}{\gamma} = \frac{v_c^2 - v^2 - \xi v^2}{2g}. \quad (1.161)$$

Учитывая, что

$$Q = \omega v = \omega_c v_c \quad \text{и} \quad v_c = v \frac{\omega}{\omega_c} = \frac{v}{\epsilon},$$

получим

$$h_{\text{вак}} = \frac{v^2/\varepsilon^2 - v^2 - \xi v^2}{2g} = \frac{v^2}{2g} \left(\frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \xi \right), \quad (1.161')$$

или с учетом выражения (1.149) окончательно получим

$$h_{\text{вак}} = \frac{\varphi^2 2gH}{2g} \left(\frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \xi \right) = \varphi^2 \left(\frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \xi \right) H. \quad (1.161'')$$

Подставив в формулу (1.161'') значения входящих в нее коэффициентов φ , ε , ξ для внешнего цилиндрического насадка, получим максимальное значение вакуума в сжатом сечении $h_{\text{вак}} = 0,75 H$, но не более 8 м.

При $h_{\text{вак}} > 8$ м начинается прорыв воздуха через выходное сечение, жидкость частично или полностью отрывается от стенок, происходит срыв вакуума, коэффициент расхода уменьшается и насадок теряет свои преимущества в пропускной способности.

Образование вакуума характерно для всех насадков, за исключением коноидального.

Внутренний цилиндрический насадок (насадок Борда). Этот насадок условием протекания жидкости через него похож на внешний цилиндрический насадок. Отличие заключается лишь в большем сопротивлении при входе в насадок.

Конически сходящийся насадок имеет форму усеченного конуса, суживающегося по направлению выходного сечения, причем с изменением угла конусности β изменяются и коэффициенты φ , ε , μ . Так, например, при угле $\beta = 13^\circ 24'$ коэффициент расхода μ достигает максимального значения 0,94, а затем уменьшается с увеличением угла конусности. Коэффициент скорости φ непрерывно растет с увеличением угла конусности и при угле $\beta = 49^\circ$ равен 0,98.

При угле конусности $\beta = 13^\circ 24'$ потери на расширение струи после сжатия практически ничтожны, т. е. в этом случае площади в сжатом и выходном сечении примерно равны. При увеличении угла β сжатие на выходе из насадка увеличивается, а коэффициент сжатия ε и коэффициент расхода μ соответственно уменьшаются. Выходящая из конически сходящегося насадка струя характеризуется большой кинетической энергией.

Конически расходящийся насадок способствует отрыву потока от стенок насадка, поэтому величина вакуума, возникающего в сжатом сечении, больше, чем в сжатом сечении внешнего цилиндрического насадка. С увеличением угла конусности увеличивается и значение вакуума в сжатом сечении. Поэтому, чтобы не было срыва вакуума, угол конусности расходящегося насадка принимают в пределах $5^\circ \dots 7^\circ$.

В коноидальных насадках вход выполняют по форме вытекающей через отверстия струи, а выход — цилиндрическим. За счет

такой формы сжатие струи отсутствует, $\epsilon=1$ и коэффициенты $\varphi=\mu=0,98$.

Применение насадков. Насадки применяются в технике для различных целей. Для выпуска жидкости из резервуара и водоемов применяют различные цилиндрические насадки. Для получения больших выходных скоростей и дальности полета струи жидкости применяют конически сходящиеся насадки в виде пожарных брандспойтов, форсунок для подачи топлива, гидромониторов для размыва грунта, фонтанных сопел, сопел гидравлических турбин. Наоборот, для замедления течения жидкости и увеличения давления во всасывающих трубах гидравлических турбин, для замедления подачи смазочных масел применяют конически расходящиеся насадки.

7.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ 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.

Уравнение движения свободной струи жидкости, вытекающей из насадка, можно записать следующим образом:

$$y = x \operatorname{tg} \theta - \frac{gx^2}{2v^2 \cos^2 \theta}, \quad (1.164)$$

где θ — угол между направлением истечения и осью абсцисс (рис. 1.47); v — начальная скорость истечения; y — высота падения струи; x — дальность падения струи.

При $\theta=0$ получаем координаты осевой линии струи жидкости, вытекающей из малого вертикального отверстия в тонкой стенке:

$$y = -\frac{gx^2}{2v^2}. \quad (1.164')$$

Свободная струя жидкости, направленная вертикально вверх с начальной скоростью v , без учета сопротивления воздуха, слож-

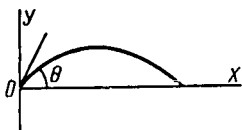


Рис. 1.47. К уравнению движения свободной струи.

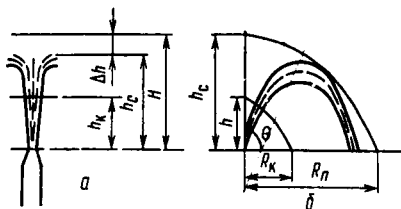


Рис. 1.48. Свободная струя: а — вертикальная; б — наклонная.

ных колебательных явлений, приводящих к раздроблению и в дальнейшем к распылению струи, поднимется на высоту

$$h_{\tau} = \frac{v^2}{2g} . \quad (1.165)$$

В незатопленных свободных струях различают компактную раздробленную и распыленную части. Компактная часть струи имеет форму отверстия, из которого она вытекает, чаще всего цилиндрическую или близкую к ней. В раздробленной части происходит дробление струи на отдельные крупные частицы. Распыленная часть струи состоит из отдельных мельчайших частиц жидкости.

Высота вертикальной струи h_c , включая распыленную часть, всегда меньше напора H на величину потерь напора Δh (рис. 1.48):

$$h_c = H - \Delta h; \quad (1.166)$$

$$\Delta h = k \frac{h_c}{d} \frac{v^2}{2g} , \quad (1.167)$$

где d — диаметр насадка; k — коэффициент, получаемый опытным путем.

Подставляя в уравнение (1.166) значение Δh и вместо $\frac{v^2}{2g} = \varphi^2 H$, получим

$$H - h_c = k\varphi^2 \frac{h_c H}{d} . \quad (1.168)$$

Обозначив $\frac{k\varphi^2}{d} = k_1$, найдем

$$h_c = \frac{H}{1 + k_1 H} , \quad (1.169)$$

где k_1 — коэффициент, вычисляемый для гидравлических струй по формуле

$$k_1 = \frac{0,00025}{d + 10000ad} . \quad (1.170)$$

Высоту компактной части струи можно определить по зависимости

$$h_k = \beta h_c, \quad (1.171)$$

где $\beta = \frac{h_k}{h_c}$ — коэффициент, зависящий от высоты струи.

$\frac{h_c, \text{ м}}{h_c}$	7	12	15	20	25	30	35	40	45	50
$\frac{h_k}{h_c}$	0,84	0,835	0,82	0,805	0,71	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57

Если насадок со струей направлять под разными углами θ к горизонту, то радиус действия наклонной струи R_n увеличивается по сравнению с высотой вертикальной струи:

$$R_n = k_2 h_c, \quad (1.172)$$

где k_2 — коэффициент, изменяющийся в зависимости от угла θ .

$\theta, \text{ град}$	0	15	30	45	60	75	90
k_2	1,4	1,3	1,2	1,12	1,06	1,02	1,0

Таким же образом можно построить граничную кривую для компактной части струи $R_k = h_c$.

Дальность полета гидромониторной струи l можно определить по эмпирической формуле Н. П. Гавырина

$$l = 0,415 \sqrt{\theta d H^2}, \quad (1.173)$$

где H — напор на выходе из насадка; θ — угол наклона струи к горизонту; d — диаметр насадка.

Дальность полета дождевальной струи l при наклоне ее к горизонту на угол $\theta = 32^\circ$, наиболее характерный для дождевальных установок, можно определить по формуле Ф. И. Пикалова

$$l = 0,42H + 1000d. \quad (1.174)$$

Формула (1.174) справедлива при $\frac{H}{d} \geq 1000$, где H и d в метрах.

В затопленных свободных струях, вытекающих из насадков в жидкую неподвижную среду той же плотности, различают ядро струи, начальный и основной участки (рис. 1.49). За начальным сечением образуется ядро струи, сужающееся до нуля в пределах начального участка. Длину начального участка можно определить по формуле Г. П. Абрамовича

$$x_n = \frac{0,67}{a} r_0, \quad (1.175)$$

где r_0 — радиус насадка; a — константа, принимаемая обычно 0,07...0,08.

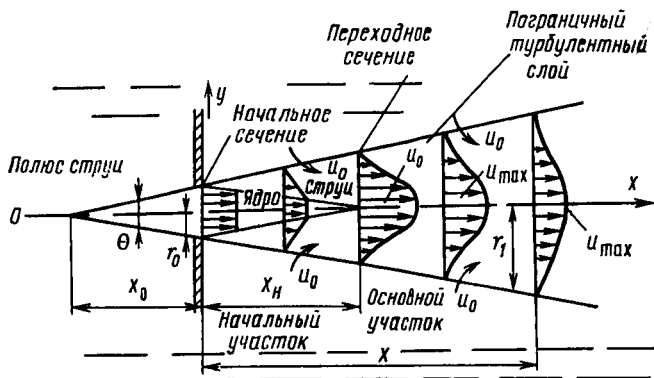


Рис. 1.49. Схема затопленной свободной струи.

Между ядром и внешними границами струи образуется турбулентный пограничный слой, скорости в котором уменьшаются от оси к границе струи. Угол расширения струи $\theta = 13^{\circ}20' \dots 15^{\circ}10'$. Точку пересечения O внешних границ струи называют *полюсом струи*, который находится от начального сечения на расстоянии x_0 , определяемом для круглой струи по формуле Г. П. Абрамовича

$$x_0 = \frac{0,29}{a} r_0. \quad (1.176)$$

За начальным участком следует основной участок струи, который состоит полностью из пограничного слоя. Скорость u_{\max} в нем уменьшается при удалении от начального сечения:

$$u_{\max} = \frac{0,96r_0}{ax + 0,29r_0} u_0. \quad (1.177)$$

Радиус струи в сечении x

$$r = \left(3,4 \frac{ax}{r_0} + 1 \right) r_0. \quad (1.178)$$

Струя, вытекающая из отверстия или насадка, оказывает динамическое воздействие с силой P на преграду, встречающуюся на ее пути. Для определения этой силы применим уравнение изменения количества движения для массы жидкости, ограниченной сечениями $0-0$, $1-1$ и $2-2$ (рис. 1.50). При этом принимаем коэффициент количества движения $\alpha = 1$ и пренебрегаем влиянием трения и пульсационных скоростей. Сила воздействия P струи на преграду равна силе воздействия R преграды на струю по значению и противоположна по направлению:

$$P \cos \theta_3 = m_0 v_0 - m_1 v_1 \cos \theta_1 - m_2 v_2 \cos \theta_2. \quad (1.179)$$

При ударе в плоскую поверхность, расположенную к направлению струи под углом 90° $\cos \theta_1 = \cos \theta_2 = 0$; $\cos \theta_3 = 1$,

$$P = m_0 v_0 = \rho \omega_0 v_0^2. \quad (1.180)$$

Из опытов следует, что сила воздействия P струи на преграду в действительности составляет 92... 95% от теоретической. Это объясняется искривлением линий тока при растекании струи.

Если плоская поверхность движется в направлении действия струи со скоростью u , то в этом случае

$$P = \rho \omega_0 v_0 (v_0 - u). \quad (1.181)$$

Если плоская поверхность движется навстречу струе со скоростью u , то в этом случае

$$P = \rho \omega_0 v_0 (v_0 + u). \quad (1.182)$$

Для криволинейных поверхностей при углах $90^\circ < \theta_1 = \theta_2 = \theta \leq 180^\circ$ происходит увеличение силы давления струи (рис. 1.51):

$$P = m_0 v_0 - 2m_1 v_1 \cos \theta = m_0 v_0 (1 - \cos \theta). \quad (1.183)$$

При угле $\theta = 180^\circ$ сила давления струи становится наибольшей:

$$P = m_0 v_0 + 2m_1 v_1 = 2m_0 v_0 = 2\rho \omega v_0^2, \quad (1.184)$$

т. е. сила давления струи на криволинейную поверхность, изог-

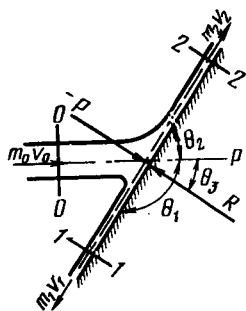


Рис. 1.50. Взаимодействие струи с наклонной преградой.

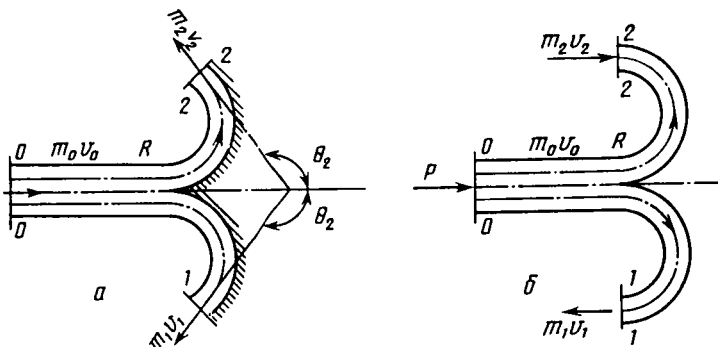


Рис. 1.51. Взаимодействие струи с криволинейной стенкой:

а — $\theta_1 = \theta_2 > 90^\circ$;
б — $\theta_1 = \theta_2 = 180^\circ$.

нутую в обратную сторону, в два раза больше силы давления струи на плоскую поверхность. Это явление используется при проектировании лопастей гидравлических машин.

Глава 8. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В КАНАЛАХ И БЕЗНАПОРНЫХ ВОДОВОДАХ. ФИЛЬТРАЦИЯ

Особенность движения жидкости в каналах и безнапорных водоводах состоит в том, что оно безнапорное (свободная поверхность потока соприкасается с атмосферой) и равномерное (живые сечения, средняя и местная скорости движения потока одинаковы).

Каналы и безнапорные водоводы применяют во многих отраслях народного хозяйства: сельском хозяйстве, гидроэнергетике, водном транспорте, в промышленности. Многие каналы и водоводы имеют комплексное назначение.

Каналы бывают (рис. 1.52) прямоугольного сечения (*a*), трапецеидального (*b*), полукруглого (*в*) и параболического (*г*).

Водоводы выполняются замкнутыми (рис. 1.53) и имеют стандартные профили круглого (*a*), шатрового (*б*), овоидального (*в*) и лоткового сечения (*г*).

8.1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КАНАЛОВ И БЕЗНАПОРНЫХ ВОДОВОДОВ

При гидравлическом расчете каналов встречаются три основных типа задач:

1. Определить расход Q и среднюю скорость v при заданном уклоне дна и принятом поперечном сечении канала (ширина канала по дну b , глубина наполнения h , заложения откосов m , шероховатость n). Задача решается прямой подстановкой вычисленных ω , R и C по формуле

$$Q = \omega C \sqrt{Ri}, \quad v = C \sqrt{Ri}, \quad (1.185)$$

где ω — площадь живого сечения канала для трапецеидального сечения, $\omega = (b + mh)h$; i — уклон дна канала; R — гидравлический радиус, $R = \frac{\omega}{x}$;

x — смоченный периметр для трапецеидального сечения, $x = b + 2h \times \sqrt{1 + m^2}$; C — коэффициент Шези, $C = \frac{1}{n} R^y$, или $C = \frac{1}{n} R^{1/6}$;

n — шероховатость.

2. Определить уклон дна канала i при заданных: расходе Q , ширине канала по дну b , глубине наполнения h , заложении откосов m и шероховатости n .

Эта задача также решается прямой подстановкой вычисленных величин ω , R , C по формуле

$$i = \frac{Q^2}{\omega^2 R^2 C^2}. \quad (1.186)$$

При этом необходимо выполнить условие

$$i_{\min} \leq i \leq i_{\max}; \quad (1.187)$$

$$i_{\max} = \frac{v^2}{C^2 R}; \quad i_{\min} = \frac{v_{\text{нес}}^2}{C^2 R}, \quad (1.188)$$

где $v_{\text{доп}}$ — допускаемая неразмывающая скорость — наибольшее значение средней скорости потока, при которой не происходит размыв ложа канала; $v_{\text{нес}}$ — незаиляющая скорость — наименьшее значение средней скорости потока, при которой не происходит заиления ложа канала.

3. Определить размеры сечения канала (b — ширину по дну, и глубину наполнения h) при известных: расходе Q , уклоне i , шероховатости n и заложении откосов m .

Это наиболее широко распространенная схема расчета. Так как расчетное уравнение одно: $Q = \omega C \sqrt{Ri}$, а требуется найти два неизвестных b и h , то необходимо дополнительно составить еще одно уравнение. Им может стать уравнение связи между b и h : $\beta = \frac{b}{h}$, причем можно задаться такими величинами b и h ,

при которых канал будет пропускать при прочих равных условиях наибольший расход. Такое сечение канала называется *гидравлически наивыгоднейшим* или иначе при одинаковом расходе, уклоне дна, шероховатости гидравлически наивыгоднейший канал имеет наименьшую площадь живого сечения ω . Например, для канала трапецеидального сечения

$$\beta_{\text{г.н}} = 2(\sqrt{1+m^2} - m).$$

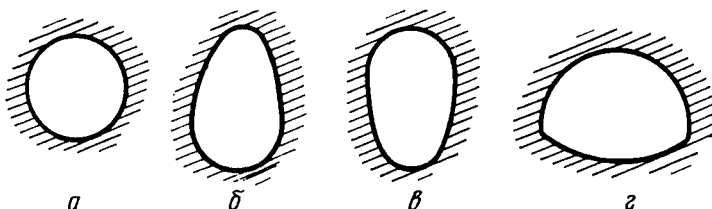


Рис. 1.53. Типы поперечных сечений водоводов:

а — круглые; б — шатровые; в — оvoidальные; г — лотковые.

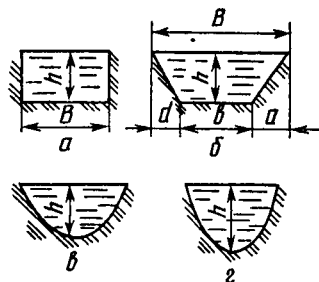


Рис. 1.52. Типы поперечных сечений каналов:

а — прямоугольные; б — трапецеидальные; в — полукруглые; г — параболические.

При этом могут встретиться два варианта решения задачи.
3.1. Задаемся значением b и определяем соответствующее условиям задачи h .

Эту задачу решаем методом подбора, т. е. назначаем последовательно ряд значений глубины h и вычисляем соответствующие им расходы Q до тех пор, пока не получим требуемого значения. Соответствующая этому расходу глубина h и будет искомой.

Эту задачу можно решить и графоаналитически. Задавая рядом значений глубины, определяют соответствующие этим глубинам расходы и строят график зависимости $Q=f(h)$. Отложив на оси требуемый расход, определяют по графику искомую глубину наполнения канала h .

3.2. Задаемся значениями глубины h и находим соответствующее значение ширины канала по дну b . Расчет можно вести, как и в предыдущем случае, аналитически и графоаналитически. При аналитическом способе решения задачи назначаем ряд значений b и повторяем расчет канала до тех пор, пока расчетный расход не станет равен требуемому. Ширина b будет искомой, когда расчетный расход будет равен требуемому. При графоаналитическом методе строится график зависимости $Q=f(b)$, т. е. по ряду значений b находят соответствующий этим значениям расход и строят график. Затем, откладывая требуемый расход Q , определяют искомую ширину канала по дну b .

Могут встретиться и промежуточные виды задач, которые легко приводятся к одному из трех вышерассмотренных случаев.

При расчете безнапорных водоводов любого профиля решаются те же задачи, что и для открытых каналов, а именно: определение расхода Q , уклона i , размеров сечения.

8.2. ФИЛЬТРАЦИЯ

Основные понятия. *Фильтрацией* называется движение жидкости (в частности, воды) в пористой среде. Атмосферные осадки, выпадающие на поверхность земли, просачиваются вглубь, заполняя поры между частицами грунта, и образуют потоки грунтовых вод, передвигающиеся под действием сил тяжести. Потоки грунтовых вод называют *фильтрационными потоками*. Движение фильтрационного потока может быть равномерным и неравномерным, напорным и безнапорным.

Равномерным движением фильтрационного потока называется движение, когда уклон свободной его поверхности l равен уклону подстилающего водонепроницаемого слоя i . И, наоборот, при $i \neq l$ будет неравномерное движение.

Движение фильтрационного потока будет *безнапорным*, если жидкость движется по наклонному непроницаемому пласту (во-

доупору) с образованием свободной поверхности, называемой *депрессионной поверхностью*, давление на которой равно атмосферному.

Движение фильтрационного потока называется *напорным*, если жидкость заключена между двумя непроницаемыми пластинами без образования свободной поверхности.

Как всякий поток, фильтрационный поток характеризуется расходом Q , скоростью v , уклоном дна i , уклоном свободной поверхности I и поперечным сечением ω .

Количество воды, проходящее через живое сечение пористой среды за единицу времени, называют *фильтрационным расходом* Q . Отношение расхода Q к площади живого сечения пористой среды называют скоростью фильтрации v . Здесь уместно заметить, что скорость фильтрации v меньше истинной скорости движения жидкости в порах грунта $v_{ист}$, т. е. скорость фильтрации v — фиктивная скорость движения фильтрационного потока.

Основной закон фильтрации. Основная задача практических расчетов фильтрации — это определение скорости фильтрации v и расхода фильтрационного потока Q .

В 1866 г. французский ученый А. Дарси на основании анализа экспериментальных исследований открыл основной закон фильтрации:

$$v = kI, \quad (1.189)$$

где v — скорость фильтрации; I — градиент фильтрации или пьезометрический уклон фильтрационного потока; k — коэффициент фильтрации, м/сут или см/с.

Коэффициент фильтрации k имеет размерность скорости, характеризует водопроницаемость грунта и зависит от размера и формы частиц грунта, степени их однородности и пористости, температуры жидкости.

Наименование грунта	k , см/с	Наименование грунта	k , см/с
Глина	1.10^{-7}	Мелкозернистый песок	$1.10^{-4} \dots 1.10^{-3}$
Суглинок	$1.10^{-7} \dots 1.10^{-5}$	Среднезернистый песок	$1.10^{-3} \dots 1.10^{-2}$
Супесь	$1.10^{-5} \dots 1.10^{-3}$	Крупнозернистый песок	$1.10^{-2} \dots 1.10^{-1}$
Иловатые грунты	$1.10^{-3} \dots 1.10^{-2}$	Гравий и галька	$1.10^{-1} \dots 1.10$

Фильтрационный расход можно определить по формуле

$$Q = v\omega = kI\omega, \quad (1.190)$$

где ω — площадь живого сечения фильтрационного потока.

Формулы (1.189) и (1.190) позволяют решать многочисленные задачи в области фильтрации.

Контрольные вопросы и задания. 1. Дайте определение понятию «жидкость». 2. Какие различают виды покоя жидкости? 3. Что такое гидростатическое давление. В каких единицах оно измеряется? 4. Определите понятия «абсолютное», «избыточное» и «вакуумметрическое» давления. 5. Как определить силу гидростатического давления жидкости на поверхность? 6. Как читается закон Паскаля? 7. Что такое движение жидкости, какие различают виды движения? 8. Что понимается под элементарной струйкой и потоком жидкости? 9. Чем отличаются уравнения Бернулли для невязкой и вязкой жидкости? 10. Каков физический смысл уравнения Бернулли? 11. Какие различают режимы движения жидкости? Зачем надо знать режим движения? 12. Какие существуют виды гидравлических сопротивлений? 13. Чем отличаются зависимости для определения потерь по длине в каналах круглого и некруглого сечений? 14. От чего зависит коэффициент гидравлического трения? 15. Как подразделяют трубопроводы при их гидравлическом расчете? Каковы принципы их гидравлического расчета? 16. Как определяют расход при истечении жидкости через отверстия и насадки? 17. Что такое гидравлический удар? 18. Какие различают виды гидравлического удара и как для них определяется величина повышения давления?

Раздел 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

Гидравлическими машинами называются машины, которые сообщают энергию жидкости (насосы) или получают энергию от жидкости (гидродвигатели) при протекании последней через полости рабочих органов машины. Гидромашины находят широкое распространение в народном хозяйстве. Насосы применяются для подачи жидкостей в различных целях, начиная от водоснабжения населенных пунктов и предприятий, водообеспечения крупных ирригационных систем и судоходных каналов и кончая подачей топлива в двигателях внутреннего сгорания от тракторов до ракет.

Гидродвигатели — это основной элемент при использовании водной энергии. Так, на современных гидроэлектростанциях применяют гидротурбины мощностью до 650 тыс. кВт, являющиеся одной из разновидностей гидродвигателей.

Насосы и гидродвигатели — основные элементы всех видов гидравлического привода, назначение которого состоит в передаче энергии к исполнительному рабочему органу и управлении его движением посредством жидкости. Насос сообщает энергию жидкости, которая поступает по гидролиниям к гидродвигателю и осуществляет привод исполнительного органа.

Глава 1. НАСОСЫ

④

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ

Общие сведения. Средствами подачи жидкости называют машины и устройства, обеспечивающие повышение удельной энергии каплевой жидкости. Если удельная энергия жидкости содержит три компонента:

$$E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g},$$

где z — удельная энергия положения; $p/\rho g$ — удельная энергия давления; $v^2/2g$ — удельная кинетическая энергия,

то средства подачи жидкости могут быть подразделены в зависимости от того, какую составляющую удельной энергии они имеют.

Если механизм изменяет только высотное положение жидкости, т. е. изменяется z , то такой механизм называют *водоподъемником* (воздушные, ленточные, шнуровые). Они широко применяются для подъема воды из скважин и шахтных колодцев в целях водоснабжения.

Гидромашины, сообщаемые удельную энергию жидкости посредством создания давления в рабочей камере, т. е. путем повышения удельной энергии давления — $p/\rho g$, или путем придания жидкости значительных скоростей посредством вращающегося рабочего колеса, т. е. путем повышения удельной кинетической энергии — $v^2/2g$, называются насосами. Насосы обеспечивают создание потока жидкой среды и могут нагнетать жидкость по напорному трубопроводу.

Классификация. Выделяют две основные группы насосов: лопастные и объемные. *Лопастные насосы* создают поток жидкости с помощью вращающегося лопастного рабочего колеса, сообщаемого жидкости кинетическую энергию, трансформируемую в энергию давления. В лопастных насосах области всасывания и нагнетания не имеют разграничения. Повышение удельной энергии жидкости происходит постепенно в процессе ее перемещения из области всасывания в область нагнетания. К лопастным насосам относятся центробежные, осевые и диагональные.

Объемные насосы перемещают жидкую среду по принципу механического периодического вытеснения жидкости рабочим телом, создающим в процессе перемещения определенное давление на жидкость.

К ним относят: *поршневые насосы*, в которых вытесняющий жидкость поршень или плунжер, совершает возвратно-поступательное движение, и *роторные* — с вращательным или вращательным и возвратно-поступательным движением рабочего органа.

Выделяют также *насосы трения* с твердым или жидким рабочим телом, в которых жидкая среда перемещается за счет передачи ей энергии под действием силы трения. К этим насосам относятся *вихревые насосы*, в которых рабочий орган — колесо, с лопатками и *струйные насосы*, в которых жидкость перемещается под действием потока жидкости или газа.

Устройство и принцип действия центробежного насоса. Принципиальная схема центробежного насоса представлена на рисунке 2.1. Рабочее колесо 3 насоса 4 несет лопасти 2, заключенные между дисками 7. Спиральный корпус 1 переходит в напорный патрубок, на котором монтируется задвижка 5, перекрывающая выход в напорный трубопровод 6. К центральной части

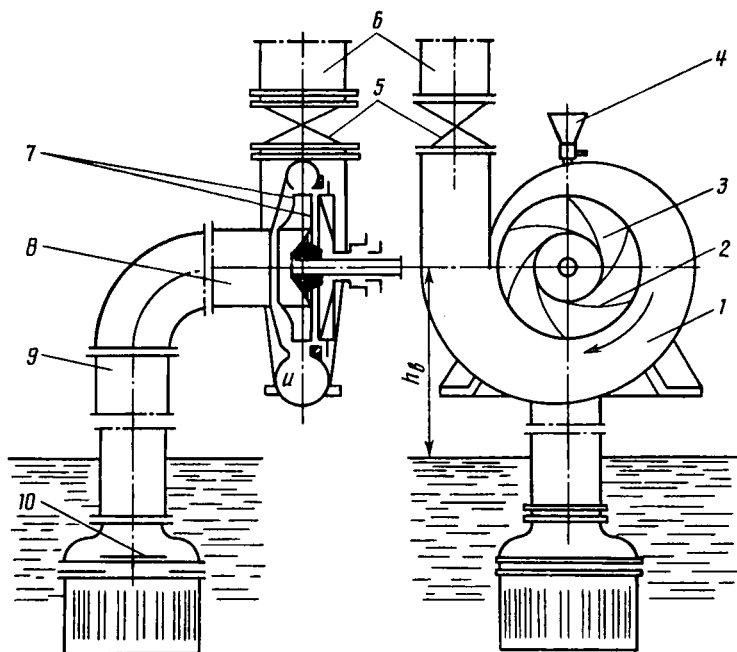


Рис. 2.1. Схема центробежного насоса.

рабочего колеса примыкает (с небольшим зазором) входной (всасывающий) патрубок 8, к которому присоединяется всасывающая труба 9, оканчивающаяся приемной сеткой 10 с обратным клапаном.

Перед пуском полости насоса и всасывающей линии заполняются жидкостью через горловину 4. При вращении рабочего колеса 3 с постоянной частотой жидкость непрерывно движется по каналам колеса, образованным лопастями 2, которые сообщают протекающей жидкости энергию — давление и значительную скорость. По выходе жидкости в спиральный корпус 1 ее скорость постепенно уменьшается в связи с расширением сечения корпуса и достигает нормальных величин при подходе к напорному трубопроводу 6. При уменьшении скорости повышается давление, которое и обеспечивает подачу жидкости.

В процессе работы насоса на входе в рабочее колесо 3 создается вакуум вследствие отвода жидкости. Под действием этого вакуума на рабочее колесо 3 непрерывно поступает жидкость через всасывающую линию и входной патрубок.

Рассмотренная схема представляет собой самый простой центробежный насос консольного типа.

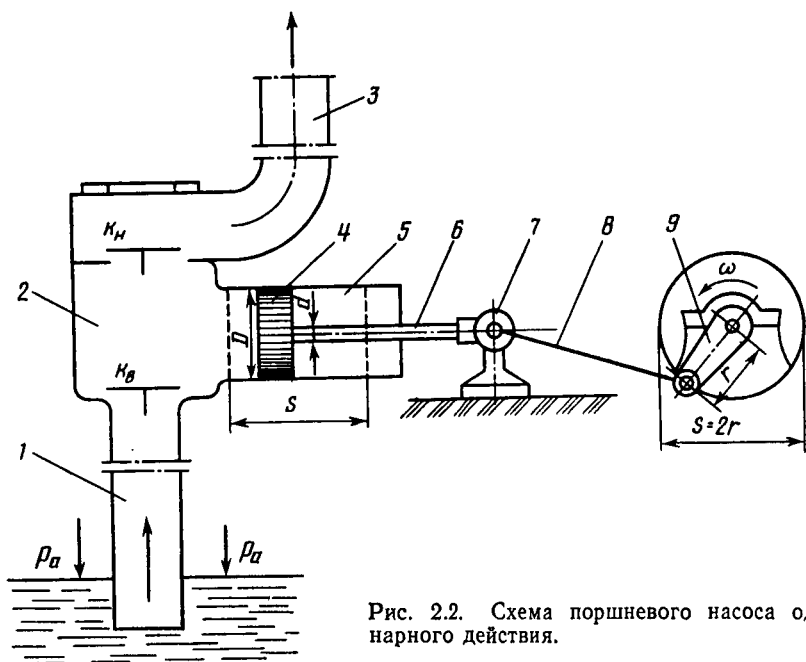


Рис. 2.2. Схема поршневого насоса одностороннего действия.

Устройство и принцип действия объемного насоса. Принципиальная схема наиболее простого объемного насоса — поршневого насоса простого (одностороннего) действия — представлена на рисунке 2.2.

Основная деталь этого насоса — поршень 4, перемещающийся в цилиндре 5. Наружная поверхность поршня 4 плотно прилегает к хорошо обработанной внутренней поверхности цилиндра 5.

Возвратно-поступательное движение поршня 4 совершается под воздействием кривошипно-шатунного механизма (7, 8 и 9), воздействующего на шток 6. Рабочая камера 2 сообщается с цилиндром 5, через всасывающий клапан (k_v) — с всасывающей линией 1, а через нагнетательный клапан (k_n) — с напорной линией 3.

При движении поршня 4 вправо рабочая камера 2 заполняется через всасывающую линию 1 и открывшийся всасывающий клапан. При движении поршня 4 влево жидкости сообщается давление, всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный — открывается, и жидкость вытесняется в напорный трубопровод.

1.2. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Основные показатели. Основные рабочие параметры насоса — напор, подача, мощность и коэффициент полезного действия.

Напором насоса H называется удельная энергия, сообщаемая насосом жидкости. Как известно, под удельной понимается энергия, отнесенная к единице веса жидкости. Размерность удельной энергии линейная. Поэтому напор, как правило, измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Подачей насоса называют объем жидкости, подаваемый насосом в единицу времени. Это понятие совпадает с понятием расхода жидкости. Поэтому часто используют термин «расход насоса». Обозначается подача также буквой Q (размерность Q м³/ч, л/с и т. п.).

Мощность насоса N — это мощность, потребляемая насосом. *Полезной мощностью насоса* называют количество энергии, сообщаемое насосом в единицу времени жидкости, подаваемой в трубопровод:

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H. \quad (2.1)$$

Тогда мощность насоса

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \quad (2.2)$$

где η — КПД насоса.

Потребная мощность двигателя для привода насоса

$$N_{\text{дв}} = K \frac{N}{\eta_{\text{пер}}} = K \frac{\rho g Q H}{\eta_{\text{пер}}}, \quad (2.3)$$

где K — коэффициент запаса мощности ($K=1,05\dots1,3$); $\eta_{\text{пер}}$ — КПД передачи.

В случае непосредственного соединения двигателя и насоса $\eta_{\text{пер}} = 1$.

КПД насоса

$$\eta = N_{\text{п}}/N. \quad (2.4)$$

Баланс энергии в насосе. Основная часть мощности насоса при его работе передается жидкости в виде полезной мощности $N_{\text{п}}$, остальная часть мощности $N - N_{\text{п}}$ теряется (превращается в тепло) в процессе работы.

Обозначим мощность, идущую на преодоление механических сопротивлений, $N_{\text{мех}}$. Эта мощность расходуется на трение в подшипниках, сальниках (уплотнениях вала) и на трение наружной поверхности рабочих колес о жидкость.

Мощность, равная $N - N_{\text{мех}}$, будет передана жидкости, протекающей через рабочее колесо, и называется *гидравлической*

мощностью N_r . Она обеспечивает расход, протекающий через рабочее колесо, Q_r — теоретический расход и сообщает этой жидкости теоретическую удельную энергию H_r (теоретический напор).

Гидравлическая мощность

$$N_r = \rho g H_r Q_r. \quad (2.5)$$

Механические потери оценивают механическим КПД насоса

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N - N_{\text{мех}}}{N} = \frac{N_r}{N}. \quad (2.6)$$

Часть расхода, протекающего через рабочее колесо, теряется на утечки в неплотностях насоса, которые называют *объемными потерями* ΔQ . Тогда $Q_r = Q + \Delta Q$.

Объемные потери оценивают объемным КПД насоса

$$\eta_Q = \frac{N_r - N_Q}{N_r} = \frac{N'}{N_r},$$

где N' — мощность насоса за вычетом мощности, идущей на объемные потери; N_Q — мощность, затрачиваемая на объемные потери.

$$N_Q = \rho g H_r \Delta Q, \quad \text{а} \quad N' = \rho g H_r Q.$$

Тогда

$$\eta_Q = \frac{\rho g H_r Q}{\rho g H_r Q_r} = \frac{Q}{Q_r}. \quad (2.7)$$

Третий вид потерь мощности насоса — потери на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе. Полезный напор меньше теоретического на величину потерь $H = H_r - \Delta H$. Гидравлические потери оцениваются гидравлическим КПД насоса, который равен отношению полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе:

$$\eta_r = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{п}} + N''},$$

где N'' — мощность, теряемая на преодоление гидравлических сопротивлений; $N'' = \rho g \Delta H Q$.

Тогда

$$\eta_r = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q (H + \Delta H)} = \frac{H}{H_r}. \quad (2.8)$$

Полный КПД насоса $\eta = N_{\text{п}}/N$. Умножив и разделив правую часть этого равенства на величины N_r и N' , получим

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N'} \frac{N'}{N_r} \frac{N_r}{N} = \eta_r \eta_Q \eta_{\text{мех}}, \quad (2.9)$$

т. е. КПД насоса равен произведению гидравлического, объемного и механического коэффициентов полезного действия.

1.3. УСТРОЙСТВО НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ И ПОТРЕБНЫЙ НАПОР НАСОСА

Устройство насосной установки. Схема насосной установки представлена на рисунке 2.3. Насос 7, приводимый в движение электродвигателем 6, забирает воду из резервуара 1 через приемную сетку 13 и всасывающую линию 12 и подает ее по напорному трубопроводу 3 в резервуар 2. На всасывающей ли-

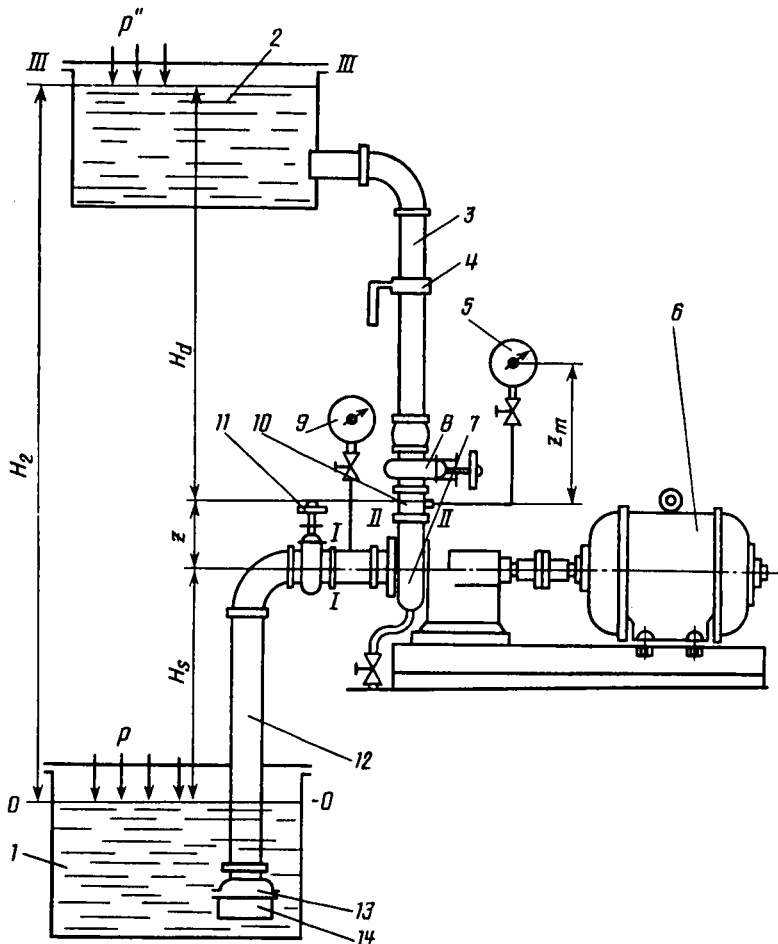


Рис. 2.3. Схема насосной установки.

нии 12 установлены задвижка 11, вакуумметр 9 и обратный клапан 14, а на напорной линии — манометр 5 и задвижка 8. Иногда на нагнетательной линии устанавливаются также обратный клапан 10 и расходомер 4.

Высота H_s от уровня жидкости в резервуаре 1 до центра сечения I—I (до оси насоса) называется *высотой всасывания* насоса; высота H_r от уровня 0—0 до III—III в верхнем резервуаре — *геометрическим напором насосной установки*. Высота H_d от сечения II—II (от выхода из напорного патрубка) до уровня III—III называется *высотой нагнетания насоса*.

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_r и преодоления гидравлических потерь в напорном и всасывающем трубопроводах Σh_w .

Потребный напор насоса, т. е. энергия, необходимая для подачи единицы веса жидкости данной установкой, выразится:

$$H_{\text{потр}} = H_r + \frac{p'' - p'}{\rho g} + \Sigma h_w = H_{\text{ст}} + \Sigma h_w, \quad (2.10)$$

где $H_{\text{ст}} = H_r + \frac{p'' - p'}{\rho g}$ — статический напор установки.

Какой напор развивает насос при работе на данной установке, можно определить по показаниям приборов (манометра, вакуумметра).

По определению, напор насоса — это удельная энергия, передаваемая насосом жидкости, т. е.

$$H = E_2 - E_1, \quad (2.11)$$

где E_1 и 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:

$$E_1 = H_s + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g};$$

$$E_2 = H_s + z + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g},$$

где p_1 и p_2 — давление соответственно в сечениях I—I и II—II; v_1 и v_2 — скорость в указанных сечениях; z — превышение центра сечения I—I над центром сечения II—II; α_1 и α_2 — коэффициенты скорости соответственно в сечениях I—I и II—II; H_s — геометрическая высота всасывания,

Из полученных выражений, принимая $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$, имеем

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + z - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (2.12)$$

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 (2.12), определим напор:

$$H = \frac{p_{\text{м}} + p_{\text{в}}}{\rho g} + z + z_{\text{м}} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (2.13)$$

Формула 2.13 — формула напора, развиваемого насосом на данной установке. Очень часто скорость $v_1 \approx v_2$, а величина $z + z_{\text{м}}$ мала, тогда формула (2.13) переписется в виде

$$H = \frac{p_{\text{м}} + p_{\text{в}}}{\rho g}. \quad (2.14)$$

1.4. ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Рассмотрим вывод основного уравнения лопастных насосов на примере центробежного насоса. На рисунке 2.4 (вверху), показана схема движения жидкости и скорости частицы в рабочем колесе центробежного насоса.

При вращении рабочего колеса частица жидкости участвует в двух движениях: переносном — вращается вместе с рабочим колесом и относительно — движется вдоль лопаток относительно рабочего колеса. Абсолютное движение частицы, представляющее сумму указанных движений, совершается по траектории, обозначенной пунктирной линией.

Рассматривая движение жидкости внутри рабочего колеса, сделаем допущение, что число лопастей бесконечно велико, а толщина их бесконечно мала. Тогда можно считать, что весь поток внутри рабочего колеса состоит из одинаковых элементарных струек, все линии потока конгруэнтны, а движение струек установившееся. Относительная скорость в таком потоке направлена по касательной к поверхности лопатки в рассматриваемой точке и величина ее определяется условием неразрывности пото-

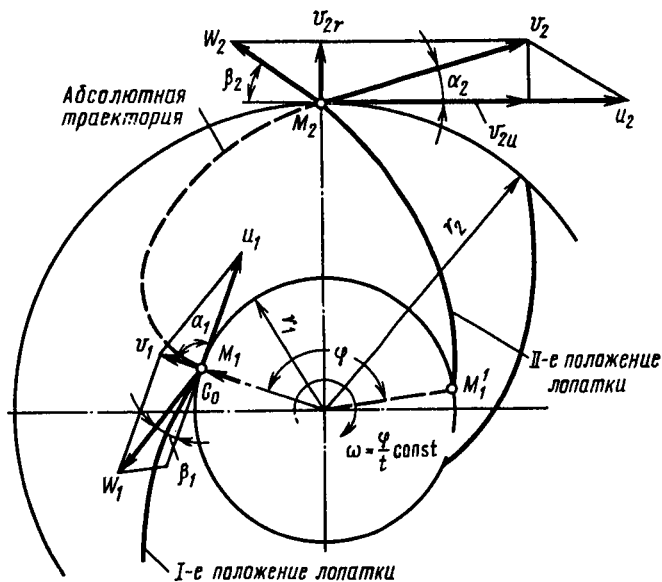
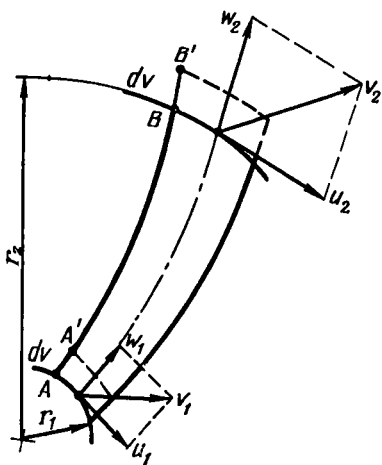


Рис. 2.4. Схема движения жидкости внутри рабочего колеса центробежного насоса:

вверху — для потока; внизу — для элементарной струйки.



ка, движущегося внутри канала рабочего колеса.

При входе на лопатку рабочего колеса частица M жидкости обладает абсолютной скоростью \vec{v}_1 , вектор которой складывается из двух составляющих: вектора окружной скорости \vec{u}_1 (переносной) и вектора относительной скорости \vec{w}_1 . Окружная скорость направ-

круже δ предусмотрены откидные упоры.

диусом r_1 , а вектор относительной скорости направлен по касательной к лопатке рабочего колеса. Векторы скоростей \vec{v}_1 , \vec{u}_1 и \vec{w}_1 образуют входной треугольник скоростей с углами α_1 и β_1 (α_1 — угол наклона вектора \vec{v}_1 к вектору \vec{u}_1 , а β_1 — угол наклона вектора \vec{w}_1 к продолжению вектора \vec{u}_1).

На выходе жидкости из рабочего колеса также имеет место относительная скорость w_2 , направленная вдоль выходного элемента лопатки, и окружная скорость u_2 . Сумма их дает абсолютную скорость v_2 . Векторы этих скоростей образуют выходной треугольник с углами соответственно α_2 и β_2 .

Предположим, следуя Эйлеру, что число лопастей бесконечно велико, а толщина их бесконечно мала, т. е. траектории всех струй одинаковы. Тогда за некоторый промежуток времени частица пройдет расстояние от r_1 до r_2 и ее скорость изменится от v_1 до v_2 , т. е. изменится количество движения частицы, что возможно лишь при воздействии на нее силы, в данном случае со стороны лопатки. Поскольку скорость меняется и по величине и по направлению, то меняется не только количество движения частицы, но и момент ее количества движения относительно оси под действием момента, передаваемого лопатками.

Для определения указанного момента применим к элементарной струйке жидкости теорему об изменении момента количества движения, которая гласит, что изменение момента количества движения системы частиц за некоторый промежуток времени равняется импульсу момента сил, действующих на систему за это время.

Представим, что элементарная струйка (рис. 2.4, внизу) за время dt переместится из положения $A-B$ в положение $A'-B'$. Тогда изменение момента количества движения $\Delta M_{КД}$ можно выразить как разность моментов количества движения струйки в положении $A'-B'$ и положении $A-B$:

$$\Delta M_{КД} = M_{КД}(A'-B') - M_{КД}(A-B),$$

или

$$\Delta M_{КД} = M_{КД}(A'-B) + M_{КД}(B-B') - M_{КД}(A-A') - M_{КД}(A'-B),$$

тогда

$$\Delta M_{КД} = M_{КД}(B-B') - M_{КД}(A-A').$$

Но объемы отсеков $B-B'$ и $A-A'$ одинаковы, равны dV и представляют соответственно втекающий в струйку и вытекающий из струйки объемы за время dt , т. е. $dV = dQdt$.

Изменение момента количества движения струйки должно равняться импульсу момента, передаваемого лопастями струйке, т. е. $dMdt$. Перепишем это выражение с учетом, что абсолютные скорости v_1 и v_2 составляют с радиусами векторами соответственно углы α_1 и α_2 :

$$dMdt = \rho dQdt v_2 r_2 \cos \alpha_2 - \rho dQdt v_1 r_1 \cos \alpha_1,$$

отсюда

$$dM = \rho dQ (v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1).$$

Интегрируя по всем элементарным струйкам рабочего колеса, получим

$$M_{T\infty} = \rho Q_T (v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1), \quad (2.15)$$

где $M_{T\infty}$ — момент, с которым рабочее колесо воздействует на жидкость при бесконечном числе лопаток и без учета потерь.

Теоретически мощность, передаваемая жидкости при частоте вращения колеса ω , выразится:

$$N_{T\infty} = M_{T\infty} \omega = \rho Q_T \omega (v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1).$$

Так как $\omega r_1 = u_1$, а $\omega r_2 = u_2$, то получим

$$N_{T\infty} = \rho Q_T (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1). \quad (2.16)$$

Учитывая, что $v_2 \cos \alpha_2 = v_{2и}$, а $v_1 \cos \alpha_1 = v_{1и}$, можно записать:

$$N_{T\infty} = \rho Q_T (u_2 v_{2и} - u_1 v_{1и}), \quad (2.17)$$

где $v_{1и}$ и $v_{2и}$ — окружные составляющие абсолютной скорости потока на входе в канал и на выходе из него.

С другой стороны, теоретическая мощность насоса может быть представлена зависимостью

$$N_{T\infty} = \rho g H_{T\infty} Q_T. \quad (2.18)$$

Приравнивая правые части выражений (2.17) и (2.18), получим

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{2и} - u_1 v_{1и}}{g}. \quad (2.19)$$

Это формула теоретического напора насоса при бесконечном числе лопастей. Она впервые была получена Л. Эйлером и носит название *уравнения Эйлера*.

Уравнение (2.19) может быть представлено в другом виде. Из плана скоростей на входе и выходе (рис. 2.4, а) имеем

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1 v_{1и};$$

$$w_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2u_2 v_{2и}.$$

Подставляя эти зависимости в уравнение (2.19), получаем выражение для теоретического напора насоса:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (2.20)$$

Равенство (2.20) показывает, что теоретический напор насоса создается в результате работы центробежных сил, т. е. пе-

реносное движение обеспечивает увеличение статического напора в жидкости на величину

$$H_{\text{ст.л}} \approx \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (2.21)$$

За счет преобразования кинетической энергии относительного движения, создающего статический напор,

$$H_{\text{ст.о}} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (2.22)$$

и за счет прироста кинетической энергии абсолютного движения

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (2.23)$$

Как видим, при прохождении потока через рабочее колесо его удельная потенциальная энергия возрастает на величину $H_{\text{ст}} = H_{\text{ст.л}} + H_{\text{ст.о}}$, т. е. при прохождении через рабочее колесо давление в жидкости увеличивается на величину

$$p = \rho g H_{\text{ст}}, \quad (2.24)$$

а удельная кинетическая энергия возрастает на величину $H_{\text{дин}}$.

Формула для напора насоса $H_{\text{т}\infty}$ (2.19) получена в предположении бесконечного числа лопаток в рабочем колесе.

При расчетах по формулам (2.19) и (2.20) для определения теоретического напора вводят поправочный коэффициент K , учитывающий снижение напора при конечном числе лопаток:

$$H_{\text{т}} = K H_{\text{т}\infty}. \quad (2.25)$$

Учет гидравлических потерь в насосе ведется путем введения в формулу гидравлического КПД насоса. При этом $H = \eta_{\text{г}} H_{\text{т}}$. Тогда зависимость (2.19) переписывается в виде

$$H = \frac{\eta_{\text{г}} K}{g} (u_2 v_{2\text{н}} - u_1 v_{1\text{н}}). \quad (2.26)$$

В большинстве случаев в современных насосах жидкость к рабочему колесу подводится без предварительного закручивания. В этом случае тангенциальная составляющая абсолютной скорости в формуле (2.19) обращается в нуль, т. е. $\alpha_1 = 90^\circ$, и формула для напора принимает вид

$$H_{\text{т}\infty} = \frac{u_2 v_{2\text{н}}}{g}. \quad (2.27)$$

Это уравнение лопастных гидромашин общее для центробежных и осевых насосов и гидротурбин.

Из рисунка 2.4, а легко видеть, что $v_{2и} = u_2 - \omega_2 \cos \beta_2$, тогда зависимость (2.26) с учетом $\alpha_1 = 90^\circ$ принимает следующий вид:

$$H = \frac{\eta_r K}{g} u_2^2 \left(1 - \frac{\omega_2}{u_2} \cos \beta_2 \right). \quad (2.28)$$

Из зависимости (2.28) следует, что напор насоса с увеличением угла β_2 увеличивается. Это делает, на первый взгляд, выгодным применение лопаток, изогнутых по ходу вращения рабочего колеса вперед ($\beta_2 > 90^\circ$). Тем не менее рабочие колеса центробежных насосов выполняются, как правило, с лопатками, изогнутыми по ходу назад. Применяется значение $\beta_2 = 15^\circ \dots 40^\circ$.

Объясняется это тем, что, как показывают исследования, при $\beta_2 > 90^\circ$ резко возрастает гидравлические потери в насосе, ухудшается устойчивость его в работе и при изменении подачи насоса резко меняется потребляемая мощность, что снижает возможность регулирования подачи.

1.5. КАВИТАЦИЯ НАСОСОВ. ДОПУСТИМАЯ ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ

Кавитация. При работе насоса частицы жидкости движутся под действием центробежной силы в направлении от входа в рабочее колесо к его периферии, вследствие чего у входа в рабочее колесо создается зона пониженного давления. Таким образом во всасывающей линии, соединяющей входную полость насоса с водосточником, возникает разность давлений, под действием которой вода из водосточника поступает к насосу. Величина разности давлений определяется геодезической высотой всасывания H_s (рис. 2.3) и гидравлическими потерями во всасывающей линии h_{ws} . При этом под геодезической высотой всасывания понимают разность отметок оси рабочего колеса и свободного уровня жидкости в водосточнике.

При постоянстве давления на поверхности в водосточнике для подачи воды к насосу вакуум перед рабочим колесом должен быть тем больше, чем больше геодезическая высота всасывания и величина гидравлических потерь. Однако увеличение вакуума не должно превышать определенной величины, что ограничивает допустимую высоту всасывания.

Для нормальной работы насоса необходимо, чтобы минимальное абсолютное давление p_{\min} , возникающее в потоке в области входа в колесо, было больше давления $p_{п.ж}$ насыщенного пара перекачиваемой жидкости.

В противном случае жидкость в местах возникновения минимума давления вскипит и работа насоса нарушится. При вскипании жидкости в местах с минимумом давления образуются полости, заполненные паром и частично выделившимися из раст-

вора газами. Возникшие пузырьки пара уносятся в область с повышенным давлением, где происходит конденсация паров в жидкости. Вследствие инерционности теплообмена процессы вскипания и конденсации, связанные соответственно с затратой и выделением тепла, происходят с некоторым запаздыванием. Конденсация паров жидкости поэтому проходит в условиях относительного переохлаждения, в связи с чем этот процесс совершается с большой скоростью. Частицы жидкости при конденсации паров движутся к центру пузырька со значительными скоростями. В момент завершения конденсации частицы жидкости внезапно останавливаются и происходит местный гидравлический удар.

Повышение давления при этом, вследствие малой величины деформации жидкости, достигает больших значений.

Как показали замеры посредством пьезокристаллов, давления в области смыкающихся каверн достигают несколько сот атмосфер.

Кроме огромного давления, которое развивается при сжатии пузырька, в нем значительно повышается температура. В опытах, в которых эта температура замерялась по вспышкам несмачиваемых взрывчатых порошков, температура оказалась равной $+230^{\circ}\text{C}$.

При сжатии пузырька наблюдаются также электрические явления.

Рассмотренный комплекс физико-механических процессов определяет в общем виде картину явления, связанную с вскипанием жидкости в проточной части гидромашин и образованием каверн или полостей, что и определило название данного явления — *кавитация* (*cavitatis* — полость).

Однако перечисленные процессы, сопровождающие явление кавитации, нельзя считать исчерпывающими. В кавитационном процессе разрушения материала, безусловно, участвуют также химические процессы, активно протекающие на поверхности металлических тел в зоне кавитации.

Возникновение кавитации в гидромашинах сопровождается прежде всего резким падением КПД, что объясняется нарушением сплошности потока и неравномерностью действий его на лопасти. Наряду с падением КПД снижаются напор и производительность насоса. При дальнейшем развитии кавитации наступает интенсивное разрушение деталей насоса. В связи с этим длительная работа насоса на кавитационном режиме недопустима.

В целях предотвращения возникновения кавитации удельная энергия потока при входе в насос должна быть достаточной для создания необходимой скорости потока при входе на лопасти ко-

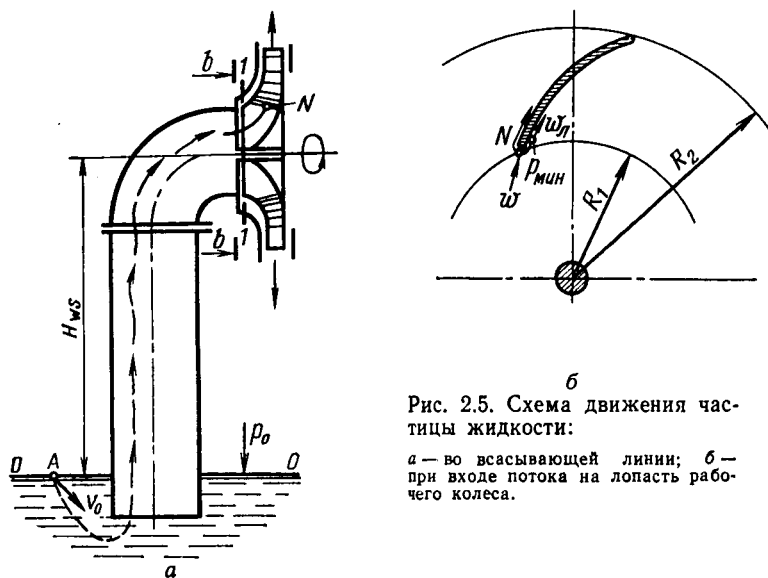


Рис. 2.5. Схема движения частицы жидкости:
 а — во всасывающей линии; б — при входе потока на лопасть рабочего колеса.

леса и преодоления сопротивлений, при этом давление не должно падать до величины, ведущей к вскипанию жидкости.

Для установления зависимости, определяющей величину необходимой избыточной энергии перед входом в насос, рассмотрим поток в области всасывания. Составим уравнение Бернулли для свободной поверхности водосточника (сечение 0—0) (рис. 2.5, а) и сечения б—б на входе во всасывающий патрубок насоса:

$$\frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_b}{\rho g} + H_s + \frac{v_b^2}{2g} + h_{ws}, \quad (2.29)$$

где p_0 — давление на поверхности водосточника; p_b — давление в сечении б—б на оси насоса; H_s — геодезическое превышение оси насоса над поверхностью в водосточнике; v_b — скорость жидкости во входном патрубке; h_{ws} — гидравлические потери во всасывающей линии от поверхности водосточника до входа в насос.

Величина

$$H_s + h_{ws} = H'_s \quad (2.30)$$

называется *приведенной высотой всасывания*.

Полный напор жидкости во входном патрубке определится следующим образом:

$$\frac{p_b}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} - H'_s. \quad (2.31)$$

Превышение этого напора над давлением парообразования жидкости (давлением насыщенного пара) и должно обеспечить предупреждение возникновения кавитации. Это превышение Δh называется *кавитационным запасом* и определяется зависимостью

$$\Delta h = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g} = \frac{p_b - p_{п.ж}}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g}, \quad (2.32)$$

где $p_{п.ж}$ — давление насыщенного пара жидкости.

С другой стороны,

$$\Delta h = \frac{p_0 - p_{п.ж}}{\rho g} - H'_s. \quad (2.33)$$

Очевидно, кавитационный запас расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений при движении потока от входного сечения в насос ($b-b$) до точки N на лопасти рабочего колеса, где давление минимально, и на увеличение скорости потока при входе на лопасть, которое происходит вследствие стеснения потока лопастями. Если кавитационный запас будет равен сумме гидравлических потерь и напора, идущего на увеличение скорости, то в точке N давление упадет до давления парообразования и наступит кавитация. Такой кавитационный запас называется *критическим*.

Область минимального давления, в котором возникает кавитация, расположена на тыльной стороне лопатки, вблизи входной кромки (точка N) (рис. 2.5, б).

Для определения значения кавитационного запаса необходимо связать параметры, характеризующие движение в точке N и во входном сечении насоса. Картина движения потока между этими сечениями исключительно сложна.

В области всасывающего канала абсолютное движение установившееся, но для системы координат, связанной с вращающимся лопастным колесом, это движение в общем случае будет неустановившимся. В области лопастного колеса, наоборот, относительное движение — установившееся, а абсолютное — неустановившееся. Выбираем сечение $1-1$ у входа в лопастное колесо (рис. 2.5, а), где обеспечивается условие осесимметричности потока. Поэтому для этого сечения поток будет установившимся как в абсолютной, так и в относительной системах отсчета. Воспользуемся этим сечением для перехода из области всасывающей линии с установившимся абсолютным движением в область лопастного колеса с установившимся относительным движением.

Рассмотрим прежде струйку между сечением $1-1$ перед входом на лопасти и точкой N после входа на лопасть, где давление

минимальное. Для этих сечений относительные движения установившиеся.

Если предположить равенство окружных скоростей $u_1 = u_N$ вследствие близости рассматриваемых точек и равенство их высотных положений, то для сечений струйки перед входом на лопасть и после входа справедливо уравнение для относительного движения

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_{\text{min}}}{\rho g} + \frac{w_N^2}{2g} + h_{w,1-N}, \quad (2.34)$$

где p_1 и w_1 — давление и относительная скорость в рабочем колесе перед входом на лопасть; $h_{w,1-N}$ — потери напора при входе на лопасть рабочего колеса.

А теперь составим уравнение Бернулли для сечения $(\theta-\theta)$ на входе в насос и сечения $I-I$, для которых установившиеся абсолютные движения

$$\frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{w,1}, \quad (2.35)$$

где $h_{w,1}$ — потери напора во входном патрубке.

Пренебрегая потерями напора $h_{w,1}$ и $h_{w,1-N}$ (2.34), получаем выражение для p_{min} :

$$\frac{p_{\text{min}}}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_N^2}{2g} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{w_1^2}{2g} \left(\frac{w_N^2}{w_1^2} - 1 \right). \quad (2.36)$$

Выражение $\frac{w_N^2}{w_1^2} - 1 = \lambda$ называют числом кавитации. С уче-

том этого

$$\frac{p_{\text{min}}}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} - \lambda \frac{w_1^2}{2g}. \quad (2.37)$$

Согласно данным исследований, для расчетных режимов работы насосов $\lambda = 0,3 \dots 0,4$.

Из уравнений (2.35) и (2.37) имеем

$$\frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} - \frac{p_{\text{min}}}{\rho g} = \frac{v_1^2}{2g} + \lambda \frac{w_1^2}{2g}. \quad (2.38)$$

В случае кавитационного режима, когда $p_{\text{min}} = p_{\text{п.ж}}$, т. е. p_n падает до критического значения $p_{\text{в.кр}}$, с учетом (2.31) получим

$$\Delta h_{\text{кр}} = \frac{v_1^2}{2g} + \lambda \frac{w_1^2}{2g}, \quad (2.39)$$

где $\Delta h_{\text{кр}}$ — критический кавитационный запас.

Из выражения (2.38) следует, что минимальное давление определяется напором при входе в насос и абсолютной и относительной скоростями на входе на лопасти рабочего колеса. Чем больше эти скорости, тем ниже падает давление на лопасти.

При расчетах принимают значения v_1 и ω_1 в средней части входной кромки лопасти, так как эти величины, а следовательно, и минимальное давление зависят от положения струйки на входе потока на колесо.

Из уравнения (2.39) следует, что критический кавитационный запас зависит только от скорости движения жидкости на входе на лопасти рабочего колеса, т. е. от конструкции насоса и режима его работы. Для значений критического числа кавитации $\lambda_{кр}$ в специальной литературе даются эмпирические формулы и опытные таблицы.

Допустимая высота всасывания. Использование кавитационного запаса позволяет определить предельную (критическую) и допустимую высоту всасывания насоса. Для этого свяжем выражение (2.38) с выражением (2.31), откуда получим

$$\frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{\min}}{\rho g} - H'_S = \frac{v_1^2}{2g} + \lambda \frac{w_1^2}{2g}.$$

Если $p_{\min} = p_{п.ж}$, то при этом значение $H'_S = H'_{S, пред}$, т. е. будет иметь место предельная приведенная высота всасывания, при которой наступает кавитационный режим:

$$H'_{S, пред} = \frac{p_0 - p_{п.ж}}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g} - \lambda \frac{w_1^2}{2g}.$$

Учитывая, что $p_0 - p_{п.ж} = p_{\text{вак.пред}}$, получим

$$H'_{S, пред} = H_{\text{вак.пред}} - \frac{v_1^2}{2g} - \lambda \frac{w_1^2}{2g}. \quad (2.40)$$

Или, учитывая (2.39),

$$H'_{S, пред} = H_{\text{вак.пред}} - \Delta h_{кр}. \quad (2.41)$$

Предельная геодезическая высота всасывания

$$H_{S, пред} = H_{\text{вак.пред}} - \Delta h_{кр} - h_{WS}. \quad (2.42)$$

Для определения критического кавитационного запаса $\Delta h_{кр}$ проводят кавитационные испытания, в результате которых для каждого режима работы насоса получают частную кавитационную характеристику, представляющую собой зависимость напора от кавитационного запаса (рис. 2.6) при постоянной частоте вращения и постоянной подаче. При проведении испытаний для каждого режима ($Q = \text{const}$) измеряют давление во всасывающем

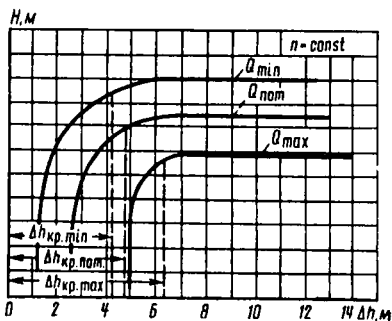


Рис. 2.6. Частная кавитационная характеристика насоса.

и нагнетательном патрубках, при этом давление на входе понижают вакуум-насосом, а расход регулируют задвижкой. Далее определяют напор насоса и рассчитывают по формуле (2.32) значения кавитационного запаса Δh и строят характеристику.

За критический кавитационный запас принимают величину запаса, соответствующую снижению напора на частной кавитационной характеристике на 2% от напора насоса.

Чтобы не допустить работы насоса в режиме кавитации, определяют значение допустимого кавитационного запаса

$$\Delta h_{\text{доп}} = A \Delta h_{\text{кр}}, \quad (2.43)$$

где A — коэффициент кавитационного запаса.

Тогда допустимая высота всасывания

$$H_{S, \text{доп}} = H_{\text{вак. пред}} - \Delta h_{\text{доп}} - h_{\text{вс}}, \quad (2.44)$$

или

$$H_{S, \text{доп}} = H_6 - H_{\text{п. ж}} - \Delta h_{\text{доп}} - h_{\text{вс}},$$

где $H_6 = \frac{p_6}{\rho g}$; p_6 — барометрическое давление; $H_{\text{п. ж}} = \frac{p_{\text{п. ж}}}{\rho g}$; $p_{\text{п. ж}}$ — давление насыщенного пара жидкости.

1.6. ТЕОРИЯ ПОДОБИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Общие сведения. При проектировании и экспериментальных исследованиях лопастных насосов широко используются методы теории подобия. Теория подобия дает возможность по выбранному модельному насосу рассчитать все размеры нового натурального насоса, геометрически подобного исходному, с заданными рабочими параметрами, а также рассчитать по рабочим характеристикам модельного насоса рабочие характеристики проектируемого насоса. Теория подобия позволяет вести экспериментальные исследования разрабатываемых новых насосов на уменьшенных моделях с последующим пересчетом результатов модельных испытаний на мощный натуральный насос. Используя теорию подобия насосов, можно рассчитать новые характеристики насоса при его работе с различной частотой вращения.

Условия подобия насосов. Для вывода закономерностей, определяющих подобие лопастных насосов, воспользуемся положениями общей теории подобия гидромеханических процессов, рассмотренными в разделе «Гидравлика».

В этих целях необходимо проанализировать с позиций теории подобия гидромеханический процесс движения жидкости в проточных полостях насоса.

Проточная часть лопастного насоса состоит из трех основных элементов: подвода потока к лопастному колесу, лопастного колеса и отвода потока от него. Такое деление вытекает из устройства машины. Однако поток в лопастной машине представляет собой единое целое. Его структура определяется формой и размерами каждого элемента в отдельности и сочетанием их и, в особенности, скоростью вращения колеса относительно элементов корпуса машины.

При работе насоса стенки каналов его корпуса неподвижны, и скорости потока относительно этих стенок — скорости абсолютного движения. Лопастное колесо вращается и стенки его движутся. Поэтому движение потока относительно стенок рабочего колеса — относительное движение. Абсолютное движение складывается из указанного относительного и переносного, определяемого скоростью вращения колеса.

При вращении колеса, через одну и ту же точку в неподвижном пространстве, связанном с корпусом насоса, проходят различные точки окружности колеса. Давление и скорость в этой неподвижной точке будут циклически изменяться. Поэтому абсолютное движение потока в лопастном колесе — неустановившееся. Однако если систему отсчета связать с лопастным колесом и рассматривать относительное движение, то его можно считать установившимся. И абсолютное движение в подводящей полости насоса также можно считать установившимся, так как на некотором расстоянии до и после лопастного колеса циклические возмущения давления и скорости, вызванные отдельными лопастями, выравниваются, и движение может стать симметричным относительно оси вращения. Заметим при этом, что форма проточной части насоса, которая обеспечивает установившееся относительное движение в колесе при расчетном режиме, уже не отвечает этим требованиям при других режимах.

Гидромеханическое подобие этих процессов будет иметь место в случае протекания их в геометрически подобных системах (т. е. насосы должны быть геометрически подобными) и при тождественности критериев подобия гомохронности, Фруда, Рейнольдса, Эйлера и критериев степени турбулентности.

Должны также быть одинаковыми критерии гомохронности, определяющие частоту турбулентных пульсаций.

Точно выполнить все указанные условия подобия при моделировании насосов не представляется возможным. Проанализируем, какие условия можно исключить без большой погрешности и какие критерии следует принять за определяющие.

При моделировании насосов удастся обеспечить геометрическое подобие основных элементов. Однако величина относительной шероховатости по технологическим причинам может меняться в значительных пределах. Это, как правило, приводит к некоторым различиям коэффициента сопротивления и КПД модели и натуры. Изучение влияния указанного «масштабного эффекта» служит предметом специальных исследований и в данном случае не будет учитываться.

Известно, что при работе модели и натуры в автомодельной зоне величина коэффициента сопротивления практически не зависит от числа Рейнольдса. Поэтому можно полагать, что при моделировании машин по Рейнольдсу достаточно обеспечить условие работы модели и натуры в автомодельной зоне, т. е. при числе Рейнольдса $Re > 10^5$. Изложенное показывает, что критерий Рейнольдса не налагает никаких условий на константы подобия для лопастных насосов.

Критерий Фруда определяет подобие процессов, протекающих под действием объемных сил, в данном случае — силы гравитации. Однако силы гравитации не играют определяющей роли в формировании потока в проточных полостях насоса. В связи с этим критерий Фруда можно исключить из рассмотрения при изучении условий подобия лопастных насосов.

Установление условия тождественности критериев степени турбулентности и частоты турбулентных пульсаций, т. е. условий подобия для турбулентности, представляет большие трудности, в особенности в насосах с их сложной конфигурацией проточной полости.

Однако экспериментально установлено, что влияние степени турбулентности ослабевает с увеличением числа Рейнольдса. В автомодельной зоне влияние степени турбулентности падает.

В целях упрощения задачи о подобии лопастных насосов можно исключить из рассмотрения как критерий степени турбулентности потока, так и критерий гомохронности, определяющий частоту турбулентных пульсаций.

При рассмотрении характера потока в проточной полости лопастных насосов установлено, что этот поток в системе отсчета, связанной с корпусом насоса, носит неустановившийся характер.

Условием подобия неустановившихся процессов, определяющим характер протекания их во времени, является критерий гомохронности. Поэтому он должен входить в число определяющих при рассмотрении подобия лопастных насосов.

Критерий Эйлера служит условием подобия при моделировании перепада давления в потоках, когда этот перепад определяется или упругими свойствами жидкости, или гидравлическими сопротивлениями при движении потока несжимаемой жидкости. Очевидно, что критерий Эйлера должен быть определяющим и для других явлений, характеризующихся наличием перепада давлений в жидкости. Изучение кавитационного явления показало, что его возникновение полностью определяется величиной избыточного давления в потоке над давлением парообразования при подходе потока к рабочему колесу насоса.

Следовательно, условием подобия для параметров, определяющих начало кавитации, должен быть критерий Эйлера, где под перепадом давления понимается величина избыточной энергии потока над давлением парообразования при подходе потока к колесу.

На основании проведенного анализа условий и критериев механического подобия турбулентных потоков применительно к насосам приходим к выводу, что с точностью до влияния «масштабного эффекта» подобными можно полагать насосы, у которых имеет место геометрическое подобие их проточных полостей, обеспечивается условие работы натуре и модели в автомоделльной зоне и обеспечивается одинаковость критериев гомохронности и Эйлера.

Критерий подобия лопастных насосов. При наличии геометрического подобия модельного и натурального насоса и при выполнении условия их работы в автомоделльной зоне, для подобия режимов их работы необходимо обеспечить одинаковость критериев гомохронности.

$$H_0 = vt/l = \text{idem},$$

где H_0 — критерий гомохронности; v , t и l — соответственно характерные скорость, время и линейный размер.

Выразим это условие подобия гидромашин через параметры, характеризующие работу насоса.

Примем за характерную скорость потока окружную составляющую скорости на выходе из рабочего колеса u_2 . За характерный линейный размер примем наружный диаметр рабочего колеса D_2 . За характерное время в критерии гомохронности для насосов можно принять время (период) одного оборота колеса

$$T = 60/n, \quad (2.45)$$

где n — частота вращения рабочего колеса, мин⁻¹.

Тогда критерий гомохронности запишется

$$H_0 = \frac{u_2}{nD_2} = \text{idem}, \quad (2.46)$$

а индикатор подобия насосов будет иметь вид

$$\frac{\lambda_u}{\lambda_n \lambda_D} = 1, \quad (2.46')$$

где λ_u , λ_n , λ_D — константы подобия (масштабы соотношений) соответственно скорости, числа оборотов и линейных размеров.

Константы подобия представляют собой масштаб моделирования соответствующих характеристик потока, т. е. соотношения их значений на модели и на натуре.

Согласно основному уравнению лопастных насосов (2.27) имеем выражение для теоретического напора природы и модели:

$$H_{т,Н} = \frac{u_{2Н} v_{2у,Н}}{2g_H};$$

$$H_{т,М} = \frac{u_{2М} v_{2у,М}}{2g_M},$$

где индексы H и M соответственно характеризуют параметры природы и модели; $v_{2у}$ — окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса.

Отношение напоров определится

$$\frac{g_H H_{т,Н}}{g_M H_{т,М}} = \frac{u_{2,Н} v_{2у,Н}}{u_{2,М} v_{2у,М}}. \quad (2.47)$$

При условии подобия гидромеханических процессов соотношение одноименных скоростей в сходственных точках должно иметь один и тот же масштаб моделирования, т. е.

$$\lambda_u = \lambda_v.$$

Тогда зависимость (2.47') перепишется в виде

$$\lambda_g \lambda_H = \lambda_u^2. \quad (2.47')$$

Расход, подаваемый рабочим колесом насоса, может быть выражен уравнением

$$Q = v_{2r} b_2 \pi D_2, \quad (2.48)$$

где v_{2r} — радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса (рис. 2.4, а); b_2 — ширина рабочего колеса на выходе; D_2 — диаметр выхода рабочего колеса.

Отношение расходов выразится следующим образом:

$$\lambda_Q = \lambda_u \lambda_D^2. \quad (2.49)$$

Из уравнений (2.47') и (2.49) выразим λ_D :

$$\lambda_D = \frac{\sqrt{\lambda_Q}}{\sqrt{\lambda_H \lambda_g}}. \quad (2.50)$$

Подставляя в (2.46') значения λ_u и λ_D из (2.47') и (2.50), получим индикатор подобия лопастных насосов

$$\frac{\sqrt[4]{\lambda_H^3 \lambda_g^3}}{\lambda_n \sqrt{\lambda_Q}} = 1. \quad (2.51)$$

В соответствии с (2.51) получаем выражение

$$I_S = \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{g^3 H^3}} = \text{idem}. \quad (2.52)$$

Назовем величину I_S *критерием подобия лопастных насосов*.

Для гидромеханического подобия насосов наряду с геометрическим подобием и работой их в автомодельной зоне должно выполняться условие одинаковости I_S .

Критерий подобия лопастных насосов I_S характеризует подобие режимов работы геометрически подобных насосов. Подобие режимов работы насосов выражается в подобии скоростных треугольников на входе и выходе с рабочих колес натурального и модельного насосов.

Действительно, из (2.46') получаем

$$\lambda_u = \lambda_n \lambda_D \quad \text{или} \quad \frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \lambda_n \lambda_D.$$

Из условия подобия потоков имеем

$$\frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{v_{2H}}{v_{2M}} = \frac{w_{2H}}{w_{2M}} = \lambda_n \lambda_D. \quad (2.53)$$

Это соотношение скоростей показывает, что скоростные треугольники на выходе (рис. 2.4, а) для натурны и модели подобны. Такие режимы называются *изогональными*.

Из критерия подобия лопастных насосов I_S или непосредственно из критерия гомохронности (2.46) можно получить критерии моделирования основных рабочих параметров насосов, выраженные через частоту вращения и диаметры рабочих колес модели и натурны.

Из уравнений (2.46) и (2.47) получаем индикатор

$$\frac{\sqrt{\lambda_g \lambda_H}}{\lambda_n \lambda_D} = 1. \quad (2.54)$$

Этот индикатор дает критерий моделирования напора насоса:

$$\frac{gH}{n^2 D_2^2} = \text{idem}. \quad (2.54')$$

Этот критерий показывает, что соотношение (2.54') для подобных насосов одинаково.

Из условий (2.49) и (2.46') получаем второй индикатор

$$\frac{\lambda_Q}{\lambda_n \lambda_D^3} = 1, \quad (2.55)$$

который дает второй критерий — критерий моделирования расхода насоса

$$\frac{Q}{nD_2^3} = \text{idem}. \quad (2.55')$$

В соответствии с зависимостью для мощности насоса (2.1) отношение мощностей при условии равенства КПД природы и модели

$$\lambda_N = \frac{N_H}{N_M} = \lambda_p \lambda_g \lambda_Q \lambda_H, \quad (2.56)$$

где λ_p — константа подобия плотности.

Учитывая (2.54) и (2.55), из (2.56) получаем критерий моделирования мощности насоса:

$$\frac{N}{\rho n^3 D_2^5} = \text{idem}. \quad (2.56')$$

Для подобных насосов, работающих на подобных режимах, критерии (2.54'), (2.55') и (2.56') одинаковы.

Заметим при этом, что критерии (2.54') и (2.55') получены непосредственно из критерия гомохронности (2.46), а критерий (2.56') — следствие одинаковости первых двух. Наряду с этим можно показать, что совместное решение зависимостей (2.54') и (2.55') приводит к критерию подобия насосов (2.52). Это показывает, что два критерия (2.54') и (2.55') идентичны критерию I_S .

Полученные критерии могут быть представлены в форме зависимостей между параметрами модели и природы, которые в случае равенства величин ρ и g для модели и природы принимают вид:

$$\begin{aligned} \frac{H_H}{H_M} &= \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2 \left(\frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^2; \\ \frac{Q_H}{Q_M} &= \left(\frac{n_H}{n_M} \right) \left(\frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^3; \\ \frac{N_H}{N_M} &= \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \left(\frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^5. \end{aligned} \quad (2.57)$$

Уравнения (2.57) представляют собой зависимости между расходами, напорами и мощностями модельного и натурального насосов, выраженные через соотношения частот вращения и диаметров рабочих колес этих насосов,

Заметим, что критерий подобия насосов I_S и формулы пересчета параметров насоса выведены из критерия гомохронности вне связи с особенностями рабочего процесса лопастных насосов, поэтому полученные формулы справедливы не только для лопастных насосов, но и для других лопастных гидромашин.

Зависимости (2.57) имеют широкое применение при проектировании, испытании и эксплуатации насосов.

Действительно, на основании установленных законов подобия можно рассчитать размеры нового насоса, подобного модельному, если известны рабочие параметры модельного и натурального насосов; можно определить параметры насоса при работе его с различной частотой вращения. Законы подобия обеспечивают возможность создания и испытания модели проектируемого насоса, дают возможность по данным испытания модели определить параметры проектируемого насоса.

Система уравнений (2.57) позволяет получить зависимости для расчета рабочих колес по рабочим параметрам насоса.

Из первых двух уравнений системы (2.57), исключая отношение частот вращения, можно получить формулу для пересчета диаметров рабочих колес по рабочим параметрам модельного и натурального насосов:

$$\lambda_D = D_H/D_M = \sqrt[4]{Q_H/Q_M} \sqrt[4]{H_H/H_M}. \quad (2.58)$$

Исключая в этих же уравнениях отношение диаметров, можно получить зависимость для пересчета частоты вращения рабочего колеса с модели на натуру:

$$\lambda_n = n_H/n_M = \sqrt[4]{Q_H/Q_M} \sqrt[4]{(H_H/H_M)^3}. \quad (2.59)$$

Критерий подобия режимов всасывания. Полное подобие режимов работы лопастных насосов будет обеспечиваться лишь в том случае, если наряду с выполнением геометрического подобия натуре и модели, работой их в автомодельной зоне и равенством критериев подобия насосов, обеспечивается условие подобия параметров, определяющих кавитационный режим работы насоса.

Геометрически подобные насосы с одним и тем же критерием подобия можно поставить в различные режимы работы, если не обеспечить подобия условий кавитации. Действительно, если не смоделировать высоту всасывания, то один из этих насосов может работать в кавитационном, а второй — в нормаль-

ном режиме. В этом случае, естественно, режимы их работы не будут подобными.

Подобие режимов всасывания будет обеспечено при условии равенства критериев Эйлера, выраженных через параметры, характеризующие начало кавитационного режима.

В общем виде критерий Эйлера имеет вид

$$\Delta p / \rho v^2 = \text{idem},$$

где Δp — характерный перепад давления в моделируемом процессе; ρ — плотность жидкости; v — скорость движения жидкости.

Представим критерий Эйлера в форме индикатора

$$\frac{\lambda \Delta p}{\lambda_p \lambda_v^2} = 1.$$

Ранее (см. 1.5) было установлено, что условия всасывания насоса должны рассчитываться так, чтобы не наступал кавитационный режим. В этих целях полный напор потока на входе в насос должен превышать давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости при данной температуре на величину кавитационного запаса — Δh . Следовательно, для моделируемого явления характерный перепад давления определяется кавитационным запасом

$$\Delta p = \rho g \Delta h. \quad (2.60)$$

Подставляя в критерий Эйлера это значение перепада давления, получим

$$\frac{\lambda g \lambda_{\Delta h}}{\lambda_v^2} = 1,$$

где $\lambda_{\Delta h}$ — масштаб моделирования кавитационного запаса во входном патрубке насоса.

Выражая масштаб скорости через масштаб напора, в соответствии с (2.47') имеем

$$\frac{\lambda_{\Delta h}}{\lambda_H} = 1. \quad (2.61)$$

Переходя к критериальной форме, получим

$$\frac{\Delta h}{H} = \text{idem}. \quad (2.62)$$

Как видим, критерий Эйлера дает условие подобия, выражающееся в том, что в подобных насосах, работающих в подобных режимах, отношение кавитационного запаса в сходственных точках к напору насоса постоянно. И наоборот, для обеспечения подобных режимов работы геометрически подобных насосов необ-

ходимо обеспечить такие условия всасывания, чтобы соотношение кавитационного запаса на входе потока в насос и напора насоса было бы одинаковым.

Это вполне естественно, так как кавитационный запас перед входом потока в насос представляет собой превышение давления в потоке над давлением парообразования, а напор насоса — превышение удельной энергии потока на выходе из насоса над энергией на входе, но при гидромеханическом подобии процессов для сходственных точек отношение этих величин энергий должно быть постоянным.

Выразим условие подобия (2.62) через рабочие параметры насоса.

Из условия (2.51) можно получить значение константы подобия напоров:

$$\lambda_H = \frac{\lambda_n^{4/3} \sqrt[3]{\lambda_Q^2}}{\lambda_g}.$$

Подставляя это значение константы подобия напоров в зависимость (2.61), получим индикатор:

$$\frac{\lambda_g \lambda_{\Delta h}}{\lambda_n^{4/3} \sqrt[3]{\lambda_Q^2}} = 1. \quad (2.63)$$

Переходя к критериальной форме, получим

$$\frac{g \Delta h}{n^{4/3} \sqrt[3]{Q^2}} = \text{idem.}$$

Преобразуем полученное выражение, взяв его обратную величину, возведенную в степень $3/4$, тогда имеем

$$\frac{n \sqrt[4]{Q}}{\sqrt[4]{g^3 \Delta h^3}} = C_S = \text{idem.} \quad (2.64)$$

Полученное выражение представляет собой *критерий подобия режимов всасывания насосов*.

Выполнение равенства критериев подобия режимов всасывания природы и модели обеспечивает подобие режимов работы насосов при входе в насос.

Таким образом условие полного подобия режимов работы подобных насосов налагает требование равенства критерия подобия насосов I_S и критерия подобия режимов всасывания C_S .

Критерий кавитационного подобия. Если рассматривать критическое состояние потока, при котором начинается кавитация, т. е. принять минимальную (критическую) величину кавитаци-

онного запаса Δh_K , то (2.62) переписывается в виде

$$\frac{\Delta h_K}{H} = \text{idem.} \quad (2.65)$$

Зависимость (2.65) показывает, что для насосов одного и того же типа при работе их на подобных режимах отношение критического кавитационного запаса к напору насоса одинаково. Для различных типов насосов это отношение неодинаково.

Представим полученное условие подобия кавитационного режима, так же как критерий режимов всасывания, через рабочие параметры насоса, тогда получим

$$C_{S,K} = \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{g^3 \Delta h_K^3}} = \text{idem.} \quad (2.66)$$

Это частное значение критерия подобия режимов всасывания $C_{S,K}$ будет *критерием кавитационного подобия насосов*.

Выполнение условия равенства критериев кавитационного подобия $C_{S,K}$ обеспечивает подобие критических режимов работы насосов. Из (2.64) видно, что C_S зависит как от типа насоса, так и от условий всасывания, потому что величина C_S зависит не только от параметров насоса, но одновременно и от значения Δh , которое зависит от условий всасывания. Значение $C_{S,K}$ определяется лишь типом насоса и в основном конструкцией входной его части, так как значение Δh_K определяется динамикой потока (потерями напора) в области от входа в насос до сечения после входа потока на рабочее колесо.

Таким образом критерий кавитационного подобия $C_{S,K}$ — это второй критерий наряду с I_S , определяющий подобие насосов и режимов их работы. Или, с другой стороны, $C_{S,K}$, как и I_S , определяет тип насоса.

Сравним полученные зависимости (2.64) и (2.66) с зависимостью (2.52). Эти зависимости идентичны, хотя и получены из разных критериев подобия. Различие их состоит лишь в том, что в критерий подобия лопастных насосов входит полный напор насоса, представляющий собой разность энергий потока на выходе из насоса и на входе в насос; в критерии подобия режимов всасывания вместо полного напора насоса стоит величина кавитационного запаса, т. е. превышение энергии потока над давлением парообразования перед входом в насос; в критерии кавитационного подобия вместо полного напора стоит критическое значение кавитационного запаса, т. е. максимальное значение динамического падения давления и в потоке от входа его в насос до сечения после входа в рабочее колесо, при котором статическое давление в потоке после входа в рабочее колесо будет равно давлению насыщенных паров жидкости.

Физическая природа величин полного напора насоса, кавитационного запаса и критического значения кавитационного запаса одна и та же. Эти величины представляют собой различные составляющие удельной энергии потока в разных его точках. Поэтому, естественно, критерий подобия, посредством которого моделируются эти величины, должен быть одним и тем же. Численное его значение, естественно, будет меняться.

Критерий I_S , как и критерий $C_{S, \kappa}$, — безразмерная величина и зависит только от типа насоса, и для геометрически подобных насосов (для насосов одного типа) он должен оставаться постоянным.

Итак, анализ процесса, происходящего в лопастных насосах, с позиций теории подобия гидромеханических процессов позволил установить, что определяющие критерии для движения жидкости в лопастных насосах — это критерий гомохронности и критерий Эйлера.

Условие равенства критериев гомохронности для подобных насосов, работающих в подобных режимах, позволило получить критерий подобия лопастных насосов I_S . Для подобия режимов работы насосов, кроме их геометрического подобия, необходимо соблюдать равенство критериев I_S .

Критерий подобия лопастных насосов носит общий характер и не зависит ни от размерности входящих в него величин, ни от исходной условно выбранной модели.

Из условия равенства критериев Эйлера для входной части геометрически подобных насосов получен критерий кавитационного подобия насосов $C_{S, \kappa}$ и критерий подобия режимов всасывания C_S .

Критерий кавитационного подобия насосов $C_{S, \kappa}$ определяет условия подобия входа на лопасти рабочего колеса и обеспечивает возможность моделирования динамического падения давления на входе в насос и рабочее колесо.

Этот критерий носит общий характер, не зависит от размерностей входящих в него величин и отвечает всем требованиям критериальных величин.

Выполнение равенства критериев подобия режимов всасывания наряду с геометрическим подобием всасывающей системы обеспечивает подобие режима всасывания насоса.

Поскольку значения критериев I_S и $C_{S, \kappa}$ определяются одним и тем же законом, между ними может быть установлена непосредственная связь. Возведя зависимости (2.52) и (2.66) в степень $4/3$ и поделив одну на другую, получим

$$\left(\frac{I_S}{C_{S, \kappa}} \right)^{4/3} = \frac{\Delta h_{\kappa}}{H} = \sigma. \quad (2.67)$$

Назовем отношение σ коэффициентом кавитации.

Зависимость (2.67) показывает, что коэффициент кавитации — это функция критерия подобия лопастных насосов I_S и критерия их кавитационного подобия $C_{S,к}$.

1.7. КЛАССИФИКАЦИЯ КОЛЕС ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Теорией подобия лопастных насосов установлено, что может существовать ряд геометрически подобных насосов, для которых критерий подобия насосов I_S будет иметь одно и то же значение.

Таким образом, значение критерия подобия I_S — это характеристика данного ряда или типа насосов, отличающихся геометрическими размерами, т. е. данному типу рабочего колеса соответствует определенное значение критерия подобия I_S . Следовательно, критерий подобия I_S может служить основным признаком типизации рабочих колес.

Для классификации насосов в насосостроении пользуются понятием удельного числа оборотов рабочего колеса, или быстроходности n_s . За быстроходность рабочего колеса насоса условно принята скорость вращения такого нового модельного колеса, которое во всех деталях геометрически подобно рассматриваемому, а размеры его должны быть таковы, чтобы при напоре $H=1$ м затрачивалась полезная мощность в 0,735 кВт, т. е. подавался бы расход 0,075 м³/с.

Параметры такого эталонного колеса можно определить, пользуясь зависимостями (2.58) и (2.59). В частности, частоту вращения колеса определим по зависимости (2.59), принимая $Q_m = 0,075$ м³/с, $H_m = 1$ м:

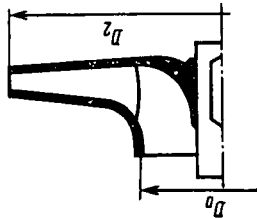
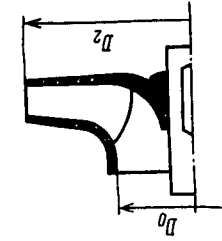
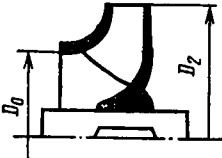
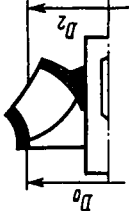
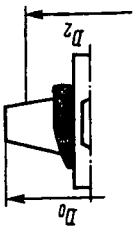
$$n_s = \frac{3,65\pi \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} . \quad (2.68)$$

Полученная величина n_s — это коэффициент быстроходности, или приведенная частота вращения колеса. Эта величина и принята в практике для характеристики типа рабочего колеса насоса.

Зависимость (2.68) получена из уравнения (2.59) для частного условного случая, принятого за характеристический. В свою очередь, уравнение (2.59) — частный случай общей критериальной зависимости (2.52).

Таким образом, коэффициент быстроходности n_s , принятый в качестве характеристики рабочих колес насосов, — чисто условная размерная величина, получаемая из общего критерия подобия лопастных насосов I_S , выведенного на основе общей теории подобия гидромеханических процессов. Значение коэффициента быстроходности меняется, если принять за эталон какую-либо другую модель с другими параметрами.

3. Классификация лопастных рабочих колес

Типы лопастных насосов	Центробежные				Осевые (пропеллерные)
	тихоходные	нормальные	быстроходные	полуосевые (диагональные)	
Сечение рабочего колеса					
Коэффициент быстроходности, n_s	40...80	80...150	150...300	300...500	500...1200
Критерий $I_s \cdot 10^2$	3...6	6...12	12...25	25...50	50...100
D_2/D_0	3	2	1,6...1,2	1,2...1,1	0,8

Более правильным и удобным представляется характеризовать тип насоса величиной критерия подобия насосов I_S . Этот критерий — безразмерный и постоянный для данного типа насосов. Его величина определяется непосредственно по параметрам данного насоса и не связана ни с какими принятыми условными исходными моделями. Наряду с этим критерий подобия в той же мере, как и коэффициент быстроходности, определяет тип рабочего колеса насоса.

Колеса лопастных насосов принято разделять на следующие группы: тихоходные, нормальные и быстроходные колеса центробежных насосов; диагональные и осевые колеса для диагональных и осевых насосов.

Схематично эта классификация представлена в таблице 3, где даны значения критерия подобия I_S для каждого типа насосов, значения n_S и соотношения диаметров выхода и входа на рабочее колесо.

Наряду с критерием подобия насосов I_S , тип насоса определяется также критерием кавитационного подобия $C_{S,K}$, характеризующим качество насоса в кавитационном отношении.

В практике насосостроения для кавитационной оценки насосов применяется аналогичный коэффициенту быстроходности кавитационный коэффициент быстроходности C , определяемый по формуле

$$C = 5,62 \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt{\Delta h_S}}. \quad (2.69)$$

где Δh_S — максимальное динамическое падение давления на входе в рабочее колесо, в отличие от значения кавитационного запаса Δh_K , учитывающего падение давления во всей входной части насоса.

Формула (2.69) получена экспериментально С. Рудневым, им же определены значения коэффициента при работе насосов в оптимальных режимах: для плохих в кавитационном отношении насосов (например, насосов для загрязненной жидкости), коэффициент $C = 600 \dots 700$; для обычных насосов $C = 800 \dots 1000$; для насосов с повышенными кавитационными свойствами (например, конденсатных насосов) $C = 1300 \dots 2500$.

Значение числового коэффициента в формуле (2.69) должно меняться при изменении размерности, входящих в нее величин. В противном случае значения коэффициента C для одного и того же насоса будут различными.

В связи с этим представляется более целесообразным и удобным проводить оценку кавитационных свойств насосов по критерию кавитационного подобия насосов $C_{S,K}$, поскольку это обычный безразмерный критерий, не связанный ни с какими исходными условиями, и определяется он только параметрами самого насоса.

Полагая, что $\Delta h_k \approx \Delta h_s$, и используя экспериментальные данные для значения C , можно определить значения критерия $C_{S,K}$, решив совместно зависимости (2.69) и (2.66). В результате получаем: для плохих в кавитационном отношении насосов $C_{S,K} = 19 \dots 22$; для обычных насосов $C_{S,K} = 25 \dots 32$; для насосов с повышенными кавитационными свойствами $C_{S,K} = 40 \dots 80$.

Полученные значения критерия кавитационного подобия $C_{S,K}$ обеспечивают возможность пересчета допустимой высоты всасывания при расчете насосов методом моделирования.

1.8. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Общие сведения. Насос рассчитывается на определенное сочетание его рабочих параметров. При расчетном режиме форма проточной полости насоса и частота вращения рабочего колеса обеспечивают работу насоса с максимальным КПД. При эксплуатации насоса его подача может регулироваться, что ведет к изменению других его рабочих параметров — напора, мощности и КПД.

Характеристикой насоса называют зависимости напора, мощности и КПД от подачи при постоянной частоте вращения. Обычно характеристика представляется в виде графиков $H=f(Q)$, $N=f(Q)$ и $\eta=f(Q)$ при $n=\text{const}$.

Рассмотрим прежде зависимости напора от подачи. Для получения теоретической зависимости $H_{T\infty}=f(Q)$ воспользуемся уравнением Эйлера при условии $\alpha_1=90^\circ$:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{2u}}{g}.$$

Из треугольника скоростей (см. рис. 2.4) следует, что

$$v_{2u} = u_2 - v_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

где β_2 — угол между относительной и окружной скоростью потока (рис. 2.40).

Согласно уравнению неразрывности для выходного сечения рабочего колеса

$$Q_T = \pi D_2 b_2 v_{2r} \quad \text{и} \quad v_{2r} = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2},$$

где b_2 — ширина выходного сечения рабочего колеса.

Тогда

$$v_{2u} = u_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} Q_T.$$

Подставляя полученное выражение в уравнение Эйлера, имеем

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} \frac{u_2}{g} Q_T. \quad (2.70)$$

Окружная скорость $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$, тогда

$$H_{T\infty} = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} - \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{60 b_2} Q_T. \quad (2.71)$$

Для центробежного насоса с заданными геометрическими размерами при $n = \text{const}$ получим

$$\frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} = a = \text{const}; \quad \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{60 b_2 g} = b = \text{const}.$$

Отсюда получаем уравнение теоретической характеристики центробежного насоса

$$H_{T\infty} = a + b Q_T. \quad (2.72)$$

Это уравнение прямой линии; положение ее в координатной системе $Q-H$ при заданных значениях n , D_2 и b_2 зависит от угла β_2 (рис. 2.7, а). Независимо от угла β_2 теоретический напор при $Q_T = 0$ (задвигка на напорном трубопроводе закрыта)

$$H_{T\infty} = u_2^2/g. \quad (2.73)$$

При $\beta_2 = 90^\circ$ $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ теоретическая характеристика имеет вид прямой [зависимость (2.73)], параллельной оси абсцисс. Если угол $\beta_2 > 90^\circ$, т. е. лопасти рабочего колеса отогнуты вперед, то $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$ и $H_{T\infty}$ с увеличением Q увеличиваются.

Если угол $\beta_2 < 90^\circ$, то $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$ и теоретическая характеристика представляют собой ниспадающую линию. Ранее было показано, что практически значение угла β_2 принимается не более 40° .

При конечном числе лопаток значение теоретического напора H_T определяется по формуле (2.25), и зависимость H_T от расхода тоже линейна и идет приближенно параллельно зависимости $H_{T\infty} = f(Q_T)$ (рис. 2.7, б).

Напор, развиваемый насосом, меньше теоретического на величину гидравлических потерь $H = H_T - h_w$, что равносильно зависимости (2.8).

Потери напора в насосе складываются из местных потерь на входе и выходе потока с рабочего колеса и потерь по длине при движении потока внутри каналов насоса.

Движение потока в каналах рабочего колеса характеризуется, как правило, полностью развитой турбулентностью, т. е. относится к автотомельной зоне, и потери по длине (на рис. 2.7

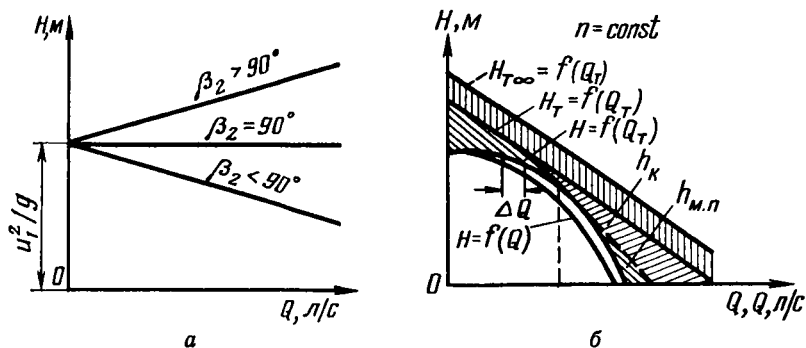


Рис. 2.7. Характеристики ($H-Q$) центробежного насоса:

a — теоретическая для различных значений β_2 ; b — с учетом потерь напора для $\beta_2 < 90^\circ$.

обозначены через h_k . Далее — h_l) будут пропорциональны квадрату скорости и, следовательно, квадрату расхода:

$$h_l = kQ^2,$$

где k — коэффициент, характеризующий гидравлическое сопротивление канала.

При расчетном режиме насоса, как было показано ранее, $\alpha_1 \approx \approx 90^\circ$, т. е. входной треугольник скоростей будет прямоугольным (рис. 2.8, a). Угол β_1 при этом режиме совпадает с углом лопатки β_A на входе в рабочее колесо (безударный вход потока), и потери на входе в рабочее колесо практически отсутствуют. При отклонении расхода от расчетного, условия входа потока нарушаются. Например, при уменьшении расхода абсолютная скорость v_1 уменьшается и при том же значении u_1 угол β_1 уменьшается и не совпадает с углом лопатки на входе. При этом поток

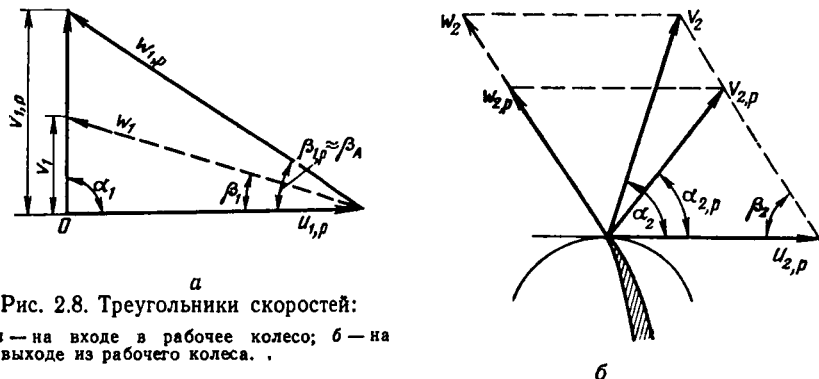


Рис. 2.8. Треугольники скоростей:

a — на входе в рабочее колесо; b — на выходе из рабочего колеса.

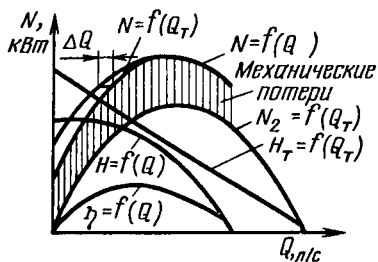


Рис. 2.9. Теоретическая характеристика ($N-Q$) и ($\eta-Q$) центробежного насоса.

нении расхода от расчетного, величина v_2 и угол α_2 отклоняются от расчетных значений (рис. 2.8, б), и при входе в отвод их значения должны меняться, что также сопровождается потерями энергии.

Если из ординат характеристики $H_T = f(Q_T)$ вычесть значения h_l и $h_{м.п.}$, то получим рабочую характеристику насоса $H = f(Q_T)$.

Полученная характеристика насоса не зависит от рода перекачиваемой жидкости. Действительно, теоретическая характеристика определяется уравнением Эйлера, в котором отсутствуют параметры, характеризующие свойства жидкости. Значения потерь напора в рабочем колесе, учитывая которые, получена рабочая характеристика для автомодельных потоков в полостях насоса, также не зависят от физических свойств жидкости.

Подача насоса отличается от расхода Q_T , протекающего через рабочее колесо, на величину объемных потерь ΔQ . Чтобы учесть влияние потерь, необходимо сдвинуть характеристику влево на величину ΔQ , что и показано на рисунке 2.7, б.

Для построения зависимости мощности насоса от расхода $N = f(Q)$ подставим значение H_T (из 2.72) в выражение для гидравлической мощности (2.5) и получим

$$N_r = \rho g (aQ_T - bQ_T^2).$$

Эта зависимость представляет собой параболу, пересекающую ось абсцисс в точках $Q_T = 0$ и $Q_T = a/b$ (см. рис. 2.9).

Мощность насоса — это сумма гидравлической и механической мощности, идущей на преодоление механических потерь. Последние мало зависят от подачи насоса. Прибавляя к N_r постоянную величину $N_{мех.}$, получим зависимость $N = f(Q_T)$. Учитывая объемные потери, сместим кривую $N = f(Q_T)$ влево на величину потерь ΔQ и получим график зависимости $N = f(Q)$.

Используя кривые $H = f(Q)$ и $N = f(Q)$, построим кривую $\eta = f(Q)$ по уравнению $\eta = \rho g Q H / N$.

отрывается от лопатки, образуется вихревая зона, которая вызывает дополнительные потери энергии.

На выходе потока с рабочего колеса также имеет место оптимальный расчетный режим, при котором поток, покидая рабочее колесо, имеет такую же абсолютную скорость $v_{2,р}$ и ее направление (под углом $\alpha_{2,р}$), что и поток в отводе (спиральной камере). Потерь напора на выходе из рабочего колеса нет. При отклонении

Теоретически построенные характеристики дают приближенное представление о действительных характеристиках, поскольку при их расчетах не учитывались существенные моменты, характеризующие движение реального потока в проточных полостях насоса. Реальная характеристика насоса может быть получена лишь опытным путем.

Испытания насосов для получения характеристик $H=f(Q)$, $N=f(Q)$ и $\eta=f(Q)$ проводятся одновременно и для каждого режима (подачи) измеряются: частота вращения, подача, давление (разрежение) на входе и выходе, крутящий момент или мощность на валу (для насосов с электроприводом — потребляемая электрическая мощность), температура жидкости. Режим работы насоса регулируется задвижкой, установленной на отводящем трубопроводе. Число режимов (подач), при которых проводятся замеры, должно быть не менее 16, и подачи в соседних точках должны отличаться не более чем на 8% номинальной подачи. Если 25% точек будет сильно отличаться от общей закономерности, то испытания необходимо повторить.

Снятие характеристик центробежных насосов начинается с нулевой подачи (задвижка закрыта), а осевых, диагональных и вихревых — с максимальной подачи. Испытания проводятся в интервале от нуля до подачи, превышающей не менее чем на 10% максимальную подачу рабочего интервала подач, предусмотренного технической документацией, при давлении на входе, исключающем кавитацию на всех режимах.

В результате испытаний получают ряд данных по напору, мощности и КПД для разных значений подачи при постоянной частоте вращения рабочего колеса насоса. Если частота вращения в опытах не оставалась постоянной, данные опытов приводятся (пересчитываются) к заданной одной и той же частоте вращения методом, излагаемым ниже.

На основе полученных данных строятся рабочие характеристики насоса. Кроме зависимостей $H=f(Q)$, $N=f(Q)$ и $\eta=f(Q)$, рабочая характеристика насоса включает также зависимость допустимого кавитационного запаса от подачи $\Delta h_{\text{доп}}=f(Q)$, получаемую на основе кавитационных испытаний насоса, изложенных выше.

Пересчет характеристик лопастных насосов на другую частоту вращения рабочего колеса. Рабочая характеристика насоса дается для определенной частоты вращения $n=\text{const}$. Часто возникает необходимость изменить частоту вращения; например, имеется электродвигатель, по всем параметрам приемлемый для привода насоса, но несколько отличающийся по частоте вращения. Чтобы судить об эксплуатационных параметрах насоса, надо иметь его характеристику при новой частоте вращения.

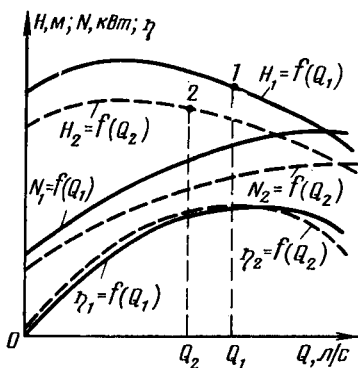


Рис. 2.10. Пересчет характеристики насоса на другую частоту вращения:

— для $n_1 = \text{const}$
 --- для $n_2 = \text{const}$.

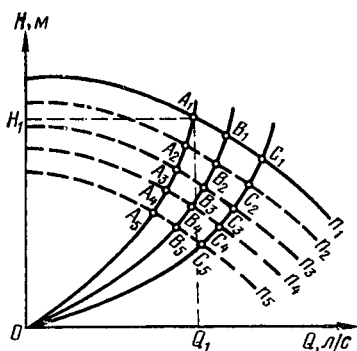


Рис. 2.11. Параболы подобных режимов работы насоса.

Предположим, что имеется характеристика насоса при частоте вращения n_1 . Надо рассчитать его характеристику при новой частоте вращения n_2 .

Для этой цели воспользуемся зависимостями (2.57), имея в виду, что в данном случае $D_2 = \text{const}$, т. е. моделирование осуществляется только по изменению частоты вращения. Тогда, полагая, что $\eta_1 = \eta_2$, для пересчета параметров насоса с частоты вращения n_1 на n_2 получаем зависимости

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (2.74)$$

Пересчет осуществляют следующим образом. Задаваясь рядом значений Q , по имеющейся характеристике получают соответствующие им напоры, мощности и КПД. Подставляя найденные значения Q_1, H_1, N_1 в уравнения (2.74), получают соответственно значения Q_2, H_2, N_2 , т. е. координаты точек новой характеристики насоса при частоте вращения n_2 . По нанесенным на график точкам получают искомую характеристику насоса при n_2 . Такое построение выполнено на рисунке 2.10.

Заметим, что параметры точек 1 и 2 связаны между собой первыми двумя зависимостями (2.74), выражающими условие подобия режимов работы насосов в точках 1 и 2. Если принять новые частоты вращения n_3 и n_4 , то для них также можно найти точки 3 и 4 (см. рис. 2.11) на новых характеристиках с подобными режимами работы. Условие подобия режимов работы при различных частотах вращения можно получить из первых двух

зависимостей (2.73), исключая соотношение n_1/n_2 :

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \frac{H_3}{Q_3^2} = C = \text{const},$$

что дает параболу

$$H = CQ^2. \quad (2.75)$$

Выделяя на характеристике насоса исходную точку $A_1(H_1, Q_1)$, определим значение C_A и далее по формуле (2.75) построим параболу $A_1A_2A_3A_4$, т. е. геометрическое место точек подобных режимов. Выделяя другие точки — B_1 или C_1 , можно построить другие параболы. Точки пересечения параболы подобных режимов с характеристиками насоса для различных частот вращения определяют параметры Q и H для подобных режимов работы насосов.

Изменение характеристики насоса обточкой рабочего колеса. Обточка рабочего колеса обеспечивает изменение выходного диаметра D_2 рабочего колеса, что, естественно, приводит к снижению основных параметров насоса. При обточке колеса, естественно, нарушается геометрическое его подобие с исходным, поэтому полученные формулы моделирования в данном случае не приемлемы.

Пересчет характеристики насоса при обточке рабочего колеса ведется по экспериментальным зависимостям, полученным для определенных величин обточки. Величину обточки можно характеризовать процентом обточек m (%):

$$m = \frac{D_2 - D_2'}{D_2} 100, \quad (2.76)$$

где D_2' — величина внешнего диаметра колеса после обточки.

Для обычных рабочих колес рекомендуемый процент обточки лимитируется отношением диаметра выхода D_2 к диаметру входа D_0 рабочего колеса:

D_2/D_0	3...2	2...1,5	1,5...1,2
$m, \%$	20	15	10

Для $D_2/D_0 > 1,2$ и указанных значений обточки рабочего колеса пересчет рабочих характеристик можно проводить по следующим приближенным зависимостям:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_2'}{D_2}; \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2; \quad \frac{N'}{N} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3, \quad (2.77)$$

где Q' , H' , N' — соответственно параметры обточенного рабочего колеса.

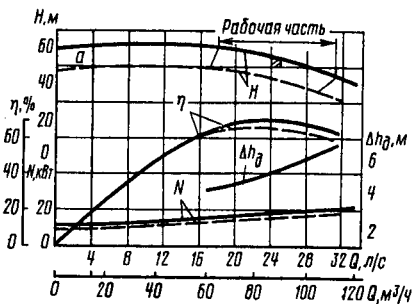


Рис. 2.12. Характеристика насосов К 90/55 ($n=2900 \text{ мин}^{-1}$).

каталогах. Сплошными линиями даны зависимости $H-Q$; $N-Q$ и $\eta-Q$ при $D_2=D_{\max}$ и $n=2900 \text{ мин}^{-1}$. Пунктирными линиями даны аналогичные зависимости для диаметров $D_2'=D_{\min}$. Величина $D_2'=\text{min}$ определяет предельно допустимую величину обточки.

На характеристике насоса волнистыми вертикальными черточками обозначены границы рекомендуемых режимов работы насоса, определенные прежде всего приемлемыми значениями КПД.

Как видим, изменение диаметра рабочего колеса обеспечивает значительное расширение диапазона применения насоса, в

При $D_2/D_0 < 1,2$ или больших процентах обточки используются более сложные зависимости, приводимые в специальной литературе.

Обычно характеристики насоса даются для нескольких значений выходных диаметров рабочего колеса. В качестве примера на рисунке 2.12 представлена рабочая характеристика насоса К 90/55. Аналогичные характеристики для всех насосов даются в специальных

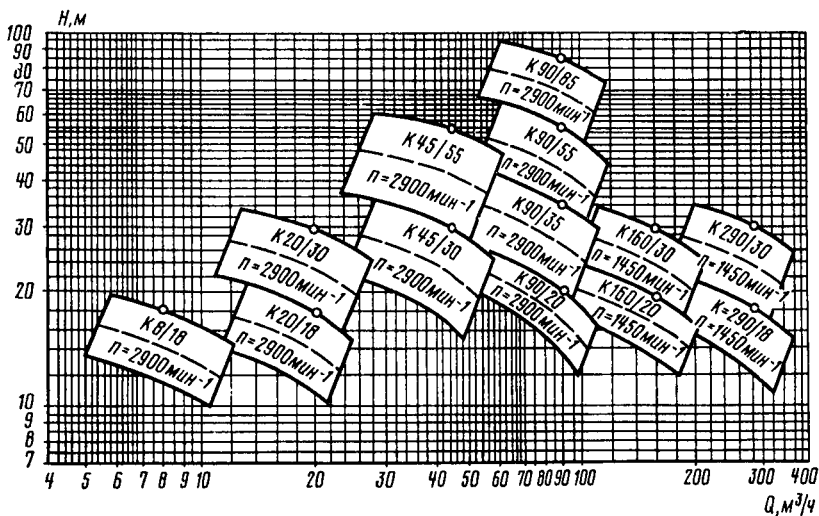


Рис. 2.13. Сводный график полей ($Q-H$) консольных насосов.

котором его рабочая характеристика отвечает требуемым значениям подачи и напора. Рекомендуются режимы работы насоса, покрывающие поле $Q-H$ между характеристиками с нижним и верхним значениями диаметров колеса волнистыми линиями, называются *полем насоса*.

Для облегчения подбора насоса по заданным параметрам в каталогах насосов даются сводные графики полей различных насосов, выпускаемых промышленностью. На рисунке 2.13 приведен сводный график полей консольных насосов. По заданным значениям подачи и напора на сводном графике полей насосов можно найти требуемую режимную точку и соответствующую ей марку и частоту вращения насоса, рекомендуемого для применения.

1.9. РАБОТА НАСОСА НА СЕТЬ

Общие сведения. На рисунке 2.3 рассмотрена схема насосной установки, содержащей насос, всасывающую и напорную линии трубопровода (водопроводящую сеть). Насос данной насосной установки работает на таком режиме, при котором потребный напор, выражаемый зависимостью (2.10), равен напору насоса. Это определяется условием, что насос в пределах его характеристики так будет менять режим работы, чтобы удельная энергия, сообщаемая им жидкости, соответствовала энергии, которая затрачивается при движении жидкости по трубопроводам данной сети.

Для определения режима работы насоса на одном и том же графике следует нанести характеристику насоса и характеристику требуемой удельной энергии для пропускания данного расхода по данному трубопроводу. Кривая требуемой удельной энергии в функции расхода называется *характеристикой трубопровода* и выражается аналитически зависимостью (2.10), которая может быть преобразована, если раскрыть потери напора:

$$h_w = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2g}, \quad \text{но } v = \frac{Q}{F},$$

где l — длина трубопровода, м; d — диаметр трубопровода, м; F — площадь сечения трубопровода, м²; ξ — коэффициент местных потерь.

Тогда

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + \frac{\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi}{2gF^2} Q^2 = H_{\text{ст}} + kQ^2. \quad (2.78)$$

Эта параболическая кривая (см. рис. 2.14) — характеристика трубопровода. Точку A пересечения ее с характеристикой насо-

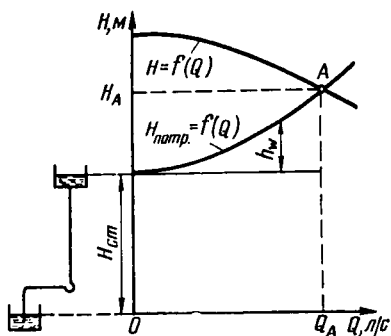


Рис. 2.14. Характеристика трубопровода и рабочая точка насоса.

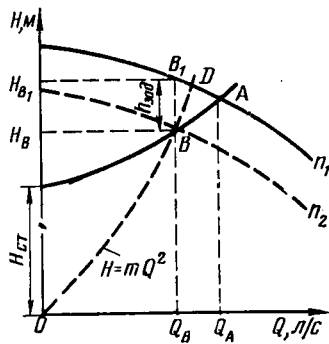


Рис. 2.15. Регулирование подачи насоса.

са называют *рабочей точкой насоса и трубопровода*. Насос будет развивать в этом случае напор H_A при подаче Q_A .

Регулирование режима работы насоса. Режим работы данного насоса на данный трубопровод определяется положением рабочей точки. Однако часто требуется регулировать подачу насоса. Ясно, что в данном случае можно только уменьшить подачу. Предположим, что надо изменить расход с Q_A на Q_B (см. рис. 2.15). Это можно сделать двумя способами: 1 — изменением характеристики трубопровода; 2 — изменением характеристики насоса.

Рассмотрим первый способ. Изменить характеристику трубопровода можно, изменив значение $k = \frac{\lambda l/d + \Sigma \xi}{2gF^2}$, а его в про-

цессе работы можно менять за счет изменения коэффициента сопротивления задвижки $\xi_{зад}$ путем изменения положения задвижки. Прикрывая задвижку, будем увеличивать $\xi_{зад}$, т. е. увеличивать $\Sigma \xi$ и, следовательно, k . При этом характеристика трубопровода, сохраняя начальную точку, становится более крутой. Прикрывая задвижку, добиваемся снижения расхода до значения Q_B . В этом случае характеристика трубопровода пройдет через точку B . Такое регулирование неэкономично, т. к. сводится к искусственному увеличению потерь на величину $h_{зад}$. Действительно, трубопровод при расходе Q_B требует напор H_B , а насос создает напор H_{B_1} , поэтому разность этих напоров должна погаситься сопротивлением задвижки:

$$H_{B_1} - H_B = h_{зад}.$$

Это резко снижает КПД установки, так как вхолостую теря-

ется мощность, поглощаемая задвижкой:

$$N_{\text{зад}} = \frac{\rho g h_{\text{зад}} Q}{\eta}. \quad (2.79)$$

Однако этот вид регулирования подачи наиболее распространен вследствие простоты его осуществления.

Регулирование подачи центробежного насоса путем изменения рабочей характеристики самого насоса осуществляется за счет изменения частоты вращения рабочего колеса. Такое регулирование возможно, если можно менять обороты двигателя (электрический двигатель постоянного тока, двигатель внутреннего сгорания, паровые турбины).

Для регулирования надо частоту вращения насоса уменьшить до такого значения n_2 , чтобы характеристика $H-Q$ насоса проходила через точку B (рис. 2.15).

В процессе эксплуатации обычно меняют подачу с Q_A до Q_B путем изменения частоты вращения вала насоса, фиксируя подачу по показаниям приборов.

Иногда требуется заранее вычислить новую (требуемую) частоту вращения n_2 , соответствующую заданной подаче. Нам известны параметры заданной точки B : Q_B и H_B . Построим параболу подобных режимов по уравнению (2.74) $H=CQ^2$, где $C=H_B/Q_B^2$.

Пересечение параболы с характеристикой насоса при $n_1 = \text{const}$ дает точку D с координатами H_D и Q_D , в которой режим работы насоса подобен режиму работы в точке B . Отсюда, в соответствии с зависимостью (2.74) для подобных режимов определяем

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{Q_B}{Q_D}.$$

Параллельная работа насосов на сеть. Работа нескольких насосов на общий напорный трубопровод называется *параллельной работой насосов*. Совместная работа двух насосов на общий трубопровод возможна, если в точке M соединения их напорных труб установится одинаковый напор. Поэтому для построения характеристики совместной работы насосов (кривой $I+II$) надо сложить подачи насосов для одинаковых напоров (см. рис. 2.16). Характеристика трубопровода пересекает характеристики насосов в точках A_1 , A_{II} и A . Подача каждого насоса при работе на отдельный трубопровод определяется расходами $Q_{A'}$ и $Q_{A''}$. В отличие от этого подача при параллельной работе насосов составляет $Q_A = Q_{A_1} + Q_{A_{II}}$. Разность $\Delta Q = (Q_{A'} + Q_{A''}) - Q_A$ называют *дефицитом подачи*. При параллельной работе насосы работают η_{A_1} и $\eta_{A_{II}}$. Общий КПД системы двух параллельно работающих насосов найдем из соотношения

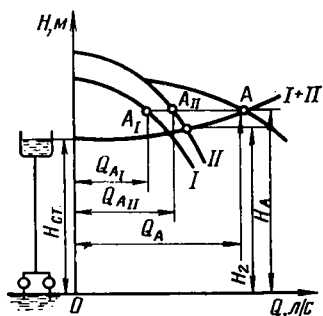


Рис. 2.16. Параллельная работа насосов.

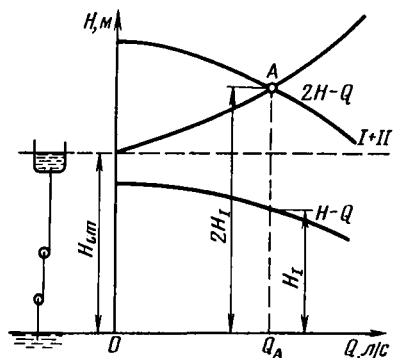


Рис. 2.17. Последовательная работа насосов.

$$\eta_{I+II} = \frac{\rho g Q_A H_A}{\frac{\rho g Q_{A_I} H_A}{\eta_{A_I}} + \frac{\rho g Q_{A_{II}} H_A}{\eta_{A_{II}}}} = \frac{Q_A \eta_{A_I} \eta_{A_{II}}}{Q_{A_I} \eta_{A_{II}} + Q_{A_{II}} \eta_{A_I}}, \quad (2.80)$$

где $\rho g Q_A H_A$ — полезная мощность; $\frac{\rho g Q_{A_I} H_A}{\eta_{A_I}}$ и $\frac{\rho g Q_{A_{II}} H_A}{\eta_{A_{II}}}$ — мощность каждого из работающих насосов.

Для наиболее простого частного случая, когда насосы одинаковы, построение рабочей характеристики параллельно работающих насосов получается простым удвоением ее абсцисс. КПД системы двух параллельно работающих насосов в этом случае равен КПД одного из работающих насосов.

Последовательная работа центробежных насосов. *Последовательным* называется такое соединение двух насосов, в котором насос I подает воду во всасывающий патрубок насоса II, а последний подает воду в напорную линию. Последовательное соединение двух (или более) насосов применяется при необходимости получить напор больше того, который может быть создан одним насосом. При этом подача насосов одинаковая, а общий напор равен сумме напоров обоих насосов.

Рассмотрим характеристику двух одинаковых последовательно работающих насосов. Эта характеристика строится путем удвоения ординат характеристики одного насоса (см. рис. 2.17). Пересечение характеристики трубопровода с характеристикой $(2H-Q)$ в точке A определяет режим работы каждого насоса. Каждый из них работает с подачей Q_A , развивая напор $H_г$. Подобные схемы применяются в пожарных системах, в системах отопления и др.

1.10. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Центробежные насосы. На рисунке 2.18 представлен *консольный насос (К)*, предназначенный для подачи чистой холодной воды и других малоагрессивных жидкостей. Характерная особенность такого насоса — это расположение рабочего колеса 4 на консоли вала 12, вращающегося в двух широко расставленных шариковых подшипниках 13. Подвод насоса 1 выполнен в виде прямоосного конфузора заодно с крышкой насоса. Для разгрузки рабочего колеса 4 от осевого усилия, возникающего вследствие разности давления слева и справа на его внутренний диск в пределах диаметра входа рабочего колеса, предусмотрены разгрузочные отверстия 23 и уплотнение 5. Это обеспечивает выравнивание давления за рабочим колесом 4 (перед сальником) и перед рабочим колесом 4 в зоне всасывания. Чтобы предотвратить просачивание воздуха в насос, сальниковое уплотнение 10 снабжено кольцом гидравлического затвора 19, жидкость к которому подводится по сверлению 8. В корпусе 7 и в крышке насоса установлены сменные уплотнительные кольца 2 и 3. Корпус 7 насоса крепится на опорной стойке. Неуравновешенные радиальное и осевое усилие через вал 12 воспринимаются шарикоподшипниками 13. Иногда рабочее колесо 4 насоса выполняется неразгруженным, тогда осевое усилие воспринимается упорным подшипником.

На рисунке 2.19 изображен *одноступенчатый насос с двусторонним входом (D)*. Этот насос характеризуется двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу 4. Благодаря этому оно имеет симметричное исполнение и разгружено от осевого усилия. Подвод 5 к рабочему колесу 4 и отвод насоса спиральные. Корпус насоса имеет горизонтальный разъем. Это обеспечивает ремонт и замену деталей ротора без демонтажа трубопроводов и отсоединения электродвигателя. Сальниковые уплотнения вала в местах подвода насоса снабжены гидравлическими затворами 2, к которым под давлением по трубкам подается жидкость из отвода. Вал насоса защищен от износа сменными втулками, которые одновременно фиксируют рабочее колесо в осевом направлении. Уплотнение между рабочим колесом 4 и корпусом осуществляется сменными уплотняющими кольцами 3 и 6, закрепленными на рабочем колесе 4 и корпусе насоса. Радиальная нагрузка ротора воспринимается подшипниками скольжения. Для фиксации вала и восприятия возможного осевого усилия в корпусе левого подшипника установлен радиально-упорный подшипник 1.

Для создания больших напоров применяются *многоступенчатые насосы*. Промышленность выпускает несколько типов этих

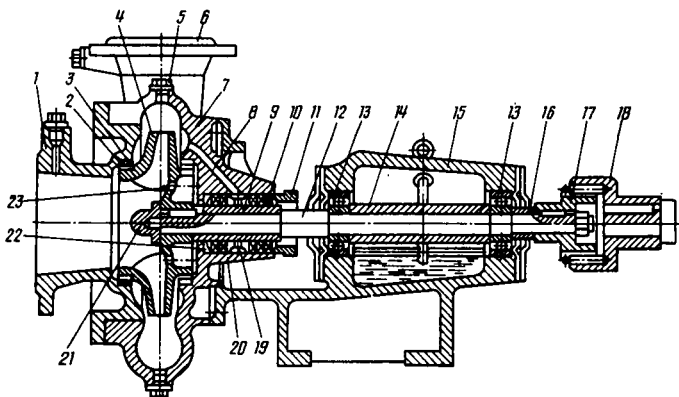


Рис. 2.18. Разрез центробежного консольного насоса:

1 — входной (всасывающий) патрубок; 2 — уплотняющее кольцо; 3 — защитное кольцо; 4 — рабочее колесо; 5 — пробка отверстия для подсоединения вакуум-насоса; 6 — выходной (нагнетательный) патрубок; 7 — спиральный корпус; 8 — сверление; 9 — втулка защитная; 10 — набивка сальника; 11 — крышка сальника; 12 — вал; 13 — шарикоподшипники; 14 — распорная втулка; 15 — стойка опорная с масляной ванной; 16 — втулка распорная; 17, 18 — полумуфты; 19 — кольцо гидравлического уплотнения; 20 — корпус сальника; 21 — чайка; 22 —Grundбуksа; 23 — разгрузочное отверстие.

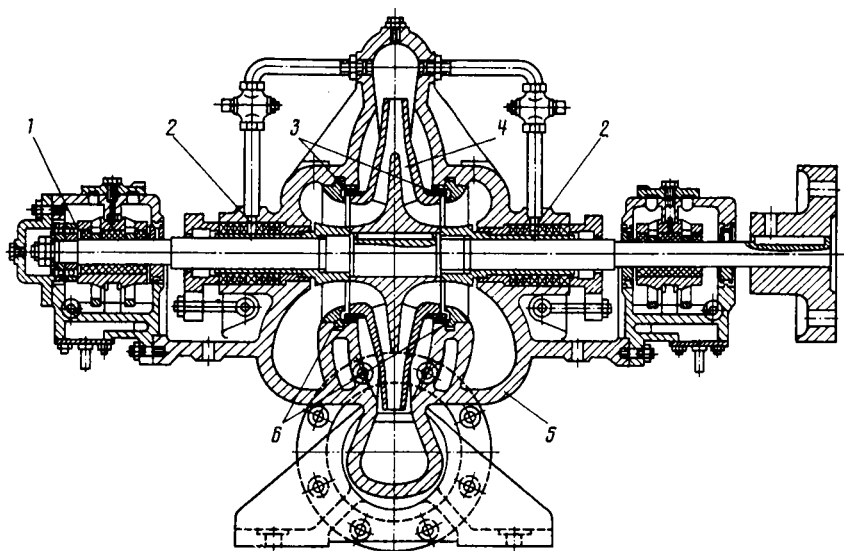


Рис. 2.19. Центробежный насос с двусторонним входом.

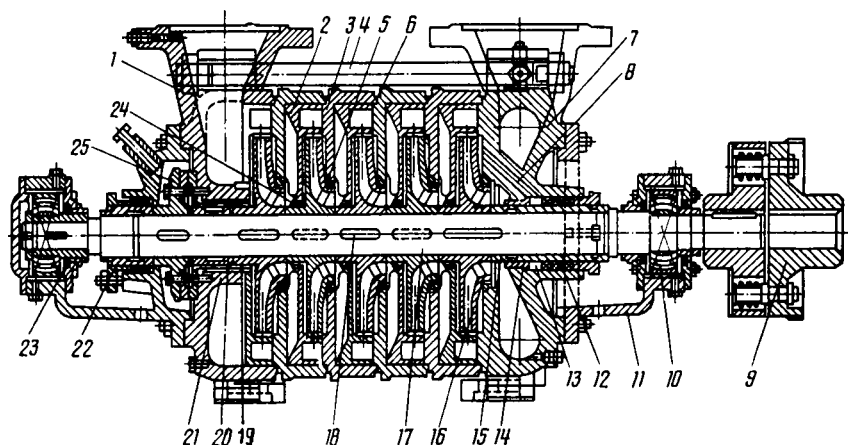


Рис. 2.20. Разрез многоступенчатого секционного центробежного насоса:

1 — выходной патрубок; 2 — направляющий аппарат; 3 — корпус секции; 4 — шпилька стяжная; 5 — защитно-уплотняющее кольцо; 6 — резиновый шнур; 7 — входной патрубок; 8 — канал гидравлического уплотнения сальника; 9 — муфта; 10 — радиальный роликоподшипник; 11 — кронштейн; 12 — сальник; 13 — кольцо гидравлического уплотнения; 14 — грундбукса; 15 — распорно-защитная втулка; 16 — рабочее лопастное колесо; 17 — вал; 18 — призматическая шпонка; 19 — щель подвода воды к гидравлической пяте; 20 — дистанционная втулка; 21 — втулка разгрузки; 22 — гайка-втулка; 23 — уплотнение в крышке подшипника; 24 — защитно-уплотняющее кольцо; 25 — гидравлическая автоматическая пята.

насосов. На рисунке 2.20 представлен разрез пятиступенчатого секционного центробежного насоса. Принцип работы тот же, что и у рассмотренных центробежных насосов. Особенность в том, что насос состоит из отдельных секций, стягиваемых шпильками. Жидкость поступает на первое рабочее колесо 16 через входной канал, выполненный во входной крышке 7. Далее через направляющий аппарат 2 жидкость поступает на следующее рабочее колесо. Пройдя все пять ступеней, вода выходит через выходной патрубок 1.

Секционность насоса позволяет при одной и той же подаче с помощью различного количества монтируемых ступеней (секций) варьировать его напором, изменяя только длину вала, стяжных шпилек и обводной трубки отвода воды от пяты. Гидравлическая пята 25 — это разгрузочное устройство, автоматически уравновешивающее осевое усилие и стремящееся сместить ротор насоса в сторону всасывания. Для создания противодействия осевым усилиям в гидравлическую пяту по щели 19 подводится вода от последней ступени насоса. От пяты 25 она отводится для уплотнения сальников на входе и далее попадает во всасывающую линию или отводится наружу. Подводимая к сальникам вода уплотняет и охлаждает их.

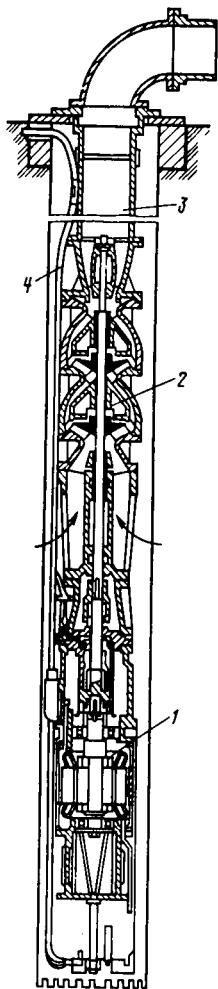


Рис. 2.21. Погружной многоступенчатый электронасос.

Гидравлическая пята 25 — ответственное устройство, ее неисправность приводит в негодность рабочие колеса и уплотнения из-за смещения ротора в сторону всасывания.

Многоступенчатые насосы имеют малые габариты при высоких напорах, однако демонтаж их неудобен, так как, кроме отсоединения трубопроводов, необходима разборка подшипников и сальников.

Скважинные центробежные насосы — вертикальные секционные насосы, устанавливаемые в скважине при водоснабжении, водопонижении и орошении. Эти насосы разделяются на две группы: насосы, монтируемые в скважине с приводом от двигателя, располагающегося над скважиной, и насосы, погружаемые вместе с электродвигателем под динамический уровень воды в скважине.

В первом случае насос соединяется с двигателем длинным трансмиссионным валом, монтируемым в водоподъемной трубе. В этих насосах используются радиальные и диагональные рабочие колеса. К установке скважинных насосов с трансмиссионным валом предъявляются высокие требования: строго вертикальное расположение вала трансмиссии, недопущение искривления скважины, тщательный монтаж. К недостаткам этих насосов следует отнести трудность эксплуатации и сложность монтажа и демонтажа насоса при ремонте, изнашивание вала от песка и коррозии.

И все же эти насосы имеют преимущества перед поршневыми штанговыми насосами и эрлифтами. Они менее металлоемки, чем штанговые насосы, и не требуют сложного оборудования, такого, как компрессоры в эрлифтных установках.

Указанные недостатки насосов с трансмиссионным валом послужили причиной создания погружных агрегатов — второй группы скважинных насосов.

Погружной многосекционный электронасос диагонального типа показан на рисунке 2.21. Насос 2 размещается ниже динамического уровня воды в скважине. Для привода таких насосов применяются погружные асинхронные водозаполненные электро-

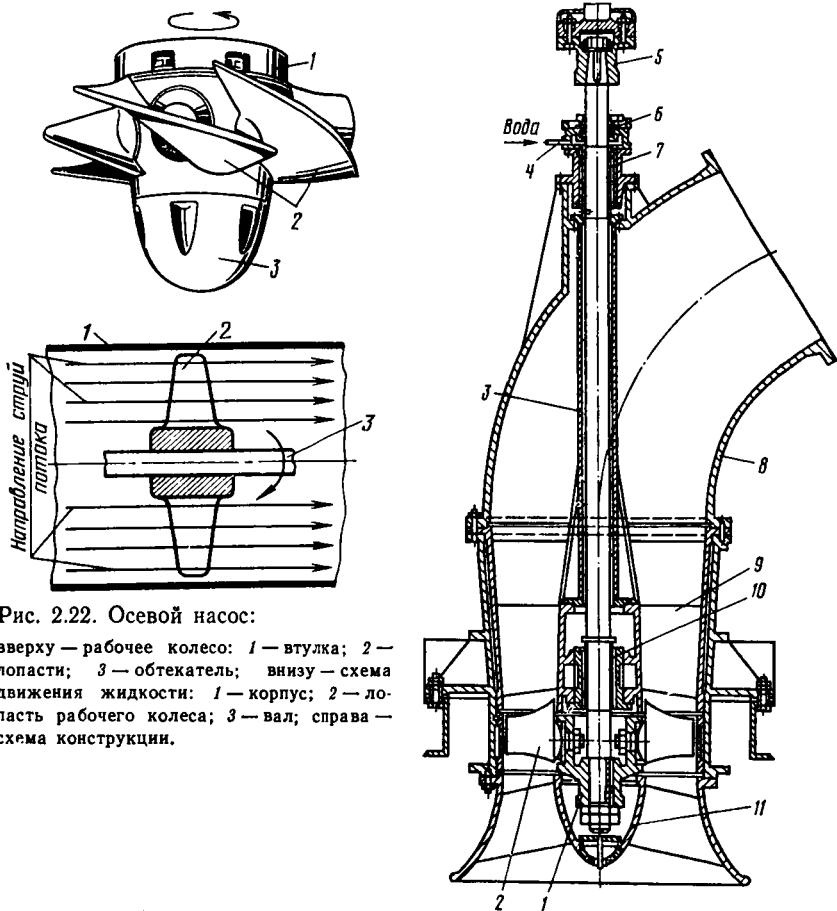


Рис. 2.22. Осевой насос:

вверху — рабочее колесо: 1 — втулка; 2 — лопасти; 3 — обтекатель; внизу — схема движения жидкости: 1 — корпус; 2 — лопасть рабочего колеса; 3 — вал; справа — схема конструкции.

двигатели 1 с короткозамкнутым ротором. Электродвигатель 1 располагается ниже насоса 2, вода в который проходит через приемную сетку, расположенную между насосом 2 и электродвигателем 1. Подшипники насоса 2 и электродвигателя 1 смазываются и охлаждаются водой. Вода от насоса 2 поступает в водоподъемную трубу 3, соединенную с ним специальным патрубком. Энергия к погруженному электродвигателю 1 подводится сверху по специальному кабелю 4.

Осевые насосы. Рабочее колесо осевого насоса представлено на рисунке 2.22 (вверху), а схема движения воды в рабочем колесе — на рисунке 2.22 (внизу). Струйки потока движутся параллельно оси насоса, благодаря чему этот тип лопастных насосов и получил название осевых. В действительности движение

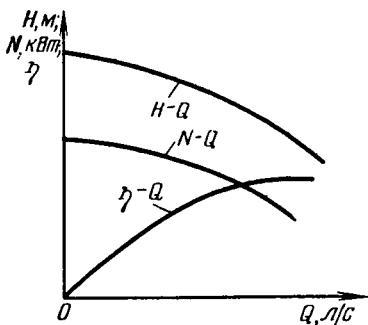


Рис. 2.23. Характеристика осевого насоса.

потока в насосе более сложное — помимо осевого перемещения, поток участвует в винтовом движении при сходе с лопастей рабочего колеса.

Схема конструкции осевого насоса с жестко закрепленными лопастями рабочего колеса показана на рисунке 2.22 (справа).

На втулке 1 рабочего колеса жестко закреплены лопасти 2. Втулка закрыта обтекателем 11, который обеспечивает плавный подвод жидкости к лопастям 2. Сойдя с лопастей 2, поток попада-

ет на неподвижные лопасти направляющего аппарата 9, служащего отводом насоса. К отводу крепят колено 8 с напорным патрубком. Для привода рабочего колеса служит вал, установленный в двух направляющих подшипниках скольжения 10 и 7 с водяной смазкой. В этих целях применяется отфильтрованная вода, подводимая по трубке 4 в камеру над верхним подшипником 7, уплотненную сальником 6. Пройдя через зазор между вкладышем подшипника 7 и валом, по трубе 3 вода поступает к нижнему подшипнику 10, после которого — в основной поток. Вал насоса соединяется с валом электродвигателя жесткой муфтой 5. Осевое усилие и вес ротора воспринимаются пятой электродвигателя.

Промышленностью выпускаются также поворотнo-лопастные осевые насосы. В этих насосах положение лопастей рабочего колеса может регулироваться. Благодаря этому обеспечивается регулирование подачи насоса при высоких значениях КПД.

Осевые насосы преимущественно предназначаются для подачи больших расходов воды при сравнительно небольших напорах. Широко применяются эти насосы в осушительных насосных станциях, на судоходных шлюзах.

Характеристика осевого насоса, представленная на рисунке 2.23, характерна резким снижением напора при увеличении подачи. Это приводит к тому, что с увеличением подачи мощность насоса уменьшается. Для поворотнo-лопастных осевых насосов характеристика представляет собой более сложную номограмму с широким диапазоном изменения параметров насоса.

Диагональные насосы (полуосевые). Движение жидкой среды в рабочем колесе таких насосов происходит под углом к оси насоса (по диагонали). По конструкции они сходны с осевыми насосами. Рабочие колеса их выполняют или открытыми в виде конических пропеллеров, или закрытыми с движением потока по

диагонали. По своим гидравлическим параметрам эти лопастные насосы занимают среднее положение между центробежными и осевыми насосами. Они относятся к низко- и средненапорным насосам; они могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми. Отводы могут быть как спиральные, так и осевые.

1.11. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

Основные понятия и технические показатели. *Объемным* называют насос, в котором жидкость перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, периодически сообщаемой с местами входа и выхода жидкости.

Перемещение жидкости в объемном насосе осуществляется путем вытеснения ее из рабочей камеры рабочим органом. В качестве рабочего органа могут быть поршни, плунжеры, шестерни, винты, пластины и т. п. По характеру движения рабочего органа объемные насосы подразделяются на поршневые с возвратно-поступательным движением рабочего органа и роторные с вращательным или вращательно-поступательным движением рабочего органа.

Основные отличия объемных насосов от рассмотренных лопастных состоят в следующем:

— подача объемного насоса осуществляется циклически, а не равномерным потоком, как в лопастных насосах, причем за каждый цикл рабочего процесса подается порция, равная рабочему объему насоса;

— напорный трубопровод объемных насосов постоянно отделен от всасывающего соответствующими разграничивающими устройствами;

— объемный насос обладает способностью самовсасывания, т. е. способен создавать вакуум во всасывающей трубе;

— идеальная подача не зависит от развиваемого насосом давления;

— давление, создаваемое насосом, не зависит от скорости движения рабочего органа.

Средняя подача в секунду объемных насосов определяется по формуле

$$Q = \eta_Q \frac{Vn}{60}, \quad (2.81)$$

где V — рабочий объем насоса, т. е. объем жидкости, вытесняемый рабочим телом за один цикл (поворот вала кривошипа в поршневых и ротора в роторных насосах); n — число рабочих циклов в минуту; η_Q — объемный КПД насоса.

Объемный КПД насоса равен отношению действительной средней во времени подачи к идеальной теоретической средней

подаче:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}, \quad (2.82)$$

где ΔQ — объемные потери в насосе (расход утечек).

В объемных насосах приращением кинетической энергии обычно пренебрегают, поэтому давление насоса

$$p = p_2 - p_1, \quad (2.83)$$

где p_2 и p_1 — соответственно давление на выходе и входе в насос.

Напор насоса

$$H = \frac{p_H}{\rho g}.$$

Полезная мощность насоса

$$N_n = Q p_H. \quad (2.84)$$

Мощность насоса (потребляемая)

$$N = M_n \omega_n, \quad (2.85)$$

где M_n — момент на валу насоса; ω_n — угловая скорость вала.

КПД насоса — это отношение полезной мощности к мощности, потребляемой насосом:

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{Q p_H}{M_n \omega_n}. \quad (2.86)$$

В объемных насосах, как и в лопастных, различают гидравлический η_H , объемный η_Q и механический $\eta_{\text{мех}}$ КПД.

Гидравлический КПД учитывает потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе:

$$\eta_H = \frac{p_2 - p_1}{p_{\text{ин}}} = \frac{p_H}{p_{\text{ин}}}, \quad (2.87)$$

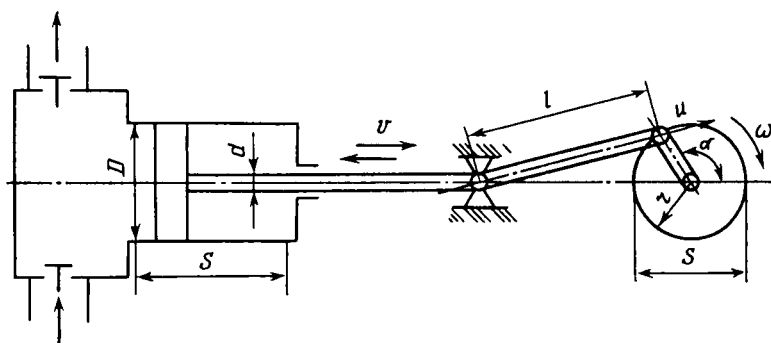
где $p_{\text{ин}}$ — индикаторное давление, создаваемое в рабочей камере насоса и соответствующее теоретическому напору.

Объемный КПД учитывает потери, связанные с утечками жидкости через зазоры, и определяется зависимостью (2.82).

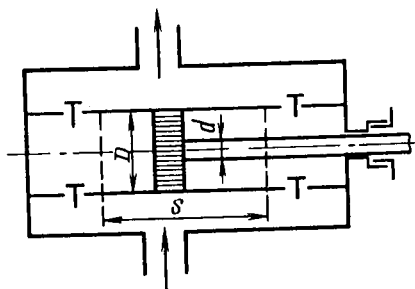
Механический КПД, учитывающий потери на трение в механизмах насоса

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N - \Delta N_{\text{мех}}}{N} = \frac{N_{\text{ин}}}{N}, \quad (2.88)$$

где $N_{\text{ин}}$ — индикаторная мощность, сообщаемая жидкости в рабочей камере и соответствующая гидравлической мощности в лопастных насосах; $N_{\text{ин}} = Q_T p_{\text{ин}}$.



a



b

Рис. 2.24. Схема поршневого насоса:

a — простого действия; б — двойного действия.

Если зависимость (2.85) умножить и разделить на $N_{ин}$, получим

$$\eta = \frac{Q p_n}{N} \frac{N_{ин}}{Q_T p_{ин}} = \frac{p_n}{p_{ин}} \frac{Q}{Q_T} \frac{N_{ин}}{N} = \eta_g \eta_Q \eta_{мех}, \quad (2.89)$$

т. е. КПД насоса (общий) равен произведению частных КПД — гидравлического, объемного и механического, что аналогично зависимости (2.9).

Поршневые насосы. При большом разнообразии конструкций можно все их подразделить на три группы: а) насосы одностороннего (простого) действия; б) насосы двойного действия; в) насосы тройного действия.

Схема устройства поршневого насоса простого действия представлена на рисунке 2.24, а.

За один оборот вала (двойной ход поршня) насос совершает один такт всасывания и один такт нагнетания.

Вытесняемый объем воды за один цикл определится следующим образом:

$$V = SF,$$

где F — площадь поршня, m^2 ; S — ход поршня, м.

Отсюда получаем

$$Q = \eta_Q \frac{SFn}{60}. \quad (2.90)$$

Схема устройства поршневого насоса двойного действия показана на рисунке 2.24, б.

В насосе двойного действия за один оборот вала кривошипа происходит два такта нагнетания и всасывания. Подача этого насоса равномернее, чем у насоса простого действия.

За один оборот вала кривошипа вытесняемый поршнем объем равен:

$$V = SF + S(F - f) = (2F - f)S,$$

где f — площадь штока поршня, м².

Средняя подача насоса определяется зависимостью

$$Q = \eta_Q \frac{(2F - f)Sn}{60}. \quad (2.91)$$

Насос тройного действия представляет собой строенный насос простого действия. Отсюда средняя подача выразится:

$$Q = 3\eta_Q \frac{FSn}{60}. \quad (2.92)$$

Если пренебречь площадью штока f при определении подачи насоса, то его секундная подача может быть определена из общей формулы

$$Q = \eta_Q i \frac{FSn}{60}, \quad (2.93)$$

где i — число действий насоса (для насоса одинарного действия $i=1$, двойного $i=2$, тройного $i=3$ и т. д.).

К достоинствам поршневых насосов относятся: довольно высокий КПД; независимость напора от подачи; способность перекачивания жидкостей с различной вязкостью; хорошая всасывающая способность.

Им присущи и серьезные недостатки: неравномерная подача и резкие колебания давления, тихоходность насосов, высокие относительные стоимость и металлоемкость.

Нами рассмотрены значения средних подач поршневых насосов во времени, однако поршень, приводимый кривошипно-шатунным механизмом, имеет переменную скорость как по величине, так и по направлению. Отсюда действительная подача Q_t во времени будет также переменной.

При обычных для таких конструкций насосов отношениях длины шатуна и кривошипа $l/r \geq 4 \dots 5$ (рис. 2.25, а), и прибли-

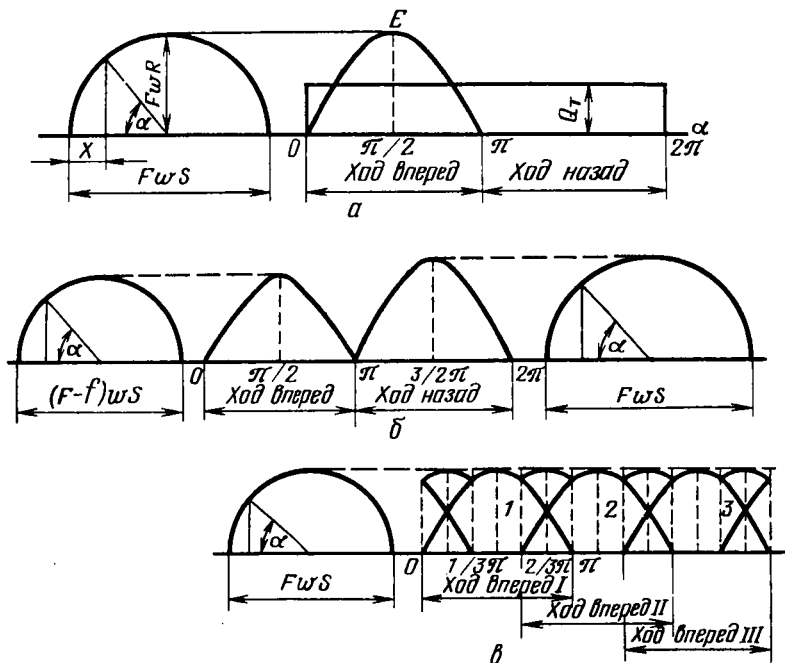


Рис. 2.25. Графики подачи поршневых насосов:
 а — простого действия; б — двойного действия; в — тройного действия.

женно можно полагать скорость штока v равной проекции окружной скорости u на ось X , т. е.

$$v = u \sin \alpha = \omega r \sin \alpha,$$

где r и ω — соответственно радиус и угловая скорость кривошипа.

Тогда мгновенная подача (т. е. подача при данном угле положения кривошипа) насоса простого действия при $\eta_Q = 1$ выразится:

$$Q_t = Fu = F\omega r \sin \alpha. \quad (2.94)$$

Для насоса двойного действия эта формула справедлива только при движении поршня влево, а при движении поршня вправо:

$$Q_t = (F - f)\omega r \sin \alpha. \quad (2.95)$$

Полученные формулы показывают, что мгновенная подача поршневого насоса меняется по закону синусоиды.

На рисунке 2.25 представлены графики подачи насосов прос-

того, двойного и тройного действия. Каждая ордината ветви синусоиды равна Q_t при данном α .

Отношение Q_{\max}/Q называется *степенью неравномерности подачи*. Определим ее значение для насоса простого действия:

$$Q = \frac{SF_n}{60} \quad \text{при } \eta = 1, \quad \text{а } Q_{\max} = F\omega r, \quad \text{тогда}$$

$$\frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{F\omega r 60}{SF_n}; \quad \text{так как } S = 2r, \quad \text{а } \omega = \frac{2\pi n}{60},$$

то получаем $\frac{Q_{\max}}{Q} = \pi = 3,14$.

Для насоса двойного действия $Q_{\max}/Q = \pi/2$, а тройного действия — $\pi/3$, т. е. получаем практически равномерную подачу.

Равномерность подачи поршневого насоса простого или двойного действия можно резко повысить, если установить нагнетательный воздушный колпак. В такт нагнетания вода поступает частично в колпак, сжимая воздух. В период отсутствия подачи вода под давлением воздуха поступает в нагнетательную линию.

При длинной всасывающей линии для более равномерного режима всасывания также применяют всасывающий воздушный колпак.

Изложенный выше материал о всасывании центробежного насоса относится и к поршневым насосам. Различие состоит лишь в наличии неустановившегося движения жидкости, что приводит к возникновению дополнительного сопротивления. Но при установке всасывающего колпака эти явления резко снижаются.

Характерная особенность работы поршневых насосов состоит в том, что развиваемое давление не зависит от подачи и определяется характеристикой трубопровода.

Обычно строят кривую влияния давления в насосе на его подачу (см. рис. 2.26). Как видим, теоретическая подача не зависит от давления. Действительная же подача с увеличением давления несколько падает из-за увеличения объемных потерь в насосе. Фактическое давление, развиваемое насосом, определяется точками *A* или *B* пересечения характеристик трубопровода и зависимостью $p-Q$. При достижении максимального давления в насосе (точка *M*) происходит открытие предохранительного клапана. Из изложенного ясно, что запуск поршневых насосов надо осуществлять при открытой задвижке на нагнетательной линии.

Регулирование подачи поршневого насоса осуществляют путем изменения η_Q посредством установки регулируемого перепускного клапана, через который часть жидкости из нагнетательного трубопровода или рабочей камеры направляется снова во всасывающую трубу.

Роторные насосы. К роторным насосам относятся: а) шестеренные насосы; б) винтовые; в) роторно-шиберные; г) радиально-поршневые; д) аксиально-поршневые и др.

В отличие от поршневых, роторные насосы не имеют (как правило) всасывающих и нагнетательных клапанов. Эти насосы применяются для перекачивания чистых масел и нефтепродуктов, т. е. хорошо смазывающих жидкостей.

Средняя подача роторных насосов определяется по общей формуле (2.80), в которой V — объем жидкости, подаваемый за один оборот ротора, определяется в зависимости от типа насоса.

Давление нагнетания роторных насосов, как и поршневых, определяется характеристикой трубопровода. При возрастании давления подача несколько падает за счет увеличения утечек, т. е. снижения η_Q .

Мощность роторных насосов также определяется по зависимости
$$N = \frac{PQ}{\eta}$$
.

Частота вращения насоса указывается в каталоге. Характеристика насоса может меняться путем изменения n . Подача и мощность при этом меняются в соответствии с приведенными ранее формулами.

Предельная допустимая высота всасывания определяется также условием недопущения кавитации.

Шестеренные насосы. Это наиболее распространенный тип роторных насосов. Рабочий орган шестеренного насоса — это пара шестерен — ведущая и ведомая (см. рис. 2.27). Зубья шестерен перемещают жидкость из области всасывания 3 в область нагнетания 5. Эти области изолируются друг от друга при зацеплении шестерен 1 и 4, приводимых во вращение валом 2. Всасывание обеспечивается тем, что жидкость захватывается впадинами зубчатых колес из всасывающего пространства и при вращении колеса перемещается в полость нагнетания до места зацепления колес, где зубья одного колеса вытесняют жидкость из впадин другого.

Для ограничения давления в насосе, как правило, устраивают предохранительный клапан, давление открытия которого

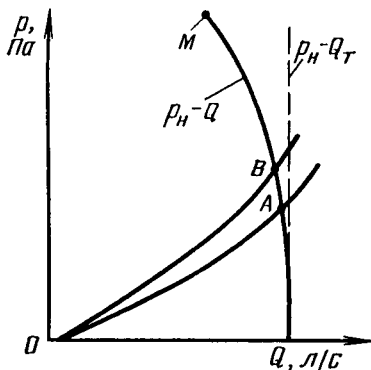


Рис. 2.26. Влияние давления на подачу поршневого насоса.

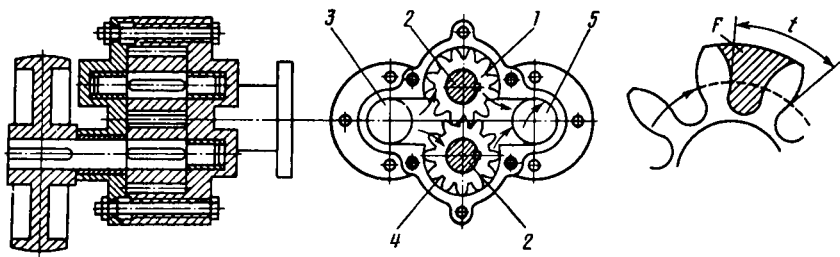


Рис. 2.27. Схема шестеренного насоса.

регулируется пружиной. Применяются шестеренные насосы в системах смазки, в гидросистемах тракторов, автомобилей, станков, гидropередачах и т. п. Промышленность выпускает насосы с подачей от 0,22 до 144 м³/ч и давлением 0,4 до 2,5 МПа.

Объем V , вытесняемый насосом за полный оборот,

$$V = 2z\Omega b,$$

где Ω — площадь впадины между зубьями; b — ширина зуба; z — число зубьев одной шестерни.

По рекомендации профессора Т. М. Башта, площадь впадины можно выразить через площадь зуба Ω_3 :

$$\Omega = 1,1\Omega_3, \text{ тогда } 1,1z\Omega_3 = 1,1\pi D_n m,$$

где D_n — диаметр начальной окружности ведущей шестерни, м; m — модуль зацепления.

Тогда получим

$$V = 2,2\pi D_n m b \text{ и } Q = 2,2\eta_Q \pi D_n m b n. \quad (2.96)$$

Характеристика объемного насоса обычно представляет зависимость подачи, мощности и КПД от давления, развиваемого насосом. Общий вид характеристики шестеренного насоса представлен на рисунке 2.28.

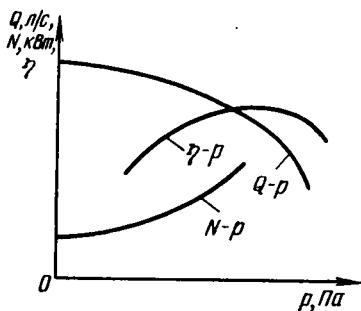


Рис. 2.28. Характеристика шестеренного насоса.

Резкий перегиб кривой $Q - p$ соответствует началу срабатывания предохранительного клапана.

Винтовые насосы. Наиболее широкое распространение получили трехвинтовые насосы, но применяются и двухвинтовые.

Жидкость в этих насосах перемещается вдоль оси во впадинах между винтовыми поверхностями, герметически отделяющими приемную часть от напорной.

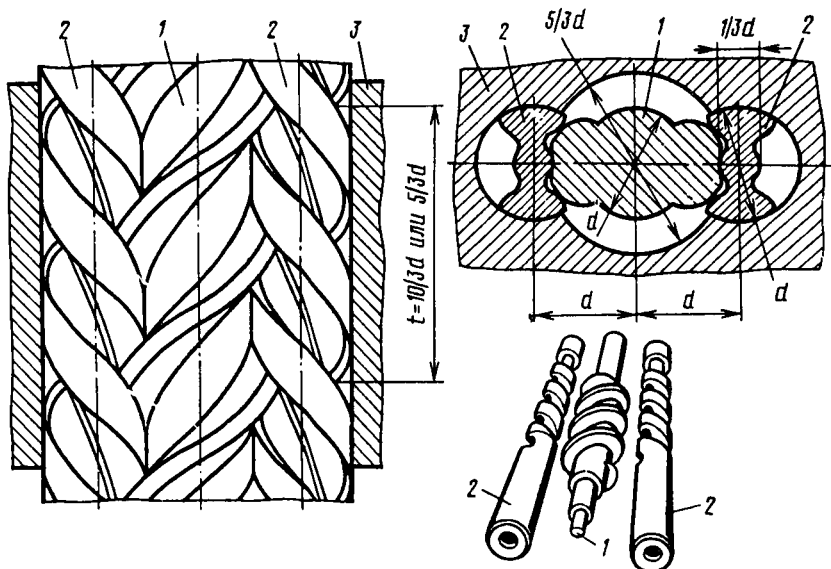


Рис. 2.29. Схема трехвинтового насоса.

Широкому распространению этих насосов способствует их высокий КПД. Они обладают строго равномерной подачей, работают без шума, отличаются малой массой. Выпускаются насосы с подачей от 0,3 до 800 м³/ч при давлении нагнетания 0,5... 25 МПа и КПД 60...80%. Применяются для перекачки жидкостей, обладающих смазывающей способностью, при отсутствии абразивных примесей.

Схема рабочей части трехвинтового насоса показана на рисунке 2.29. Стальные винты ведущий 1 и ведомые 2 заключены в обойму 3. Нарезка винтов двухзаходная с циклоидным зацеплением: левая — на ведущем винте и правая — на ведомых винтах.

Подачу трехвинтовых насосов (Q , м³/мин) можно определить для соотношений размеров, указанных на рисунке, по формуле

$$Q = \frac{3\pi t n}{16} (D^2 - d^2), \quad (2.97)$$

где t — шаг винта, м; D — внешний диаметр среднего (ведущего) винта, м; d — диаметр внутренней окружности среднего винта, м (равен внешнему диаметру ведомых винтов); n — частота вращения насоса, мин⁻¹.

Роторно-пластинчатые насосы. Простейшая схема такого насоса представлена на рисунке 2.30. В корпусе 1 вращается массивный ротор 2, эксцентрично расположенный относительно внутренней цилиндрической поверхности статора. В радиальных па-

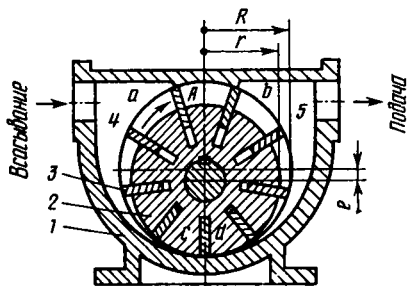


Рис. 2.30. Схема роторно-пластинчатого насоса.

зах, выфрезированных в роторе 2, перемещаются пластины 3. Внутренняя полость корпуса 1 выполнена так, что полость всасывания 4 и полость нагнетания 5 отделены одна от другой пластинами и внутренней цилиндрической поверхностью корпуса.

Вследствие наличия эксцентриситета e при вращении ротора 2 жидкость переносится из полости 4 в полость 5 в межлопастных пространствах А.

Если эксцентриситет e уменьшать смещением ротора вверх, то и в нижней части ротора будет образовываться межлопастное пространство. При $e=0$ объемы межлопастных пространств меняться не будут и подача будет равна нулю.

Радиально-поршневые насосы. В радиально-поршневом насосе поршни 1 (рис. 2.31) вращаются вместе с ротором-блоком цилиндров 2 и одновременно участвуют в возвратно-поступательном движении в радиальном направлении внутри цилиндров. Это происходит из-за эксцентричного расположения ротора относительно статора. При вращении сферические головки поршней упираются в кольцевую направляющую внутренней поверхности статора.

Ход поршня за половину оборота ротора определен эксцентриситетом e : $h=2e$.

Подача каждого поршня за один оборот

$$V_n = 2eF,$$

где F — площадь поршня, м².

Тогда рабочий объем и теоретическая подача насоса в минуту определяются так:

$$V = zV_n = 2ezF; \quad Q = 2eFzn,$$

где z — число поршней; n — частота вращения ротора, мин⁻¹.

Распределение жидкости осуществляется неподвижной цапфой 3 с прорезями 4 и 5, образующими всасывающую и нагнетательную полости. При вращении каждый цилиндр половину оборота (при выдвигании поршня) соединен окном с прорезью 4, а другую половину (при выдвигании поршня) — с прорезью 5.

Осевые отверстия 6 и 7 соединяют прорези с подводящей и отводящей линиями.

График подачи радиально-поршневых насосов равномерный. Регулирование подачи может осуществляться изменением экс-

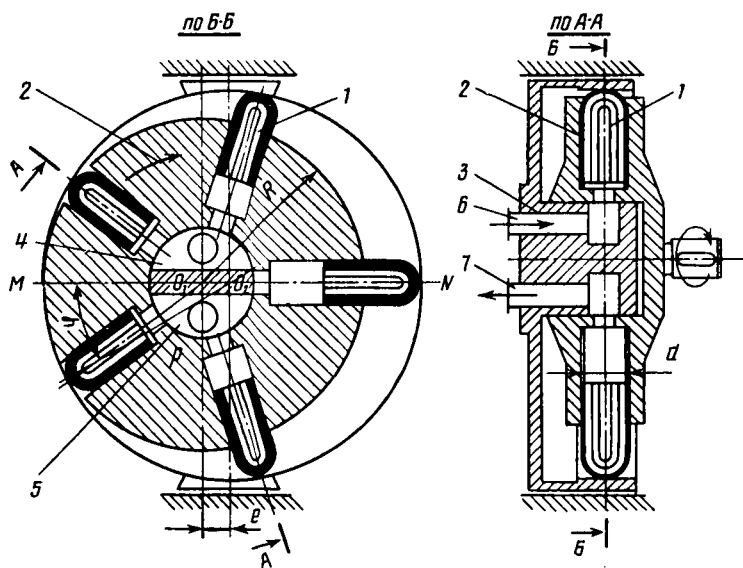


Рис. 2.31. Схема радиально-поршневого насоса.

центриситета e . В насосах с регулируемой подачей предусмотрена возможность изменения эксцентриситета на ходу машины. Для этого статор насоса выполняется так, что имеет возможность перемещаться относительно вращающегося ротора. Переход центра статора через центр ротора ведет к изменению направления подачи насоса. В элементах гидропривода это ведет к изменению направления вращения гидромотора. Давление, развиваемое радиально-поршневым насосом, может достигать 30 МПа.

Аксиально-поршневые насосы. Аксиально-поршневые насосы отличаются наибольшей компактностью и имеют, как правило, наименьшую массу в сравнении с другими насосами при передаче равной мощности. Малые радиальные габариты насоса обеспечивают им малые моменты инерции, поэтому они способны быстро изменять частоту вращения. Эти динамические свойства обеспечили их широкое применение в качестве регулируемых насосов в гидроприводах.

По кинематическим схемам различают аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком цилиндров и с наклонным диском.

Принципиальная схема устройства насоса с наклонным диском представлена на рисунке 2.32. В роторе 1 (блоке цилиндров) вдоль его оси выполнены цилиндры, в которых перемещаются под действием пружины поршни 2. Сферические головки порш-

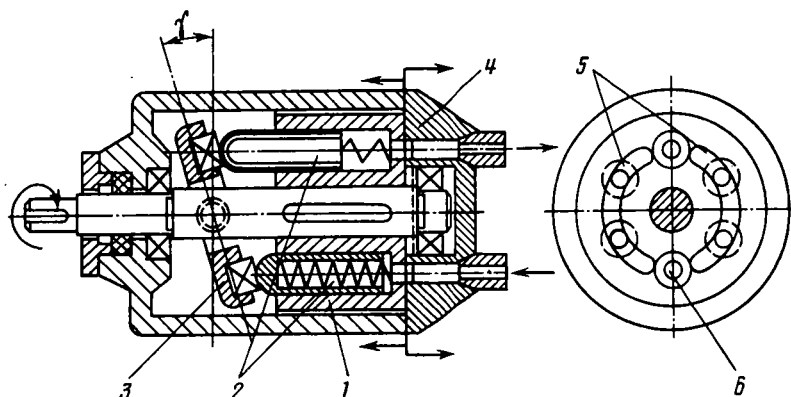


Рис. 2.32. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском.

ней упираются в диск 3, плоскость которого наклонена к перпендикулярной оси вала диска под углом γ . В регулируемых насосах угол наклона диска может меняться в процессе работы насоса, благодаря чему меняются ход поршня и подача насоса.

Для подвода и отвода жидкости от цилиндров служит торцевая распределительная система, выполненная в виде двух полукольцевых полостей 5, с которыми периодически сообщаются полости цилиндров через окна б. Одна из полукольцевых полостей соединена со всасывающей линией, другая — с нагнетательной. При вращении блока цилиндров поршень, упираясь в наклонный диск, периодически то выдвигается из цилиндра, осуществляя такт всасывания, то задвигается, осуществляя такт нагнетания жидкости.

За один ход поршень совершает подачу объемом $V_n = FS$. Ход поршня $S = D \operatorname{tg} \gamma$, где D — диаметр окружности, на которой расположены оси цилиндров.

Объем жидкости, поступающий в трубопровод за один оборот ротора, определится следующим образом:

$$V = FD \operatorname{tg} \gamma z,$$

где z — число цилиндров (поршней); F — площадь поршня, м^2 .

Подача насоса в минуту

$$Q_T = FD \operatorname{tg} \gamma z n, \quad (2.98)$$

где n — частота вращения ротора, мин^{-1} .

Зависимость (2.98) показывает, что подача насоса может меняться путем изменения угла наклона диска γ .

В насосах с наклонным блоком во вращение приводится диск, шарнирно соединенный с поршнями, оси которых имеют наклон к диску, благодаря чему совершается их возвратно-поступательное движение.

1.12. ВИХРЕВЫЕ И СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ. (НАСОСЫ ТРЕНИЯ)

Вихревые насосы. Конструкция вихревого насоса представлена на рисунке 2.33 (вверху). Рабочий орган насоса — рабочее колесо 1, представляющее собой диск, по бокам которого по внешнему диаметру, посредством фрезеровки выполнены лопатки 2. Рабочее колесо располагается в корпусе 3 насоса, концентрично кольцевому каналу 4, охватывающему торец рабочего колеса 1. Кольцевой канал выполнен в боковых и периферийной стенках корпуса. Канал прерывается перемышкой 5, расположенной между всасывающим 6 и нагнетательным 7 патрубками. Перемышка служит уплотнением между напорной и входной полостями. На напорном патрубке может монтироваться дополнительный узел 8, служащий для обеспечения самовсасывания насоса.

Принцип работы насоса состоит в следующем. При вращении рабочего колеса 1 частицы жидкости в ячейках вращаются вместе с колесом и за счет трения увлекают частицы жидкости, расположенные в кольцевом канале, охватывающем рабочее колесо. Одновременно на частицы между лопастями действует центробежная сила и они выбрасываются в кольцевой канал, а затем снова попадают на колесо, совершая вихревое движение, указанное стрелкой на рисунке 2.33 (внизу).

В результате происходит развитие движения с высокими тангенциальными скоростями с одновременным образованием и разрушением вихрей и действием на жидкость центробежных сил.

Напор вихревого насоса в 4...6 раз больше, чем центробежного, при тех же габаритах и частоте вращения.

Большинство вихревых насосов самовсасывающие, т. е. обладают способностью при запуске засасывать жидкость без предварительного заполнения подводящего трубопровода. Для этой цели в колпаке 9 размещен воздухопровод 10. В канале насоса благодаря интенсивному перемешиванию образуется газожидкостная эмульсия. Проходя через газоотвод, эмульсия закручивается, воздух собирается в центре и отводится через трубки, а жидкость по боковым каналам снова поступает на лопатки рабочего колеса. Снабженный узлом 8 вихревой насос способен перекачивать водовоздушную эмульсию.

Благодаря компактности, высоким напорам, самовсасывающей способности, вихревые насосы получили широкое применение

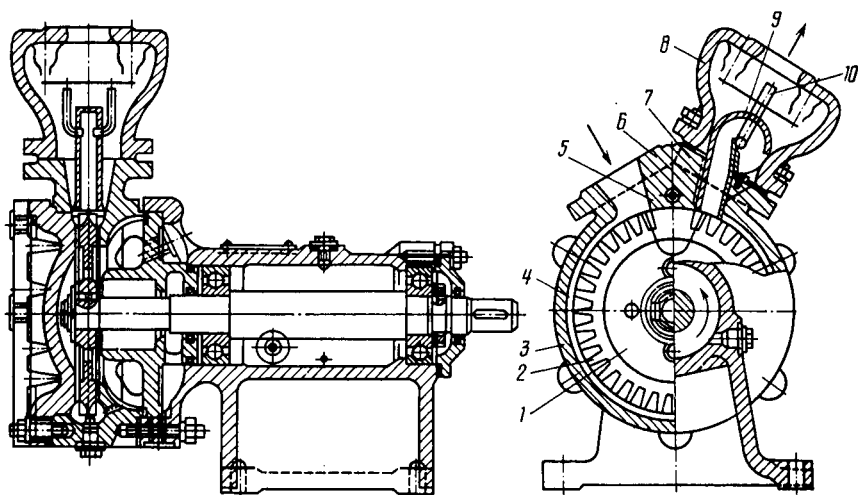


Рис. 2.33. Вихревой насос:

вверху — схема конструкции; внизу — схема движения жидкости.

при перекачке легколетучих жидкостей, жидкостей, насыщенных газами, и химически агрессивных жидкостей.

Струйные насосы. В струйных насосах подача осуществляется за счет передачи энергии перекачиваемой жидкости от высокоскоростного рабочего потока. Струйный насос, схема которого представлена на рисунке 2.34, а, содержит: напорную трубу 2 с соплом 3, из которого с большой скоростью вытекает струя жидкости, попадающая в смесительную камеру 4, заполненную перекачиваемой жидкостью.

Рабочая струя, смешиваясь с жидкостью в рабочей камере, придает ей скорость, увлекая по диффузору 5 в напорный трубопровод 6. На место жидкости, отведенной в напорный трубопровод, по трубе 1 поступают новые порции.

Схема насосной установки со струйным насосом изображена на рисунке 2.34, б. Для подъема воды расходом Q на высоту H используется струя с расходом Q_p и напором H_p . Тогда КПД насоса

$$\eta = \frac{QH}{Q_p H_p} . \quad (2.99)$$

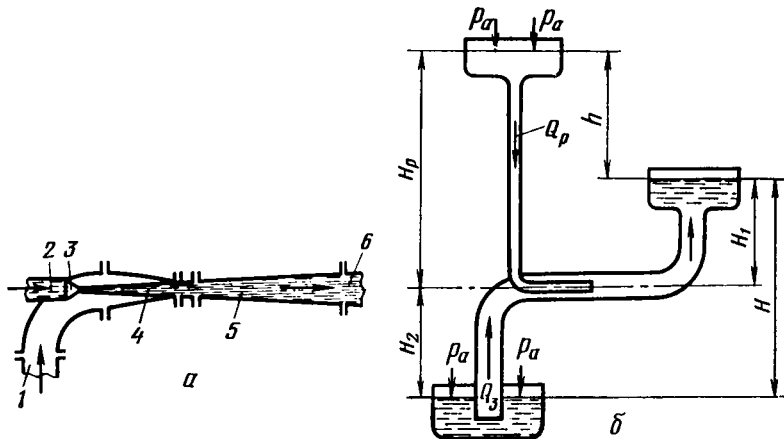


Рис. 2.34. Водоструйный насос:
 а — схема насоса; б — схема установки насоса.

Значение КПД насоса невелико (0,2...0,5).

Напор для рабочей жидкости может быть создан каким-либо другим насосом.

Струйные насосы распространены довольно широко благодаря простоте устройства, малым габаритам, отсутствию подвижных рабочих частей в конструкции. Насосы способны подавать агрессивную жидкость, воду со значительным объемом абразивных примесей. Водоструйные водоподъемные установки применяются для подачи воды из скважин и шахтных колодцев для водоснабжения.

Глава 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

2.1 ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Гидравлическим двигателем называется объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей среды в энергию движения выходного звена.

Гидравлические двигатели подразделяются на объемные гидродвигатели и турбины.

Объемные гидродвигатели по характеру движения выходного звена делятся на гидроцилиндры (с поступательным движением выходного звена), поворотные гидродвигатели (с ограниченным углом поворота выходного звена) и гидромоторы (с неограниченным углом поворота выходного звена).

Объемные гидродвигатели могут классифицироваться теми же показателями, что и объемные насосы, но с учетом свойств их обратимости, под которыми понимается пригодность гидромашины для работы в качестве как насоса, так и гидромотора.

Объемная гидромашина, предназначенная для работы как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора, называется *насосомотором*. Всякая объемная гидравлическая машина (насос и гидромотор) работает на принципе вытеснения жидкости. Ее рабочий орган захватывает в приемной полости машины некоторый объем жидкости, который затем перемещается с рабочим органом машины к нагнетательной полости, где жидкость вытесняется под некоторым давлением из рабочего органа в эту полость.

При вращении вала насоса объем камер последнего изменяется, причем при рабочем цикле этот объем уменьшается и заполняющая его жидкость вытесняется в нагнетательную полость; для гидродвигателя объем камер (камеры) при рабочем ходе увеличивается и жидкость, поступившая к нему от внешнего источника, заполняет эти камеры.

Основные параметры гидродвигателя: рабочий объем (V), расход (Q), перепад давления (Δp), крутящий момент ($M_{кр}$), мощность (N), а также объемный (η_Q) и механический ($\eta_{мех}$) КПД.

Рабочий объем для гидромоторов поршневого типа

$$V = FSiZ, \quad (2.100)$$

где F — площадь поршня, m^2 ; S — ход поршня, m ; i — число поршней; Z — число циклов за один оборот.

Для гидроцилиндров $V = FS$, где S — ход поршня гидроцилиндра; для гидромоторов возвратно-вращательного типа $V = FS$, где S — ход пластины, измеренный по дуге, описанной ее центром тяжести.

Так же как и роторный насос, гидромотор характеризуется идеальным расходом жидкости через гидромотор за один оборот ротора:

$$Q_r = Vn. \quad (2.101)$$

Действительный расход через гидромотор больше, чем идеальный, потому, что, в отличие от насоса, утечки в гидромоторе направлены в ту же сторону, что и основной поток. Поэтому объемный КПД гидромотора выражается не так, как для насоса, а именно:

$$\eta_Q = \frac{Q_r}{Q} = \frac{Q_r}{Q_r + Q_y}, \quad (2.102)$$

где Q_y — расход утечек.

Частота вращения вала гидромотора с учетом объемного КПД

$$n = \frac{Q \eta_Q}{V}. \quad (2.103)$$

Перепад давления на гидромоторе определяется разностью между давлениями на входе и на выходе:

$$\Delta p = p_1 - p_2. \quad (2.104)$$

Полезная мощность гидромотора равна произведению крутящего момента на его валу на угловую скорость вала:

$$N_n = M \omega. \quad (2.105)$$

Мощность, потребляемая гидромотором,

$$N = Q \Delta p. \quad (2.106)$$

Отношение N_n/N определяет общий КПД гидромотора, который равен произведению двух частных КПД — объемного на механический, то есть

$$\eta = N_n/N = \eta_Q \eta_{\text{мех.}}. \quad (2.107)$$

Перепишав выражение (2.107) в виде

$$M \omega = \eta_Q \eta_{\text{мех.}} \Delta p Q \quad (2.108)$$

и заменив $\omega = 2\pi n$, получим выражение для момента на валу гидромотора

$$M = V \Delta p r_{\text{мех.}} / 2\pi = 0,159 \frac{\Delta p Q \eta_{\text{мех.}}}{n}. \quad (2.109)$$

В системе СИ

$$N = Q \Delta p [\text{Вт}]; \quad M = \frac{Q}{\omega} [\text{Н} \cdot \text{м}],$$

где ω — угловая скорость, с^{-1} ; Q — расход, $\text{м}^3/\text{с}$; Δp — перепад давления, МПа.

2.2. ГИДРОЦИЛИНДРЫ

Общие сведения и классификация. *Гидроцилиндр* — это объемный гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена. В различных отраслях техники используются самые разнообразные как по конструкции, так и по функциональному назначению типы гидроцилиндров. Конструктивные схемы гидроцилиндров представлены на рисунке 2.35.

Гидроцилиндр, в котором движение выходного звена под действием рабочей жидкости возможно только в одном направле-

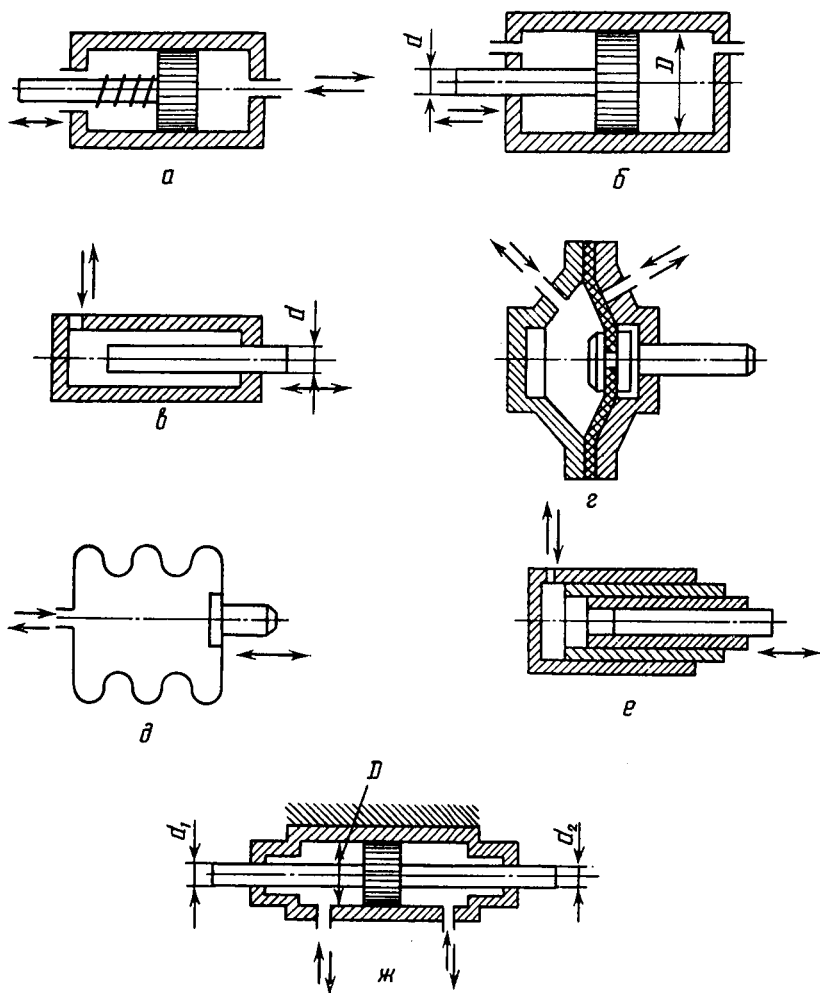


Рис. 2.35. Конструктивные схемы гидроцилиндров:

a — поршневой одностороннего действия; *б* — поршневой двустороннего действия; *в* — плунжерный; *г* — мембранный; *д* — силфонный; *е* — телескопические; *ж* — со штоком, расположенным по обе стороны поршня.

нии, называется *гидроцилиндром одностороннего действия* (см. рис. 2.35, *a*). Движение выходного звена при этом в противоположном направлении может происходить под действием пружины, силы тяжести или звеньев приводимой машины. Если же движение выходного звена возможно в двух противоположных направлениях, то такой гидроцилиндр называется *гидроцилиндром двустороннего действия* (см. рис. 2.35, *б*).

В зависимости от конструкции рабочего звена гидроцилиндры бывают: поршневые (см. рис. 2.35, а, б), плунжерные (см. рис. 2.35, в), мембранные (см. рис. 2.35, г), сильфонные (см. рис. 2.35, д). Под рабочим звеном гидродвигателя вообще и гидроцилиндра в частности понимается деталь или группа деталей, участвующих в образовании рабочей камеры и приводящих в движение выходное звено.

Приведенные конструктивные схемы гидроцилиндров позволяют обеспечить полный ход выходного звена равным ходом рабочего звена и поэтому их принято называть *одноступенчатыми гидроцилиндрами*. А гидроцилиндры, у которых полный ход выходного звена равен сумме ходов всех рабочих звеньев, называются *телескопическими* (см. рис. 2.35, е).

В зависимости от числа поршней или плунжеров телескопические гидроцилиндры могут быть двухступенчатыми, трехступенчатыми и т. д. При этом ступень с наименьшим диаметром поршня или плунжера называется *первой ступенью*, следующая — *второй ступенью* и т. д.

Различают гидроцилиндры с односторонним и двусторонним штоком, понимая под первым поршневой гидроцилиндр со штоком с одной стороны и под вторым — гидроцилиндр со штоком, расположенным по обе стороны поршня (рис. 2.35, ж). Нередко целесообразно соединять с движущейся (перемещаемой) частью машины не шток, а корпус цилиндра. Жидкость в цилиндр в этом случае подводят через гибкие трубопроводы (шланги) либо через каналы в штоке.

При эксплуатации гидроцилиндров, особенно с большими инерционными нагрузками на выходном звене, с целью предотвращения возникновения ударных нагрузок используют гидроцилиндры с торможением, в конструкции которых предусматриваются демпфирующие устройства, обеспечивающие плавное замедление движения поршня.

Наиболее распространенные конструктивные схемы таких демпферов показаны на рисунке 2.36. В конструкции (см. рис. 2.36, а) демпфирование достигается за счет выдавливания жидкости утолщением штока через кольцевой зазор, образующийся между этим утолщением и цилиндрической расточкой, выполненной в крышке гидроцилиндра. На рисунке 2.36, б показана конструкция, в которой демпфирование достигается последовательным выключением выпускных отверстий, соединяющих полость гидроцилиндра с линией слива. Активной тормозной поверхностью в этом случае служит вся площадь поршня (или площадь поршня за вычетом площади штока).

В конструкции, показанной на рис. 2.36, в, демпфирование осуществляется включением в конце хода продольной дроссели-

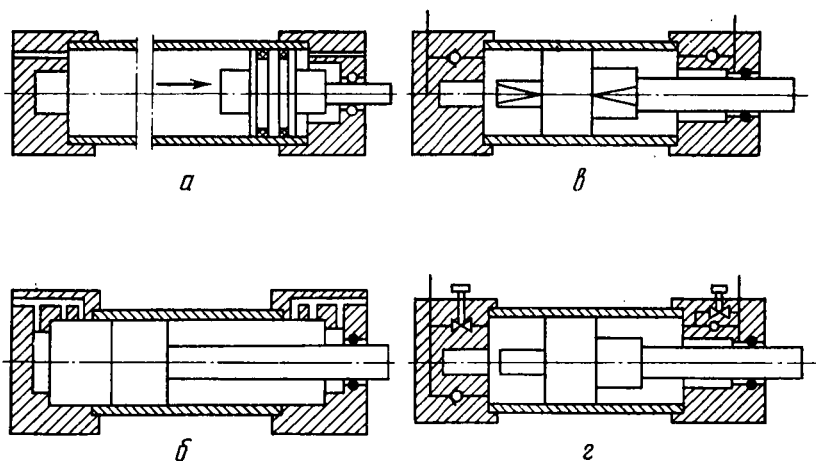


Рис. 2.36. Конструктивные схемы демпфирующих устройств гидроцилиндров.

рующей щели, а в конструкции на 2.36, г — выключением дроссельного клапана.

В гидросистемах тракторов и сельскохозяйственных машин применяют гидроцилиндры как поршневые, так и плунжерные. Плунжерные гидроцилиндры, в свою очередь, подразделяются на одноступенчатые и многоступенчатые (телескопические). В навесных системах тракторов, а также в машинах, в которых в процессе работы необходимо регулировать ход штока, используют в основном унифицированные поршневые гидроцилиндры типа Ц с рабочим давлением 10, 16 и 20 МПа.

В гидросистемах сельскохозяйственных машин применяются в основном нормализованные поршневые гидроцилиндры, рассчитанные для работы на минеральных маслах в диапазоне температуры рабочей жидкости от -10 до $+70^{\circ}\text{C}$. Максимальное давление для этих гидроцилиндров 16 МПа, скорость поршня — до 0,5 м/с.

Плунжерные гидроцилиндры применяются для осуществления возвратно-поступательного движения рабочих органов, когда обратный ход этих органов происходит за счет собственной массы или за счет действия пружинных и других устройств. В частности, плунжерные гидроцилиндры применяются для подъема жатки зерноуборочного комбайна, в автопогрузчиках, в автомобилях-самосвалах и др. Они работают на минеральных маслах при наибольшем рабочем давлении до 10 МПа со скоростью перемещения плунжера до 0,3 м/с.

Телескопические гидроцилиндры применяют в сельскохозяйственных машинах, где требуется значительный ход штока при

минимальных размерах корпуса гидроцилиндра; обратный ход в них осуществляется за счет массы рабочих органов (например, кузова самосвальных тележек, автомобилей). Телескопические гидроцилиндры рассчитаны для работы при номинальном давлении в гидросистеме до 10 МПа.

В сельскохозяйственных машинах гидродвигатели поступательного движения (гидроцилиндры) используют в основном либо для перемещения и фиксации относительно друг друга различных узлов, либо для приведения рабочих органов машины в периодическое возвратно-поступательное движение.

На сельскохозяйственных машинах кроме гидроцилиндров находят применение и гидродвигатели возвратно-поступательного движения (ДВП), которые применяются для приведения в действие режущих косилок, жаток, приспособлений для подрезки виноградной лозы и других механизмов.

Принято считать, что с повышением давления и соответственно с уменьшением размеров цилиндропоршневой группы улучшаются экономические показатели. Однако с повышением давления увеличивается толщина стенок цилиндра и трубопроводов, возрастает необходимость повышения точности изготовления, усложняется конструкция уплотнительных устройств для подвижных и неподвижных соединений, возникает необходимость в применении более дорогостоящих насосов и аппаратуры. Поэтому с повышением давления появляется ряд противоречивых требований, влияющих на экономическую эффективность.

Общие затраты с повышением давления снижаются лишь до некоторого предела, а затем начинают возрастать.

Можно констатировать, что оптимальное рабочее давление — это давление 25...30 МПа, при котором получается наибольший экономический эффект. В сельскохозяйственном машиностроении освоено производство гидроцилиндров на рабочее давление 16...20 МПа. Поэтому вопрос повышения рабочего давления в гидроприводах тракторного и сельскохозяйственного машиностроения остается открытым.

Основные параметры поршневых гидроцилиндров — это движущее усилие на штоке P и скорость поршня v .

Движущее усилие P на штоке упрощено без учета сил трения, противодействия в нерабочей полости и сил инерции; определяется по формуле

$$P = \rho F, \quad (2.110)$$

где ρ — давление жидкости, Па; F — рабочая площадь поршня, м².

При этом для поршневого гидроцилиндра двустороннего действия (рис. 2.35, б) при подаче жидкости в поршневую полость площадь F рассчитывается по выражению $F = \frac{\pi D^2}{4}$, а при по-

даче в штоковую полость и для гидроцилиндра с двусторонним штоком (рис. 2.35, ж) (при условии равенства диаметров правого и левого штоков): $F = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$,

где D и $d = d_1 = d_2$ — диаметры соответственно поршня и штока, м.

Для случая $d_1 \neq d_2$ эта площадь вычисляется:
при подаче жидкости в левую полость

$$F = \frac{\pi (D^2 - d_1^2)}{4}; \quad (2.111)$$

при подаче жидкости в правую полость

$$F = \frac{\pi (D^2 - d_2^2)}{4}. \quad (2.112)$$

Для плунжерного гидроцилиндра (рис. 2.35, в) рабочая площадь — это площадь сечения штока $F_{шт} = \frac{\pi d^2}{4}$.

Расчетную скорость поршня v (без учета утечек жидкости) определим по формуле $v = Q/F$.

Из приведенной формулы следует, что при одинаковой подаче жидкости в обе полости гидроцилиндра с односторонним штоком скорость штока при поступлении жидкости в штоковую полость будет больше скорости при подаче в поршневую полость в отношении

$$\frac{D^2}{D^2 - d^2}.$$

Следовательно, при использовании поршневых гидроцилиндров двустороннего действия представляется возможным путем выбора размеров D и d иметь большие усилия при ходе штока в одном направлении (при подаче жидкости в поршневую полость цилиндра) и большие скорости при обратном ходе (при подаче жидкости в штоковую полость). Скорость поршня этого гидроцилиндра при подаче жидкости в поршневую (v_n) и штоковую ($v_{шт}$) полости определяется так:

$$v_n = \frac{4Q}{\pi d^2}; \quad v_{шт} = \frac{4Q}{\pi (D^2 - d^2)}. \quad (2.113)$$

Таким образом, при соответствующем подборе диаметров штока и поршня можно получать различные движущие усилия и скорости поршня. Например, при $d = D/\sqrt{2}$ скорость поршня при движении в правую сторону будет в два раза больше, а развиваемое движущее усилие — в два раза меньше.

В случае, когда разница скоростей и движущих усилий не желательны, гидроцилиндры включают при помощи золотника по дифференциальной схеме, при которой штоковая полость непрерывно соединена с питающей линией.

На практике, в процессе эксплуатации в результате трения подвижных соединений в гидроцилиндре возникают силы трения ($R_{тр}$) и силы инерции ($R_{ин}$) движущихся частей при переходных режимах, вызванных ускорением и замедлением.

Кроме того, в ряде случаев при расчетах движущего усилия нельзя пренебрегать противодействующей силой (K), вызванной давлением в сливной полости.

С учетом сказанного, эффективная движущая сила на штоке гидроцилиндра определится из выражения

$$P_{\phi} = P - (R_{тр} + R_{ин} + K). \quad (2.114)$$

Сила трения ($R_{тр}$) в общем виде определяется по формуле

$$R_{тр} = \mu (F_n + G), \quad (2.115)$$

где μ — коэффициент трения; G — вес подвижных частей цилиндра и механизма навески, кг; F_n — нормальная сила поршня на корпус цилиндра и штока на опорную поверхность передней крышки, Н.

Сила инерции движущихся частей

$$R_{ин} = -ma,$$

где m — масса движущихся частей (включая жидкость), кг; a — ускорение движущихся частей (включая жидкость), м²/с.

Этот вид нагрузки особенно важное значение имеет для гидроцилиндров погрузчиков и экскаваторов, где число реверсов в минуту достигает 10, а вес подвижных частей — нескольких тонн.

При равномерном движении сила инерции $R_{ин} = 0$, в соответствии с чем

$$P_{\phi} = P - (R_{тр} + K). \quad (2.116)$$

В плунжерном гидроцилиндре вытесняемый объем жидкости равен нулю и поэтому при равномерном движении $P_{\phi} = P - R_{тр}$. Важнейшая функциональная характеристика гидроцилиндра — это его общий КПД

$$\eta_{общ} = \eta_{мех} \eta_Q. \quad (2.117)$$

Механический КПД ($\eta_{мех}$) силового гидроцилиндра в зависимости от различных факторов колеблется от 0,97 до 0,81 и в каждом конкретном случае определяется силой трения. Сила трения зависит главным образом от конструкции цилиндра, отклонений формы и взаимного положения поверхностей как самого гидроцилиндра, так и деталей механизма навески, в которой он монтируется. Кроме того, сила трения также зависит от

качества поверхности сопрягаемых материалов и уплотнений поршня и штока. Причем сила трения нередко достигает больших значений. Например, для гидроцилиндра механизма навески сила трения достигает 1900 Н.

В общем случае $\eta_{\text{мех}} = P_{\text{ф}}/P$, где $P_{\text{ф}}$ и P — соответственно фактическое и расчетное движущее усилие. На практике расчет $\eta_{\text{мех}}$ производится по результатам данных, полученных при стендовых испытаниях.

В цилиндрах, поршни которых уплотнены резиновыми или кожаными манжетами, либо резиновыми кольцами, утечки жидкости практически отсутствуют, поэтому объемный КПД (η_Q) близок к 1.

2.3. РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ШТОКА ГИДРОЦИЛИНДРА

Ранее мы установили, что скорость движения штока гидроцилиндра определяется выражением $v = \frac{Q}{F} \eta_Q$. Следова-

тельно, изменение скорости может быть достигнуто либо изменением расхода Q , подаваемого в гидроцилиндр, либо изменением его эффективной площади. Поскольку эффективная площадь в гидроцилиндрах величина постоянная, тогда регулирование скорости может осуществляться изменением расхода Q , направляемого в гидроцилиндр. В зависимости от способа, которым достигается это изменение, различают два метода регулирования скорости: объемное и дроссельное.

При объемном регулировании изменение расхода Q достигается изменением объемной постоянной (литража) или частоты вращения вала насоса, то есть объемное регулирование означает применение в схеме регулируемого насоса. При дроссельном регулировании изменение расхода Q осуществляется изменением гидравлического сопротивления линии, в которую он включен.

Системы дроссельного регулирования гидроцилиндров в зависимости от вида источника питания можно разделить на: а) системы с постоянным давлением источника питания ($p = \text{const}$), устанавливаемым регулированием переливного клапана; б) системы с переменным давлением ($p \neq \text{const}$), которое определяется рабочими усилиями, то есть нагрузкой на рабочий орган. Реже применяются комбинированные системы.

Дроссель (регулятор) в системах с $p_H = \text{const}$ может быть установлен как на линии питания (на входе) гидроцилиндра (см. рис. 2.37, а), так и в сливной магистрали (на выходе) (см. рис. 2.37, б). Излишек жидкости, подаваемой насосом, отводится в бак через переливной клапан.

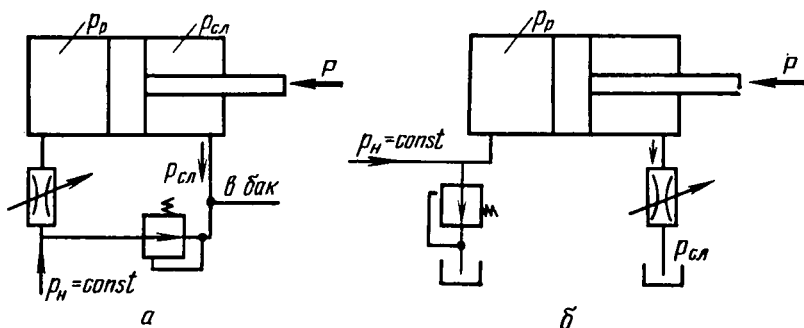


Рис. 2.37. Схемы дроссельного регулирования скорости движения штока гидроцилиндра при $p_H = \text{const}$:

а — дроссель на входе; б — дроссель в сливной магистрали.

При $p_H = \text{const}$ излишек жидкости отводится в бак через дроссель, устанавливаемый на линии, соединяющей магистраль подвизимого давления с баком (см. рис. 2.38).

Схемы с регулятором в сливной магистрали при $p_H = \text{const}$ обеспечивают двустороннюю жесткость гидросистемы и поэтому могут применяться в системах со знакопеременными нагрузками. Для этих систем схемы с регулятором, установленным на линии питания, менее пригодны, так как при изменении знака внешней нагрузки скорость движения штока может значительно увеличиться, поскольку этому не противодействует дроссель.

Кроме того, схемы с регулятором в сливной магистрали более устойчивы против автоколебаний (в особенности при малых скоростях движения штока гидроцилиндра), чем схемы с регулятором в линии питания.

Системы дроссельного регулирования обладают относительно низким КПД, что обусловлено значительными потерями энергии, поскольку в напоре подобной системы независимо от мощности, потребляемой исполнительными двигателями, расходуется мощность, соответствующая полной производительности насоса и давлению, определяемому настройкой (регулировкой) переливного клапана. В соответствии с указанным, КПД при

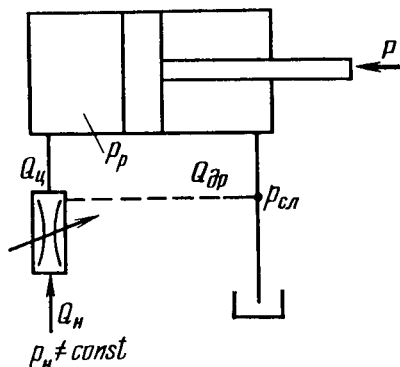


Рис. 2.38. Схема дроссельного регулирования скорости движения штока гидроцилиндра при $p_H \neq \text{const}$.

уменьшении нагрузки понижается, приближаясь при малой нагрузке к нулю.

Поскольку в системе дроссельного регулирования обязательно должны быть потери напора, то ее следует применять для передачи малых мощностей. Система объемного регулирования, которая имеет в пределе КПД, равный 1, будет выгодна для передачи больших мощностей.

Для регулирования скорости перемещения штока гидроцилиндров в гидросистемах тракторов и сельскохозяйственных машин используют, как правило, дроссельное регулирование.

2.4. ПОВОРОТНЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ

Для возвратно-поворотных движений рабочих органов машин на угол, меньший 360° , кроме всевозможных механизмов с качающимися гидроцилиндрами и кривошипно-ползунных гидравлических механизмов, широко используются поворотные гидродвигатели (моментные гидроцилиндры или гидроцилиндры поворотного действия) с возвратно-поворотным относительно корпуса ограниченным движением выходного звена. Поворотный гидродвигатель определяется в общем случае как объемный гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного звена.

Применение в гидроприводах поворотных гидродвигателей упрощает кинематику передающих звеньев машин и механизмов по сравнению с гидроприводами, в которых для этих же целей применяются гидроцилиндры. Это объясняется тем, что вал поворотного гидродвигателя может быть непосредственно соединен с валом приводной машины без каких-либо промежуточных кинематических звеньев, понижающих точность углов поворота машины.

По виду рабочих органов поворотные гидродвигатели бывают шиберные, поршневые и мембранные.

Шиберным поворотным гидродвигателем (см. рис. 2.39) называется гидродвигатель с рабочими звеньями в виде шиберов.

В практике распространены шиберные поворотные гидродвигатели, в которых рабочий орган — пластина или несколько пластин, жестко соединенных с валом двигателя.

На рисунке 2.39, *а* показана конструкция лопастного механизма, у которого рабочий цилиндр разделяется уплотняющей перегородкой 1 и лопастью 2 на две камеры. Уплотняющая перегородка прижимается к валу либо пластинчатой пружиной 3, либо гидравлическим способом. Основные параметры поворотных гидродвигателей — это номинальное давление $p_{ном}$, номинальный расход $Q_{ном}$, крутящий момент, угловая скорость и угол поворота вала гидродвигателя.

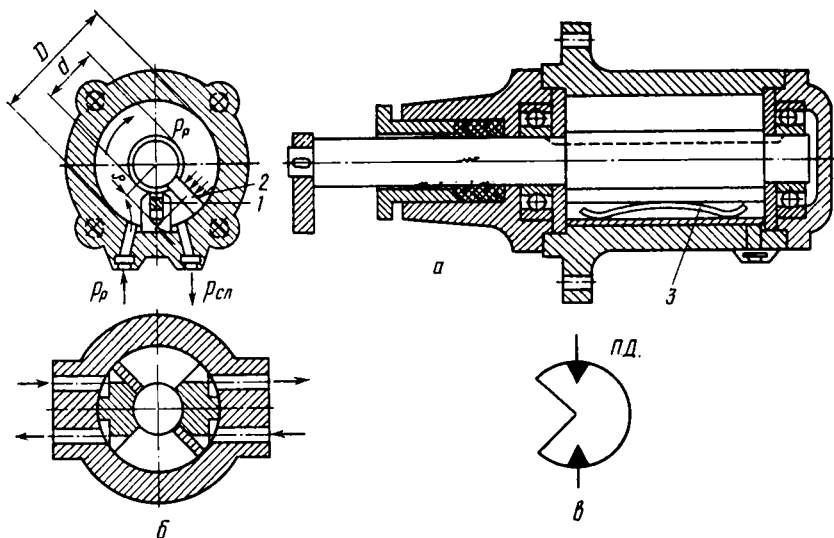


Рис. 2.39. Схемы шиберных поворотных гидродвигателей:

a — однопластинчатый; *б* — двухпластинчатый; *в* — условное обозначение поворотного гидродвигателя.

Расчетная величина крутящего момента M на валу шиберного гидродвигателя с одной пластиной

$$M = (p_p - p_{сл}) F P, \quad (2.118)$$

где $p_p, p_{сл}$ — соответственно давление рабочее и давление слива, Па; $p_p - p_{сл} = \Delta p$; F — площадь пластины; $F = \frac{D-d}{2} b$; P — плечо приложения силы; $P = \frac{D}{2} - \frac{D-d}{4} = \frac{D+d}{4}$; b — ширина пластины, м,

или

$$M = \frac{\Delta p b}{8} (D^2 - d^2). \quad (2.119)$$

Угловая скорость ω вала определится из условия равенства расхода жидкости Q и объема, описываемого пластиной в единицу времени:

$$Q = V_{ок} F,$$

где $V_{ок} = \omega P$, отсюда $\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2) b}$.

При наличии двух и более лопастей (рис. 2.39, б) крутящий момент соответственно увеличивается, а угловая скорость уменьшается:

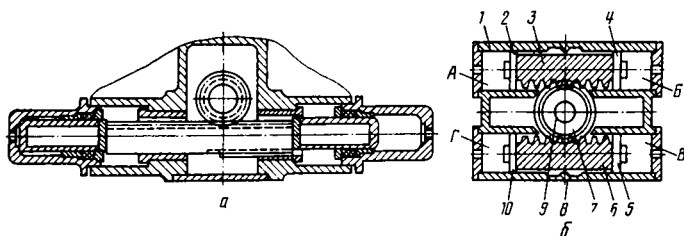


Рис. 2.40. Схемы поршневых поворотных гидродвигателей:
 а — двухпоршневой; б — четырехпоршневой.

$$M = \frac{Z \Delta p b}{8} (D^2 - d^2); \quad (2.120)$$

$$\omega = \frac{8Q}{Zb(D^2 - d^2)}, \quad (2.121)$$

где Z — число пластин.

Углы поворота ротора при одной, двух и трех пластинах соответственно равны $\sim 280, 140$ и 70° .

Поршневым поворотным двигателем называется гидродвигатель с рабочими звеньями в виде поршней.

На рисунке 2.40, а показан двухпоршневой поворотный гидродвигатель с реечным преобразователем, используемый на погрузчиках, экскаваторах сельскохозяйственного назначения, в горных и металлургических машинах и др.

Недостаток этого гидродвигателя — в наличии зазора в зацеплении, что способствует появлению ударов при перемене знака нагрузки. Несколько лишены этого недостатка четырехпоршневые поворотные гидродвигатели с двумя реечно-зубчатыми передачами (см. рис. 2.40, б). Основные конструктивные элементы такого двигателя — это корпус 1 и поршни 2, 4, 5 и 10, установленные в цилиндрических расточках корпуса. Поршни попарно жестко соединены зубчатыми рейками 3 и 6, которые входят в зацепление с зубчатым колесом 7. Выходное звено гидродвигателя — вал 9. Для выбора зазора и предохранения от поворота рейки вокруг продольной оси имеются два упора 8. Гидродвигатель имеет четыре рабочие камеры, которые при работе гидродвигателя соединяются попарно: А и В, Б и Г.

Принцип работы гидродвигателя заключается в следующем. При подводе жидкости под давлением, например, в рабочие камеры А и В поршни 2 и 5 перемещаются в разные стороны. Вместе с поршнями перемещаются и рейки, которые поворачивают зубчатое колесо 7 с валом 9 по часовой стрелке. Одновремен-

но при этом рабочая жидкость поршнями 4 и 10 вытесняется из камер Б и Г в сливную линию гидросистемы. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подвести ее под давлением в камеры Б и Г, то вал гидродвигателя повернется против часовой стрелки. Расчетный крутящий момент M и угловую скорость ω на выходном звене (валу) гидродвигателя определяют по формулам:

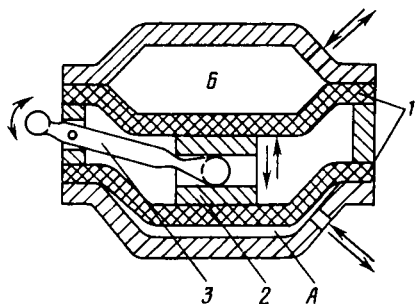


Рис. 2.41. Схема мембранного поворотного гидродвигателя.

$$M = \Delta p \frac{\pi d^2 D_k Z}{8}; \quad (2.122)$$

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_k Z}, \quad (2.123)$$

где $\pi d^2/4$ — площадь поршня, m^2 ; d — его диаметр, m ; D_k — диаметр делительной окружности зубчатого колеса, m ; Z — число поршней, работающих одновременно.

Мембранным поворотным гидродвигателем (см. рис. 2.41) называется гидродвигатель с рабочими звеньями в виде мембран.

Принцип работы гидродвигателя заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением, например, в рабочую камеру Б ползун 2 под действием силы давления переместится вниз, при этом свободный конец коромысла 3 совершит поворот по часовой стрелке. Одновременно объем рабочей камеры А уменьшается и рабочая жидкость вытесняется в сливную магистраль. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подвести ее под давлением в камеру А, то коромысло повернется против часовой стрелки. Угол поворота коромысла рассматриваемых гидродвигателей не превышает 20° от нулевого (среднего) положения.

2.5. ГИДРОМОТОРЫ

Гидромотор — это объемный гидродвигатель вращательного движения.

В различных отраслях народного хозяйства используются следующие типы гидромоторов: шестеренные с внешним и внутренним зацеплением, пластинчатые, радиально-поршневые, аксиально-поршневые и планетарные.

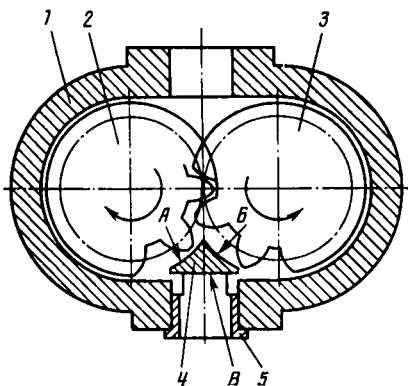


Рис. 2.42. Схема шестеренного гидромотора с устройством для улучшения пуска:

1 — корпус; 2 и 3 — шестерни внешнего зацепления; 4 — устройство для улучшения запуска; 5 — втулка.

оборотах и значительная пульсация крутящего момента. Полный и объемный КПД шестеренных гидромоторов лишь в узком диапазоне чисел оборотов и нагрузок достигают значений соответственно 0,8 и 0,9. Поэтому их применяют главным образом на маломощных и быстрходных приводах. Запускать их необходимо без нагрузки. Величина пускового момента достигает 0,3...0,4 от номинального. Для улучшения пусковых характеристик шестеренных гидромоторов используют различные конструктивные усовершенствования. Один из вариантов такого решения приведен на рисунке 2.42.

Шестеренный гидромотор содержит корпус 1, шестерни внешнего зацепления 2 и 3, опоры скольжения и устройство для улучшения пуска гидромотора 4. Устройство выполнено в виде уплотнительного элемента, имеющего поверхности А и Б, которые охватывают часть зубьев шестерен 2 и 3, выходящих из зацепления по окружности выступов на всей их длине, а также поверхность В, являющуюся продолжением касательных к делительным окружностям шестерен 2 и 3.

В момент пуска гидромотора (при наличии устройства 4) площадь воздействия давления рабочей жидкости на шестерни 2 и 3 уменьшается на величину охвата их зубьев поверхностями А и Б уплотнительного элемента. При этом давление рабочей жидкости перераспределяется и действует на шестерни 2 и 3 и на поверхность В.

Благодаря этому, во-первых, достигается частичная разгрузка опор скольжения от радиальных усилий, вызывающих трение

Благодаря свойству обратимости насосов, за исключением насосов с клапанным распределением, любой из них в принципе может быть использован в качестве гидромотора.

Однако в конструкции гидромоторов можно обнаружить некоторые отличия от соответствующих насосов, обусловленные различным функциональным назначением этих гидромашин.

Шестеренные гидромоторы унифицированы с шестеренными насосами, однако имеют некоторые особенности: высокий перепад давления, необходимый для трогания с места, неустойчивая работа на малых

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 В непосредственно по касательным к делительным окружностям шестерен 2 и 3, что позволяет эффективно использовать динамическое воздействие потока рабочей жидкости на зубья шестерен. Все это позволяет увеличить пусковой момент в 1,3... 1,5 раза.

Пластинчатые гидромоторы по устройству и принципу работы подобны пластинчатым насосам. Однако большинство насосов этого типа не могут быть использованы как гидромоторы без изменения конструкции. Причина этого — широта диапазона изменения частоты и реверсивность у гидромоторов. Реверсивность и, следовательно, отсутствие стабильных центробежных сил, выдвигающих пластины, требуют применения их принудительного выдвигания. Крутящий момент на валу гидромотора создается в процессе нагнетания (при подводе рабочей жидкости под давлением в рабочую камеру) в результате разности давления на две смежные пластины:

$$M_i = p(S_1 l_1 - S_2 l_2), \quad (2.124)$$

где p — давление рабочей жидкости, Па; S_1 и S_2 — рабочая площадь пластин, м²; l_1 и l_2 — плечо действия равнодействующей силы давления, м.

Полный крутящий момент равен сумме составляющих моментов рабочих камер, соединенных с окном нагнетания, и определяется по формуле

$$M = \sum M_i. \quad (2.125)$$

Усилие прижатия пластины к статору без учета сил трения определяется силами

$$P_{пл} = P + P_y + P_{y_2}, \quad (2.126)$$

где $P = pbs$ — равнодействующая сила давления жидкости, действующая на торец пластины шириной b и толщиной s ; $P_y = m\rho\omega^2$ — сила центростремительного ускорения пластины массой m с центром масс на радиусе ρ ; $P_{y_2} = m\epsilon\omega^2$ — сила ускорения пластины при движении по профилю статора.

Рабочий объем V_0 гидромотора соответственно однократного и двукратного действия определяют по формулам:

$$V_0 = 2e(2\pi R - ZS)b; \quad (2.127)$$

$$V_{0\text{дв}} = 2\pi b(R^2 - r^2), \quad (2.128)$$

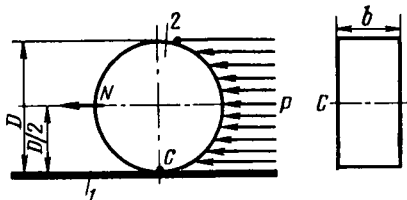


Рис. 2.43. Принципиальная схема гидромотора с подвижной осью.

где e — эксцентриситет; R — радиус статора, м; Z — число пластин; r — радиус ротора, м.

Принцип работы и расчет основных параметров аксиально-поршневых и радиально-поршневых гидромоторов аналогичны таковым соответствующих типов насосов, описанных ранее.

Планетарные гидромоторы характерны тем, что их ротор в процессе работы совершает сложное плоскопараллельное (планетарное) движение.

Ряд интересных конструкций таких гидромашин разработал Ф. Н. Ерасов. Наиболее хорошо эти гидромашин проявили себя в режиме гидромотора. С увеличением числа зубьев статора и ротора появилась возможность создания тихоходных высокомоментных гидромоторов (при высокой равномерности вращения вала), которые нашли широкое применение как в общем, так и в сельскохозяйственном машиностроении. Схема работы такого гидромотора показана на рисунке 2.43.

На направляющей 1 установлен ротор 2 (диаметром D и шириной b), на который с одной стороны равномерно действует сила давления жидкости P гидравлического поля, под действием которой ротор 2 катится по направляющей 1 вокруг мгновенного центра C . Для такой гидромашин эффективная рабочая площадь $F = Db$, тогда от давления жидкости появляется результирующая сила $N = PF$. Сила N создает на валу гидромотора крутящий момент

$$M_{кр} = N \frac{1}{2} D = P \frac{1}{2} D^2 b. \quad (2.129)$$

Из анализа полученной зависимости следует, что с увеличением диаметра момент, развиваемый ротором 2 гидромотора, возрастает пропорционально квадрату радиуса ротора $\left(\frac{1}{2} D^2\right)$, а с увеличением его ширины и давления рабочей жидкости момент возрастает в прямой зависимости.

Рассматриваемая схема гидромотора непригодна для практического применения в таком виде, как она показана на рисунке 2.43. Для непрерывного преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую, направляющая 1 должна быть бесконечной и поэтому ее выполняют в виде кольца, а для устранения протекания на сопрягающихся поверхностях ротора 2 и направляющей 1 нарезают зубья.

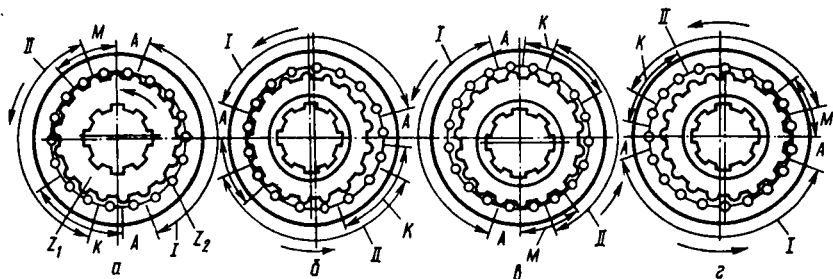


Рис. 2.44. Схема движения ротора и гидравлического поля.

Зубчатые ротор 2 и направляющая 1 образуют основной отличительный узел планетарных гидромашин — силовое соединение. В основу конструкции силового соединения планетарных гидромашин заложен принцип работы пары с внутренним зацеплением, при этом число зубьев Z_2 охватывающей шестерни на 1 зуб больше числа зубьев Z_1 охватываемой шестерни (т. е. $Z_2 = Z_1 + 1$). В такой зубчатой паре соблюдаются одновременно условия обкатки и непрерывного контакта зубьев, обеспечивающего отделение зоны нагнетания от зоны слива.

Так как гидравлическое поле движется параллельно направляющей (а направляющая выполнена в виде кольца), оно вращается. При этом ротор 2 обкатывается по направляющей 1 с той же скоростью, что и гидравлическое поле, медленно поворачиваясь в противоположную сторону, т. е. гидравлическое поле выполняет роль кривошипа планетарного редуктора.

На рисунке 2.44 представлены четыре положения ротора планетарной гидромашин. На рисунке 2.44, а отражен момент, когда с правой стороны плоскости симметрии $A-A$ находится зона I давления жидкости, а с другой — зона II слива жидкости. На рисунке 2.44, б отражен момент, когда зоны повернуты на 90° , на рисунке 2.44, в — на 180° , на рисунке 2.44, г — на 270° . Таким образом, когда гидравлическое поле сделает полный оборот против часовой стрелки, ротор повернется в противоположную сторону всего на один зуб, или на угол
$$\varphi = \frac{360^\circ}{Z_1}.$$

В зацеплении с круговым профилем зубьев, разработанным применительно к гидромашинам, зацепление происходит в двух зонах — K и M , расположенных по одну сторону плоскости $A-A$, проходящей через полюс зацепления и центры направляющей и ротора. Наличие двух зон контакта обеспечивает при работе постоянную герметичность между зонами давления и слива.

Поворот гидравлического поля осуществляется распределительными устройствами, которые обеспечивают изменение по-

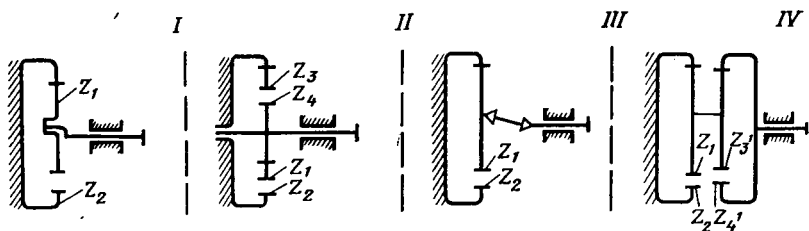


Рис. 2.45. Кинематические схемы планетарных гидромоторов.

ложения гидравлического поля синхронно обкатыванию по замкнутой направляющей ротора.

В зависимости от способа преобразования сложного плоско-планетарного движения ротора в концентричное вращение выходного вала кинематические схемы планетарных гидравлических машин могут быть четырех видов (см. рис. 2.45), отличающихся преобразующим механизмом.

В гидравлических машинах I кинематической схемы планетарное движение ротора преобразуется в концентричное вращение выходного вала за счет кривошипного механизма. Рабочий объем такого гидромотора определяется по формуле

$$V_I = 2eb\pi D_e \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (2.130)$$

где e — эксцентриситет; b — ширина ротора; D_e — диаметр выступов направляющей; Z_1 и Z_2 — соответственно число зубьев ротора и статора.

В машинах II схемы за счет дополнительного эвольвентного зацепления $Z_3=Z_4$, размещенного в одной плоскости с зацеплением кругового профиля, рабочий объем

$$V_{II} = \frac{2e\pi b D_e Z_2}{i}, \quad (2.131)$$

где i — передаточное отношение эвольвентного зацепления;

$$i = 1 + \frac{Z_1(Z_3 - Z_1)}{Z_4}. \quad (2.132)$$

В машинах III схемы — за счет подвижной муфты.

В машинах IV схемы — за счет дополнительной зубчатой пары внутреннего зацепления, сателлит которой соединен с ротором.

При этом

$$V_{III} = 2e\pi b D_e Z_2; \quad V_{IV} = 2e\pi b D_e Z_2 i, \quad (2.133)$$

где Z_3' и Z_4' — число зубьев дополнительной зубчатой пары.

$$i = \frac{Z_4'}{Z_1(Z_4' - Z_3') - Z_3'}. \quad (2.134)$$

Гидравлические машины в зависимости от кинематической схемы, по которой они собраны, при одних и тех же параметрах ротора отличаются рабочими характеристиками. Это объясняется тем, что расход жидкости на один оборот выходного вала в машинах I схемы меньше, чем во II; во II меньше, чем в III, а в III меньше, чем в IV. В машине I схемы за один оборот вала ротор совершает одно обкатывание по направляющей (т. е. происходит один цикл), в машине II схемы — $Z_1/2$ циклов, в машине III схемы осуществляется Z_1 циклов, а в машине IV схемы — $Z_1 u$ циклов, причем $u > 1$.

Планетарные машины I схемы относятся к быстроходным низкомоментным машинам, машины II, III и IV схем — к тихоходным высокомоментным машинам.

При производстве планетарных гидромашин находят применение все четыре описанные выше кинематические схемы с различными известными и вновь созданными устройствами распределения жидкости: клапанным, золотниковым и непосредственно самим ротором.

Сочетание каждого вида распределения с той или иной кинематической схемой, которые отличаются преобразующим механизмом сложного плоскопараллельного движения ротора в концентричное вращение вала, дает новый вариант планетарной гидромашин.

Регулирование частоты вращения вала гидромотора осуществляется чаще всего изменением объема жидкости, поступающей от насоса. В общем случае теоретическая производительность насоса

$$Q_n = V_n n_n e_n, \quad (2.135)$$

а расход жидкости в гидромоторе

$$Q_r = V_r n_r e_r, \quad (2.136)$$

где V_n , V_r — соответственно рабочий объем насоса и гидромотора при максимальной величине регулирования, м^3 ; n_n , n_r — соответственно частота вращения вала насоса и гидромотора, мин^{-1} ; e_n , e_r — параметры регулирования насоса и гидромотора.

Величины V и e для насоса и гидромотора зависят от конструктивных особенностей устройств.

Предполагая, что $Q_n = Q_r$, можно записать

$$i = \frac{n_n}{n_r} = \frac{V_r e_r}{V_n e_n}, \quad (2.137)$$

т. е. передаточное отношение привода зависит от параметров регулирования насоса и гидромотора и от отношения рабочих объемов.

Изменение частоты вращения вала гидромотора достигается либо изменением параметров регулирования только насоса или только гидромотора, либо регулированием обоих устройств.

При постоянной частоте вращения вала насоса изменение регулировочного параметра в нем будет вызывать линейное изменение производительности, а следовательно, частоты вращения вала гидромотора и его мощности. Крутящий момент M_T на валу гидромотора зависит от внешней нагрузки, однако при постоянном рабочем объеме гидромотора будет неизменным на всем диапазоне регулирования насоса. Это характерно для данного способа регулирования, поэтому приводы с регулируемым насосом называются *передачами с регулированием при постоянном моменте*.

Для изменения крутящего момента на валу гидромотора используют второй способ регулирования, т. е. насос обладает постоянной производительностью, а регулируют — гидромотор. При этом частота вращения вала гидромотора будет изменяться по гиперболическому закону, а мощность будет постоянной на всем диапазоне регулирования. Передачи такого рода носят название *передач с регулированием при постоянной мощности*.

Возможно также регулирование, при котором параметры регулирования насоса и гидромотора изменяются одновременно при помощи механических связей.

Если параметр регулирования насоса растет, то одновременно с этим уменьшается параметр регулирования в гидромоторе.

Передаточное отношение такой идеальной передачи изменяется от нуля до бесконечности. При постоянной частоте вращения насоса частота вращения выходного вала гидромотора растет от нуля при $e_H=0$ и до бесконечности при $e_H=1$.

Если $e_H=e_T$, то $n_H=n_T$.

В зависимости от режима работы исполнительного механизма в практике получили применение различные схемы подключения гидромотора в систему.

2.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТУРБИНЫ

Гидравлической турбиной называется ротационный двигатель, преобразующий механическую энергию водяного потока (энергию положения, давления и скорости) в энергию вращающегося вала.

Для приведения в действие турбин в основном используется энергия рек и реке — энергия морских приливов и отливов.

Гидравлическая турбина состоит из рабочего колеса с лопастями специального профиля и устройств, подводящих воду к рабочему колесу и отводящих от него воду.

Общую классификацию турбин проводят по следующим признакам.

По принципу действия, т. е. в зависимости от того, какие основные виды энергии на рабочем колесе турбины делят на реактивные и активные.

По конструктивным признакам, т. е. по форме рабочего колеса и условиям движения жидкости в его лопастной системе. Реактивные турбины делятся на осевые (поворотные-лопастные, пропеллерные), диагональные и радиально-осевые; активные — на ковшовые, наклонно-струйные и двукратные.

Область применения турбин определяется в зависимости от создаваемого напора. При напоре до 70 м применяются осевые турбины. Диагональные турбины предназначаются для диапазона напоров от 40 до 200 м. В пределах напоров 50 ... 700 м используют радиально-осевые турбины. Ковшовые турбины применяются при высоких напорах от 200 до 2000 м.

Для общего сравнения всех типов и серий турбин, классификации их по скорости и подбора используют критерий, который называется *коэффициентом быстроходности*.

Коэффициентом быстроходности называется частота вращения такой эталонной гидравлической турбины, которая при напоре 1 м развивает мощность 0,736 кВт.

По коэффициенту быстроходности турбины делятся на тихоходные, средней быстроходности, быстроходные и сверхбыстроходные.

Быстроходность зависит от формы и количества лопастей рабочего колеса. С увеличением значения коэффициента быстроходности размеры рабочего колеса и число лопастей уменьшаются.

По величине развиваемой мощности турбины условно делятся на мелкие — мощностью до 0,05 МВт; малые — мощностью от 0,05 до 0,5 МВт; средние — мощностью от 0,5 до 5 МВт; крупные — мощностью свыше 5 МВт.

Активные турбины — это турбины, в которых используется только кинетическая энергия струи, свободно вытекающей из сопла и действующей только на часть лопастей (ковшей) рабочего колеса. Весь действующий напор перед входом потока на рабочее колесо должен быть превращен в кинетическую энергию. Поток в процессе работы турбины не имеет избыточного давления, и его давление остается равным атмосферному. Скорости потока на входе и выходе с рабочего колеса практически остаются одинаковыми.

Так как $H_{ст} = 0$, то такие турбины иногда называют *свободоструйными*.

Принципиальную схему устройства активной турбины рассмотрим на примере ковшовой турбины (см. рис. 2.46).

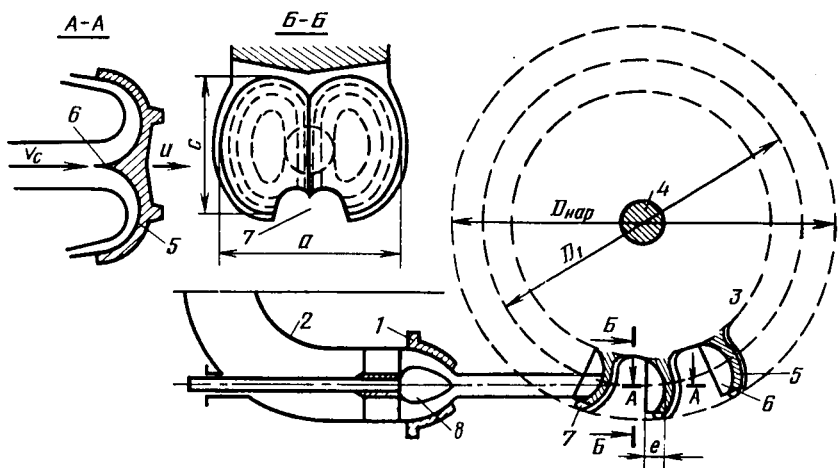


Рис. 2.46. Схема ковшовой турбины.

К основным элементам ковшовой турбины относят сопло 1, к которому вода подводится по трубопроводу 2, и рабочее колесо 3, установленное на валу 4. Лопасти 5 выполнены в виде ковшей. Каждая лопасть 5 состоит из двух криволинейных поверхностей, разделенных ножом 6. Сопло 1 и рабочее колесо 3 установлены выше уровня воды, а поперечная ось симметрии ножей совпадает с осью струи. Рабочее колесо 3 с общим числом лопастей 12... 40 вращается в воздухе.

Прорезь 7 предохраняет удар тыльной стороны лопасти о струю в момент вращения колеса 3.

Струя при попадании на лопасть 5 делится ножом 6 на две равные части, которые обтекают криволинейную поверхность и за счет изменения скорости движения воды и ее направления создают давление на лопасть; при этом возникает момент, вращающий рабочее колесо 3. Следовательно, поток оказывает на ковши только активное давление.

Игла 8 служит для регулирования мощности турбины за счет изменения расхода.

Реактивные турбины используют в основном потенциальную энергию, т. е. $H_{ст} > 0$ ($E_{п} > 0$). Поток при входе на лопасти имеет избыточное давление по сравнению с потоком, выходящим из турбины.

Поворотно-лопастная турбина (см. рис. 2.47) состоит из поворотных лопастей 1 рабочего колеса, число которых зависит от конструкции и может быть от 3 до 8, отсасывающей трубы 2, втулки 3 рабочего колеса, предназначенной для крепления ло-

пастей 1, поворотной лопатки 4 направляющего аппарата и вала турбины 5.

Реактивные турбины характеризуются сплошностью потока, по мере протекания которого по изогнутым лопастям рабочего колеса избыточное давление все время уменьшается, а скорость увеличивается, вследствие чего поток оказывает реактивное давление на лопасти, вращая рабочее колесо. Изогнутые лопасти рабочего колеса изменяют направление потока, следовательно, действие потока на лопасти рабочего колеса складывается из реактивного давления, возникающего при росте скорости потока, и давления, связанного с отклонением потока.

Основные тенденции развития турбин заключаются в росте единичной мощности, увеличении быстроходности, уменьшении габаритов и повышении КПД.

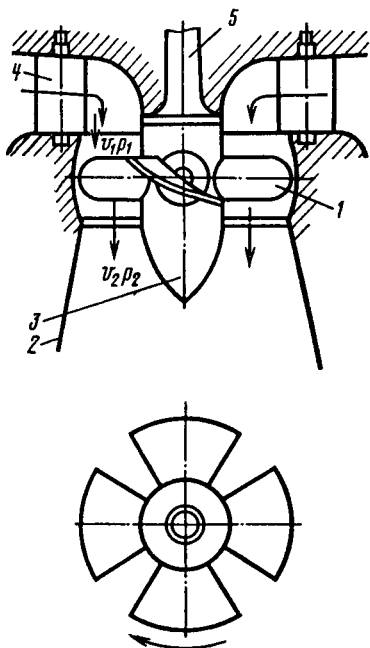


Рис. 2.47. Схема поворотно-лопастной турбины.

Глава 3. ВЕНТИЛЯТОРЫ И КОМПРЕССОРЫ

Вентиляторы — это машины, предназначенные для перемещения газовой среды за счет сообщения ей дополнительной энергии.

Классификация вентиляторов осуществляется по следующим признакам:

по принципу действия — центробежные (радиальные) и осевые;

по величине развиваемого давления — низкого ($p_{\max} < 0,981$ кПа), среднего ($0,981 < p_{\max} < 2,94$ кПа) и высокого ($2,94 < p_{\max} < 11,772$ кПа);

по быстроходности — малой, средней и большой, соответственно $n_y = 11 \dots 30$, $n_y = 30 \dots 60$, $n_y = 60 \dots 80$.

Кроме того, вентиляторы классифицируются по назначению, компоновочной схеме и типу привода.

По назначению вентиляторы бывают: общего назначения — для перемещения воздуха температурой не более 80°C ; термостойкие — для перемещения газовой среды с температурой бо-

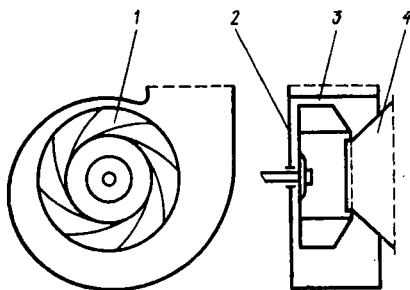


Рис. 2.48. Схема центробежного вентилятора:

1 — лопастное радиальное колесо; 2 — спиральный корпус; 3 — выходной патрубок; 4 — подвод.

лее 80°C ; пылевые — для перемещения газовой среды с наличием примеси твердых частиц; антикоррозионные — для транспортирования агрессивной газовой среды; взрывобезопасные — для перемещения взрывоопасных газов и др.

По компоновочной схеме вентиляторы делят на: одноступенчатые; двухступенчатые; с направляющим аппаратом и без него; малогабаритные; крышные и потолочные.

В сельскохозяйственном производстве наибольшее распространение получили центробежные вентиляторы. Они используются в зерноочистительных машинах, в опрыскивателях, для пневмотранспорта, для кондиционирования помещений и кабин мобильных сельскохозяйственных машин и т. д.

Центробежный вентилятор (см. рис. 2.48) состоит из лопастного радиального колеса 1, спирального корпуса (кожух или улитка) 2, выходного патрубка 3 и подвода 4.

Рабочий процесс вентилятора осуществляется следующим образом: газовая среда к рабочему колесу поступает в осевом направлении через подвод 4, в котором устанавливают поворотные лопатки для регулирования подачи вентилятора.

В рабочем колесе направление движения газовой среды изменяется под углом 90° , т. е. среда в рабочем колесе центробежного вентилятора движется радиально. При этом механическая энергия привода превращается в энергию перемещения газовой среды. Под действием центробежных сил газовая среда, находящаяся в межлопастных пространствах, повышает свою энергию и выбрасывается в спиральный канал, образованный корпусом 2, и далее — в напорный патрубок постоянного сечения.

В спиральном корпусе 2 энергия скорости газовой среды частично преобразуется в потенциальную энергию давления, а другая часть, в зависимости от степени реактивности рабочего колеса, — в кинетическую энергию скоростного напора.

Воздух, поступающий с большой скоростью из рабочего колеса, тормозится в кожухе вентилятора. При этом скоростной напор преобразуется в потенциальную энергию давления. Спиральная форма кожуха способствует этому процессу. Расширяющийся канал вызывает уменьшение скорости и увеличение давления. Получаемое на выходе из вентилятора избыточное давление идет на преодоление сопротивления в системе воздухопроводов. В за-

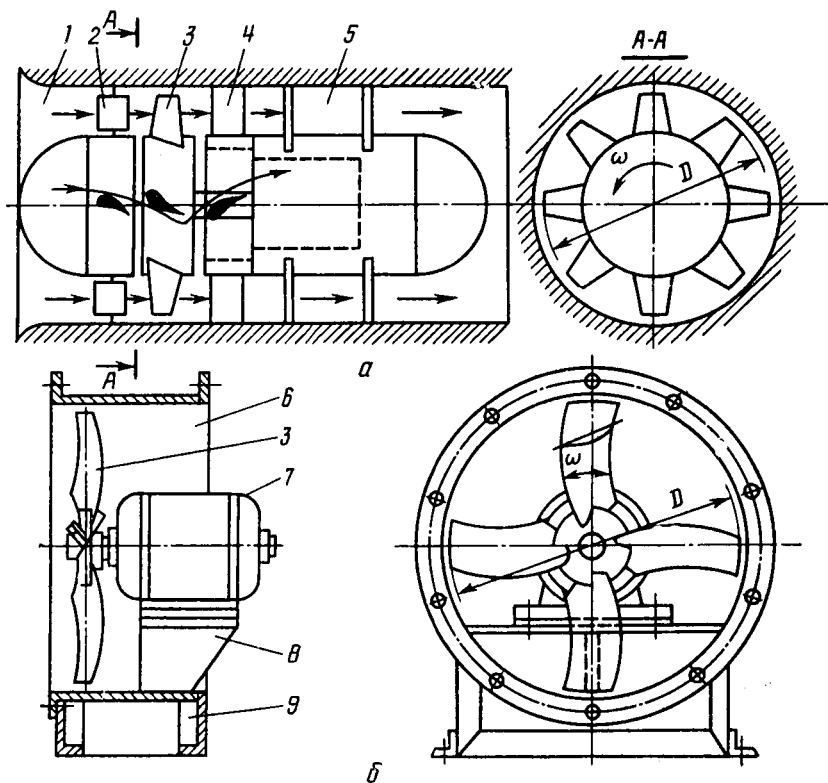


Рис. 2.49. Схемы осевых вентиляторов:

a — с направляющим аппаратом; *b* — без направляющего аппарата (типа МЦ):
 1 — горловина; 2 — направляющий аппарат; 3 — рабочее колесо; 4 — выправляющий аппарат; 5 — диффузор; 6 — корпус; 7 — электродвигатель; 8 — кронштейн; 9 — опорная стойка.

в зависимости от назначения вентилятора рабочие колеса могут иметь лопатки трех типов: загнутые вперед, радиальные и отогнутые назад. Колеса с лопатками, отогнутыми назад, применяются в вентиляторах низкого давления.

Центробежные вентиляторы в зависимости от подачи проектируются сериями, состоящими из нескольких разных по размерам, но обычно геометрически подобных номеров. Номер вентилятора определяется наружным диаметром рабочего колеса в дециметрах.

Осевой вентилятор (см. рис. 2.49) состоит из входной горловины 1, которая служит для обеспечения входа газовой среды в проточную часть вентилятора, входного направляющего аппарата 2, служащего для регулирования работы вентилятора, ра-

бочего колеса 3, выправляющего аппарата 4, диффузора 5, корпуса 6 и электродвигателя 7, установленного на кронштейне 8, который закреплен на опорной стойке 9.

При вращении рабочего колеса 3 газовая среда через горловину 1 плавно входит в проточную часть вентилятора. В рабочем колесе 3 происходит превращение энергии газовой среды за счет сильной закрутки, поворота и перемещения в осевом направлении. На выправляющем аппарате и происходят ликвидация закрутки потока и преобразование кинетической энергии газа в энергию давления. Далее поток газовой среды поступает в выпускное окно.

Регулирование подачи осевых вентиляторов может осуществляться четырьмя способами: изменением частоты вращения, направляющим аппаратом на входе, поворотом лопастей и одновременно двумя последними способами.

Осевые вентиляторы главным образом используются для санитарно-технических и производственных целей. Достоинство осевых вентиляторов состоит в том, что при изменении направления вращения рабочего колеса изменяется направление движения потока, т. е. они реверсивны.

Осевые вентиляторы используют при давлении 30 ... 10 000 Па (при $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ и подаче до $130 \text{ м}^3/\text{с}$).

Номер осевого вентилятора устанавливается по диаметру рабочего колеса, выраженному в дециметрах. Рабочие колеса таких вентиляторов могут иметь размеры от 250 до 2000 мм.

Другие типы вентиляторов, в основном представляют собой модернизацию радиальных (центробежных) вентиляторов. К ним относятся прямоточный, смерчевой, дисковый, вихревой, диаметральный и крышный.

В *прямоточном вентиляторе* (см. рис. 2.50, а) поток с лопаточного колеса направляется в спиральный корпус по диагонали. Такие вентиляторы применяются в установках с малыми габаритами по радиусу.

У *смерчевых вентиляторов* (см. рис. 2.50, б) при вращении колеса, впереди него, возникает смерчеобразное (круговое) движение воздуха, благодаря чему примеси проходят, минуя колесо. Такие вентиляторы нашли применение в качестве пылевых в тех случаях, когда возникает опасность механического повреждения пылевых примесей и самих лопаток.

Дисковый вентилятор (см. рис. 2.50, в) имеет рабочее колесо в виде дисков-колец, расположенных на незначительном расстоянии друг от друга. Их используют в том случае, когда шум недопустим, например в кондиционерах.

В *вихревом вентиляторе* (рис. 2.50, г) рабочим колесом служит втулка с выступающими радиально-открытыми лопатками, располагаемая в цилиндрическом корпусе. Благодаря этому вих-

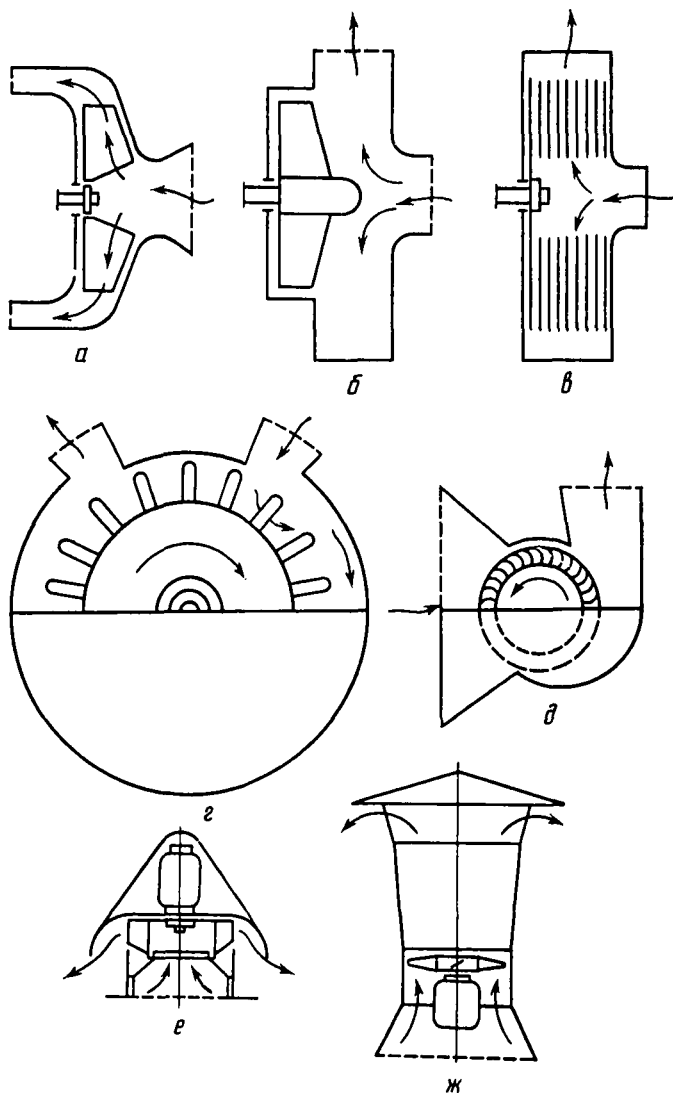


Рис. 2.50. Схемы других типов вентиляторов:

a — прямоточный; *б* — смерчевой; *в* — дисковый; *г* — вихревой; *д* — диаметральный; *е* и *ж* — крышный

ревой вентилятор при относительно малой производительности создает высокое давление, работая сравнительно бесшумно. Однако конструктивно он достаточно сложен.

Диаметральный вентилятор (рис. 2.50, *д*) имеет рабочее колесо с загнутыми вперед лопатками, которое частично установлено в коленообразном корпусе. При вращении рабочего колеса образуется вихревое несимметричное поле, вызывающее двукратное прохождение потока по диаметру, через вращающуюся решетку колеса. Такие вентиляторы также создают высокое давление; их применяют для создания воздушных завес, обдува электронной аппаратуры и т. п.

Вентиляторы любого типа, расположенные на вертикальной оси в коротком патрубке в отверстии через кровлю, называют *крышными* (рис. 2.50, *е* и *ж*). Такие вентиляторы предназначены прежде всего для вытяжной бессетевой вентиляции производственных помещений.

Перечисленные вентиляторы имеют несколько меньший КПД, чем центробежные и осевые.

Энергетические параметры работы вентилятора характеризуются подачей, давлением, КПД и мощностью.

Объемная подача вентилятора — это объем газовой среды, перемещаемой в единицу времени. Подача определяется либо по действительным условиям на всасывании или нагнетании, либо ее приведением к нормальным условиям: $t=20^{\circ}\text{C}$; $p=760$ мм рт. ст.; $\rho=1,2$ кг/м³; относительная влажность 50%.

Полное давление p , создаваемое вентилятором, отсчитывается от атмосферного и выражается в виде суммы статического $p_{\text{ст}}$ и динамического $p_{\text{д}}$ давления:

$$p = p_{\text{ст}} + p_{\text{д}} \quad (2.138)$$

Статическое давление

$$p_{\text{ст}} = p_{\text{в}} + p_{\text{н}} \quad (2.139)$$

где $p_{\text{в}}$ — вакуумметрическое давление на всасывании, Па; $p_{\text{н}}$ — давление на нагнетании, Па.

Динамическое давление определяется по средней скорости на выходе из вентилятора:

$$p_{\text{д}} = \rho v_{\text{н}}^2 / 2 \quad (2.140)$$

Так как давление, создаваемое вентилятором, невелико, сжимаемостью газов в вентиляторах можно пренебречь, и тогда теоретические основы работы колесных насосов применимы и для вентиляторов. Однако при скорости $v_{\text{н}} > 50$ м/с необходимо учитывать сжимаемость газовой среды.

Аналогично с насосом иногда пользуются понятием полного напора вентилятора:

$$H = p/\rho g. \quad (2.141)$$

Коэффициент полезного действия вентилятора равен отношению полезной мощности к мощности, потребляемой вентилятором:

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{Qp}{1000N}. \quad (2.142)$$

КПД центробежных вентиляторов составляет 0,62 ... 0,90, осевых 0,85 ... 0,94.

Потребляемая вентилятором мощность зависит от объема перемещаемой газовой среды, давления, КПД и вычисляется по формуле

$$N = \frac{Vp10^{-6}}{3,6\eta}, \quad (2.143)$$

где V — объем перемещаемого воздуха, м³/ч; p — давление, создаваемое вентилятором, Па.

Окружная скорость вентилятора определяется по формуле

$$u = \pi Dn/60. \quad (2.144)$$

Быстроходность (удельная частота вращения) вентиляторов определяется по зависимости

$$n_y = n \sqrt[3]{Q/\sqrt{p^4}}. \quad (2.145)$$

Значение величины коэффициента быстроходности определяют вид и размеры основных элементов вентилятора. Следовательно, эта величина служит не только для классификации вентиляторов, но также и для подбора их на заданный режим работы.

Характеристиками вентиляторов (см. рис. 2.51) называют графические зависимости давления (напора), мощности и КПД от подачи.

Различают аэродинамические и безразмерные аэродинамические характеристики. Характеристики строят на основании испытания вентиляторов при постоянной частоте вращения и для воздуха с плотностью $\rho = 1,2$ кг/м³. Типичная аэродинамическая (полная) характеристика вентилятора представлена на рисунке 2.51, г. Полные характеристики вентилятора весьма наглядно отражают особенности их работы и позволяют подобрать для данного воздухопровода наиболее экономичный вентилятор.

Наиболее важная — это так называемая характеристика давления (напорная характеристика) вентилятора, которая устанавливает графическую зависимость давления от подачи (см. рис.

2.51, в). Характеристика давления может представлять собой непрерывно падающую кривую 3 или падающую кривую 2 с выгибом. Это объясняется тем, что при изменении подачи изменяется скорость потока на выходе из рабочего колеса, а следовательно, и величина гидравлических потерь внутри рабочего колеса, которые могут меняться неравномерно. Если же изменение скорости в процессе работы вентилятора не учитывать, то характеристика будет представлять собой прямую, параллельную оси (кривая 1). Однако на практике кривая $p=f(Q)$ не может быть прямолинейной. Причем для разной частоты вращения рабочего колеса будут свои характеристики, как правило, эквидистантно расположенные между собой.

Применять вентиляторы с седлообразной формой характеристики при значительном статическом напоре на сеть нежелательно. Не рекомендуется также эксплуатация вентиляторов из-за низкого КПД на начальном участке седлообразной характеристики. Запрещается эксплуатация вентиляторов при $\eta < 0,9\eta_{\max}$.

Из формулы, по которой определяют полезную мощность вентилятора

$$N_{\text{п}} = \frac{Qp}{1000}, \quad (2.146)$$

следует, что $N_{\text{п}}=0$ при $Q=0$ или $p=0$, т. е. кривая зависимости $N=f(Q)$ начинается от нуля, достигает максимума и снова снижается (рис. 2.51, б). В действительности же для центробежных вентиляторов (лопатки загнуты вперед) мощность непрерывно и круто растет (кривая 2). Для вентилятора с отогнутыми назад лопатками кривая $N=f(Q)$, еще не достигая значения $Q_{\text{опт}}$, начинает перегибаться и снижается (кривая 3).

Для осевых вентиляторов зависимости $N=f(Q)$ значительно различаются по характеру. Например, у одних вентиляторов (кривая 3) $N=f(Q)$ похожа на кривую $p=f(Q)$ радиального вентилятора; у других — с увеличением подачи вентилятора мощность неуклонно падает (кривая 4). Существуют осевые вентиляторы, мощность у которых с изменением подачи практически не изменяется вплоть до Q_{\max} (кривая 5).

КПД в начальной точке равен нулю, далее, при увеличении подачи, возрастает до некоторого максимального значения и снова падает. Осевые вентиляторы имеют максимальное значение КПД выше, чем радиальные.

Безразмерные аэродинамические характеристики вентиляторов представлены на рисунке 2.51, а.

Различают следующие безразмерные коэффициенты:

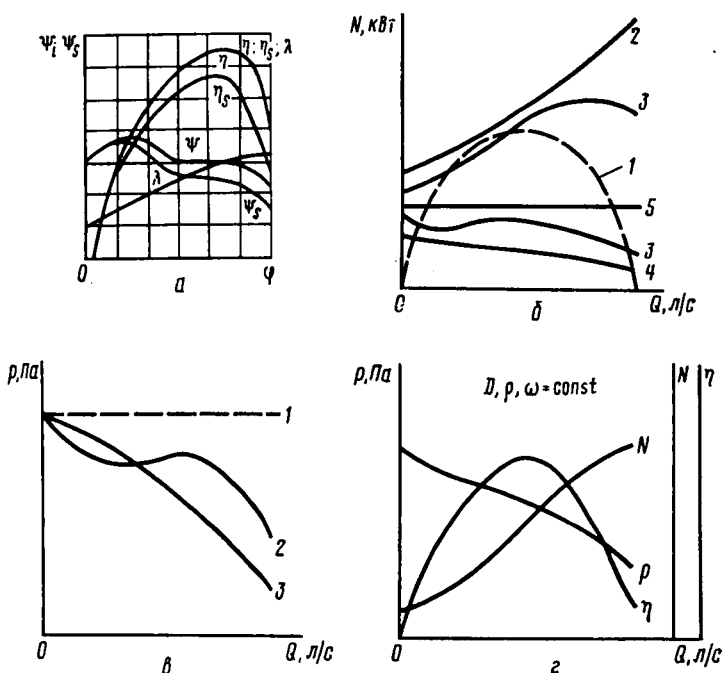


Рис. 2.51. Характеристики вентиляторов:

a — безразмерная аэродинамическая характеристика при постоянной частоте вращения; *б* — характеристики $N=f(Q)$ для различных типов вентиляторов; *в* — характеристики давления $p=f(Q)$; *г* — полная характеристика.

1. Коэффициент расхода (подачи)

$$\varphi = \frac{4Q}{\pi D_2^2 u_2} \quad (2.147)$$

2. Коэффициенты полного ψ , статического $\psi_{ст}$ и динамического $\psi_{д}$ давления:

$$\psi = \frac{p}{\rho/2u_2^2}; \quad \psi_{ст} = \frac{p_{ст}}{\rho/2u_2^2}; \quad \psi_{д} = \frac{p_{д}}{\rho/2u_2^2}; \quad (2.148)$$

$\psi=0,8 \dots 2,5$ — для радиальных вентиляторов; $\psi=0,05 \dots 0,2$ — для осевых вентиляторов вследствие отсутствия центробежных сил.

3. Коэффициент мощности λ , потребляемой вентилятором:

$$\lambda = \frac{1000N}{\rho/2 \frac{\pi D_2^2}{4} u_2^3} \quad (2.149)$$

4. Полный КПД вентилятора η , определяемый через безразмерные коэффициенты:

$$\eta = \frac{\varphi\psi}{\lambda} . \quad (2.150)$$

5. Статический КПД вентилятора

$$\eta_{ст} = \frac{Qp_{ст}}{1000V} . \quad (2.151)$$

Выбор вентилятора производят по характеристикам на основании расчета сети по подаче и давлению. Кроме того, руководствуются конструктивными и эксплуатационными характеристиками вентиляторов. Выбранный вентилятор должен работать наиболее экономично, т. е. с максимальным КПД.

Перед выбором типа вентилятора желательно определить коэффициент его быстроходности. При $n_v > 100$ предпочтение необходимо отдать осевому вентилятору; если же $n_v < 100$, то предпочтительнее радиальный вентилятор. В качестве критерия выбора типа вентилятора может также служить давление. При $p > 300$ Па рекомендуется центробежный вентилятор.

После определения типа вентилятора следует выбрать наиболее подходящую серию. При выборе радиальных вентиляторов коэффициент быстроходности входит в наименование серии. В данном случае определяющий критерий — расчетное давление, так как для каждой серии радиальных вентиляторов в зависимости от конструкции рабочего колеса завод-изготовитель лимитирует по соображениям прочности окружную скорость, а значит, и давление.

Когда выбрана серия, то остается выбрать размер вентилятора (номер) и на его характеристике $p = f(Q)$ по точке пересечения Q и p определить частоту вращения и КПД.

Мощность вентилятора рассчитывается по формуле (2.146), а мощность приводного двигателя принимается по формуле

$$N_{дв} = m \frac{Qp}{1000\eta_{п}} , \quad (2.152)$$

где $m = 1,05 \dots 1,2$ — коэффициент запаса мощности; $\eta_{п}$ — КПД передачи; $\eta_{п} = 1$ — при соединении двигателя с вентилятором через муфту; $\eta_{п} = 0,92$ — при клиноременной передаче.

При малом давлении рекомендуется применять осевые вентиляторы. Их мощность в меньшей степени зависит от изменения подачи, они удобны в регулировке.

Обозначение центробежных вентиляторов состоит из буквы Ц, для центробежных пылевых — ЦП, пятикратного значения коэффициента полного давления, коэффициента быстроходности и номера вентилятора. Например, Ц4-70-4; Ц — центробежный; 4 —

коэффициент полного давления при оптимальном режиме работы $\psi=0,85$; 70 — коэффициент быстроходности; 4 — номер вентилятора.

Пример условного обозначения осевого вентилятора — 06-300 № 6, 3.

Компрессоры — машины для сжатия и перемещения газовой среды. Основные параметры компрессора — это объемная подача Q , давление на входе p_1 и давление на выходе p_2 или степень повышения давления $\varepsilon=p_2/p_1$, частота вращения n и мощность N на валу компрессора.

Компрессоры классифицируются по следующим признакам.

По принципу действия компрессоры делятся на объемные, лопастные (турбокомпрессоры) и струйные.

По конструкции объемные компрессоры подразделяются на поршневые, роторные, свободно-поршневые и мембранные, а турбокомпрессоры — на центробежные и осевые.

Объемный компрессор — это машина, в которой процесс повышения давления происходит в результате периодического уменьшения объема, занимаемого газовой средой.

Турбокомпрессор — это машина, в которой создание ускорений в потоке газовой среды происходит в результате взаимодействия с ним вращающейся решетки лопаток.

По назначению компрессоры классифицируются по отрасли техники или производства в зависимости от рода сжимаемого газа и по непосредственному назначению (гаражные, тормозные и др.).

По конечному давлению компрессоры различают: вакуум-компрессоры для отсасывания газа с давлением ниже атмосферного или нагнетания до атмосферного или выше; газодувки — для нагнетания газа при давлении до 0,3 МПа; компрессоры низкого давления в пределах от 0,3 до 1,2 МПа, среднего от 1,2 до 10 МПа, высокого от 10 до 100 МПа и сверхвысокого давления свыше 100 МПа.

По подаче каждый тип компрессоров имеет соответствующую классификацию: микрокомпрессоры, компрессоры малой, средней и большой подачи.

По типу привода: с приводом от электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания и турбины.

Контрольные вопросы и задания. 1. Какие выделяют два класса гидравлических машин? 2. Чем отличаются лопастные от объемных насосов? 3. Объясните принцип работы центробежного насоса. 4. Как определить требуемый напор насоса? 5. Как определить напор насоса, создаваемый на данной установке? 6. Как зависит напор насоса от его конструктивных параметров? 7. Что такое рабочая характеристика насоса? 8. По каким признакам классифицируются насосы? 9. Объясните принцип действия объемных насосов. 10. От чего зависит подача объемных насосов? 11. Каков вид рабочей характеристики поршневых и роторных насосов?

Раздел 3. ГИДРОПРИВОД

Глава 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ, ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Основные положения. Под гидроприводом понимают совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. Иногда понятие гидропривода отождествляют с понятием гидросистемы. В соответствии с существующим определением гидросистема — это совокупность гидроустройств, входящих в состав объемного гидропривода.

Основной элемент гидропривода — гидропередача. Рабочей жидкостью для гидропередач служат, как правило, минеральные масла, реже специальные жидкости и вода. Гидравлические передачи, входящие в систему гидропривода, подразделяются на две основные группы: гидростатические, или объемные, и гидродинамические.

Преимущества гидропривода. Благодаря тому, что гидропривод позволяет улучшить эксплуатационные и технико-экономические характеристики машин и механизмов, он нашел широкое распространение на тракторах и машинах сельскохозяйственного назначения. Применение гидропривода на тракторах и сельскохозяйственных машинах обусловлено рядом его преимуществ в сравнении с механическими приводами:

- независимость взаимного расположения узлов гидропривода; малые габариты и высокая передаваемая мощность на единицу массы;

- возможность получения больших передаточных отношений без применения механических редукторов;

- простота разветвления мощности без кинематических сложных и малонадежных приводов со значительным количеством цепей, ремней, карданных валов и других элементов механических передач;

- широкая унификация в пределах ряда машиностроительных отраслей;

- надежное предохранение рабочих органов от перегрузок;

- возможность бесступенчатого регулирования скоростных режимов и легкость управления;

снижение затрат времени на регулировку и техническое обслуживание машин;

возможность автоматизации процесса управления;

улучшение условий работы механизаторов.

Недостатки гидроприводов. В то же время гидроприводы не лишены недостатков, к основным из которых следует отнести:

влияние температуры внешней среды на параметры гидропередачи;

высокие потери мощности на преодоление трения рабочей жидкости в гидрелиниях, потери с внутренними и внешними утечками рабочей жидкости;

возможные нарушения работы гидропривода вследствие наличия воздуха в системе;

сжимаемость рабочей жидкости, ограниченность быстродействия.

Общая характеристика. По назначению гидроприводы тракторов и сельскохозяйственных машин можно разделить на три группы: гидроприводы рабочих органов; гидроприводы дистанционного управления и гидроприводы ходовой части гидротрансмиссии.

В свою очередь, гидроприводы рабочих органов делятся на гидроприводы активных рабочих органов и гидроприводы управления положением рабочих органов.

Гидроприводы активных рабочих органов обеспечивают передачу энергии непосредственно к рабочим органам машины для выполнения непрерывного или циклически повторяющегося процесса. В зависимости от особенностей технологического процесса гидроприводы обеспечивают постоянную или переменную скорость движения рабочего органа, могут быть реверсивными или неревверсивными по направлению движения.

Гидроприводы управления положением рабочего органа устанавливают или фиксируют эти органы в заданном положении относительно сельскохозяйственной машины (дополнительные опоры грейферных погрузчиков, штанги опрыскивателей и др.). В ряде случаев гидропривод обеспечивает установку рабочих органов в «плавающем» положении, при котором рабочий орган перемещается под влиянием действующих на него сил. Такое управление обычно используется для копирования рельефа почвы режущими и подбирающими рабочими органами.

Среди гидроприводов дистанционного управления наиболее полно рассмотрен гидропривод рулевого управления, который предназначен для уменьшения усилий, необходимых для управления самоходной машиной, и обеспечивает передачу энергии от вала двигателя внутреннего сгорания к механизму поворота, при этом от механизатора требуется только усилие для перемещения гидравлических распределительных устройств. Поворот управ-

ляемых колес при неработающем двигателе осуществляется за счет сил, прикладываемых к рулевому колесу.

Гидротрансмиссии выполняют несколько функций: передачу энергии, необходимой для движения самоходной машины при неизменной частоте вращения вала двигателя внутреннего сгорания; динамическое торможение самоходной машины, достигаемое уменьшением подачи насоса.

Бесступенчатое изменение скорости движения самоходной машины позволяет полностью использовать мощность двигателя и выполнять технологический процесс на оптимальных режимах. Управление гидротрансмиссией осуществляется, как правило, одной рукояткой или педалью, что значительно снижает психофизическую нагрузку на механизатора и все вместе позволяет значительно повысить производительность самоходных машин в сравнении с прицепными.

Глава 2. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ, ТИПОВЫЕ СХЕМЫ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Классификация и типовые схемы. Под объемным понимается такой гидропривод, основа которого — объемная гидropередача. Как уже было сказано, объемная гидropередача определяется как гидравлическая передача, составленная из объемного насоса, объемного гидродвигателя, регулирующей, распределительной и предохранительной аппаратуры и магистральной линии.

Объемные гидроприводы классифицируются по следующим признакам: по характеру движения выходного звена — поступательные, поворотные и вращательного движения; по источнику подачи рабочей среды — насосные, аккумуляторные и магистральные; по циркуляции рабочей среды — с разомкнутым и замкнутым потоком; по наличию управления и типу управляющего устройства — с дроссельным, машинным, с машинно-дроссельными типами управления, с управлением противодавлением, с управлением приводящим двигателем или без управления.

По задаче управления гидроприводы с автоматическим управлением классифицируются на стабилизирующие, программные и следящие.

В гидроприводах поступательного движения объемный гидродвигатель — это гидроцилиндр, в гидроприводах поворотного движения — поворотный гидродвигатель, а в гидроприводах вращательного движения — соответственно гидромотор.

По источнику подачи рабочей среды наибольшее применение в технике получили насосные гидроприводы, в которых рабочая

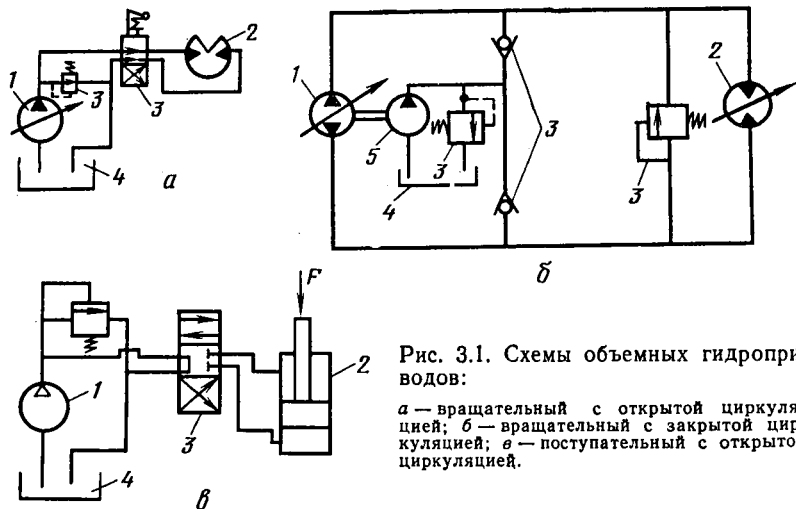


Рис. 3.1. Схемы объемных гидроприводов:

а — вращательный с открытой циркуляцией; *б* — вращательный с закрытой циркуляцией; *в* — поступательный с открытой циркуляцией.

жидкость от насоса поступает в гидродвигатель. В других типах гидроприводов рабочая жидкость в гидродвигатель поступает либо от пневмогидроаккумулятора — аккумуляторный гидропривод, либо от общей, питающей несколько гидроприводов магистрали — магистральный гидропривод.

Насосный гидропривод, в котором рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает в гидробак, называется *гидроприводом с разомкнутым потоком*. В *гидроприводе с замкнутым потоком* рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает непосредственно на вход насоса.

Гидропривод с разомкнутым потоком обычно используется при небольшой частоте вращения или скорости перемещения рабочего органа, а также при нереверсивной его работе.

Там, где требуется обеспечить реверсивный характер работы и управление параметрами выходного звена, как правило, применяют гидропривод с замкнутым потоком. При этом внутренние утечки рабочей жидкости в элементах гидропривода компенсируются специальным дополнительным насосом.

Объемный гидропривод с изменяющимися параметрами движения выходного звена называется *управляемым гидроприводом*, и, наоборот, если в объемном гидроприводе параметры движения, в частности скорость, не изменяются, то такой гидропривод принято считать *неуправляемым*.

Типовые схемы объемных гидроприводов приведены на рисунке 3.1.

Принцип действия и основные параметры. Из известных в

гидравлике трех видов механической энергии жидкости: удельная энергия положения Z , удельная энергия давления p/ρ , а также кинетическая энергия $(u^2/2g)$ —в объемных гидроприводах используется удельная энергия давления, которая с помощью объемных гидродвигателей преобразовывается в механическую работу.

Принцип действия объемного гидропривода основан на законе Паскаля и высоком модуле объемного сжатия рабочей жидкости.

На этом принципе основана работа многих гидроприводов различных машин. Движение от одного подвижного звена к другому передается замкнутым между ними объемом жидкости, давление которой зависит от величины внешней нагрузки, поэтому все гидравлические передачи этого типа называются гидрообъемными, или гидростатическими. Второе название указывает на то, что в этих передачах используют так называемый статический напор жидкости, подобно тому, как это происходит, например, в водонапорной башне.

Основные силовые и скоростные параметры объемных гидроприводов — это давление и расход рабочей жидкости, а также мощность гидропривода, которые рассчитываются по формулам, приведенным в параграфе 2.2.

2.2. РЕГУЛИРУЕМЫЙ ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

Управляемые гидроприводы подразделяются: по конструкции регулирующего устройства — с дроссельным, объемным машинным и объемно-дроссельным регулированием; по способу автоматизации регулирования — с автоматическим и ручным регулированием; по задачам регулирования — стабилизирующие, программные и следящие.

В гидроприводах с дроссельным регулированием скорости движения выходных звеньев гидродвигателей изменяются с помощью регулирующих гидроагрегатов, а в гидроприводах с объемным регулированием — с помощью регулируемых гидромашин.

В стабилизирующем гидроприводе скорость движения выходного звена гидродвигателя поддерживается постоянной, в программном гидроприводе — изменяется по заданной программе, а в следящем гидроприводе — изменяется по определенному закону в зависимости от заданного воздействия, величина которого заранее неизвестна.

В сельскохозяйственных машинах наибольшее применение находят гидроприводы с дроссельным регулированием, а в самоходных машинах с гидротрансмиссией применяются гидропередачи с объемным регулированием.

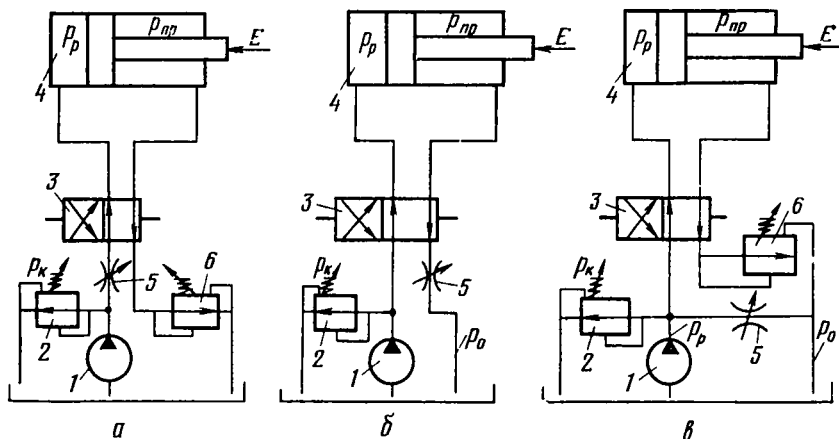


Рис. 3.2. Схемы гидроприводов с различными способами дроссельного регулирования:

а — на входе; *б* — на выходе; *в* — в ответвлениях.

Дроссельный способ регулирования скорости ввиду больших потерь мощности менее эффективен, особенно при эксплуатации гидроприводов большой мощности. Однако гидравлические схемы с дроссельным регулированием проще и дешевле.

В гидроприводах с дроссельным регулированием применяют преимущественно нерегулируемые насосы, гидросхемы выполняются с разомкнутой циркуляцией. Характерно для этого способа неравенство

$$Q_n > Q_d, \quad (3.1)$$

т. е. подача насоса Q_n больше, чем расход рабочей жидкости Q_d через гидродвигатели и часть рабочей жидкости постоянно отводится в бак, не выполнив никакой полезной работы.

При дроссельном регулировании в мобильных машинах используют три способа установки дросселя в гидроприводах: на входе, выходе и в ответвлениях.

В гидроприводе (см. рис. 3.2, *а*) между насосом 1 и распределителем 3 установлен дроссель 5, от настройки которого зависит скорость поршня гидроцилиндра 4. Если сохранено условие (3.1), то избыток жидкости отводится через напорный золотник 2, а перед дросселем 5 удерживается постоянное давление, соответствующее настройке золотника 2. Для стабилизации сил трения в сливной магистрали установлен напорный клапан 6 или демпфер, создающий противодействие (p_{np}) в нерабочей полости гидроцилиндра обычно 0,2... 0,3 МПа.

Давление в левой полости гидроцилиндра (p_p) пропорционально полезной нагрузке (F), поэтому при ее изменении меняется и давление (p_p), т. е. с некоторым приближением можно считать, что давление после дросселя (p_p) и перепад давления (Δp_d) на дросселе переменны, следовательно, с изменением полезной нагрузки, Δp_d в дросселе и расход жидкости через дроссель будут также изменяться.

В гидроприводе (рис. 3.2, б) дроссель 5 подключен к сливной магистрали после распределителя 3. Скорость поршня в данном случае определяется объемом жидкости, который вытесняется из штоковой полости гидроцилиндра через дроссель 5 в бак. Перепад давления на дросселе 5 в этой схеме также будет переменным, так как $\Delta p_d = p_p - p_0$, а величина p_p зависит от рабочей нагрузки. Давление p_0 за дросселем практически величина постоянная, а следовательно, переменными будут расход жидкости через дроссель и скорость поршня.

В гидроприводе, схема которого приведена на рисунке 3.2, в, поток жидкости от насоса разделяется на два потока: к гидроцилиндру 4 и к дросселю 5. Скорость поршня здесь будет также зависеть от настройки дросселя 5: при закрытом дросселе 5 она максимальна, при открытом — будет уменьшаться. Если при открытом дросселе 5 сопротивление его меньше, чем на магистрали гидроцилиндра 4, то вся жидкость будет отводиться через дроссель 5 и поршень остановится. Золотник 2 в этой схеме включается в работу эпизодически, в момент перегрузок, выполняя таким образом функцию предохранительного устройства, т. е. данная схема имеет более высокий КПД.

В этой схеме, как и в рассмотренных выше, $\Delta p_d = p_p - p_0$ — величина переменная, так как p_p зависит от нагрузки.

Из анализа работы гидроприводов с дроссельным способом регулирования скорости следует, что, независимо от места расположения дросселя, не обеспечивается постоянство скорости поршня при неизменной настройке дросселя, если нагрузка в процессе работы изменяется.

Для стабилизации скорости поршня (вала гидромотора) в гидроприводах применяются дроссели с регулятором, который поддерживает перепад давления на дросселе на постоянном уровне.

Для любого дросселя расход определяется по формуле

$$Q_{др} = \mu f_d \Delta p_d^m \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}, \quad (3.2)$$

где μ — коэффициент расхода (безразмерная величина); f_d — площадь отверстия, m^2 ; m — показатель степени, зависящий от конструкции дросселя; $m = 0,5 \dots 1$; γ — удельный вес жидкости; g — ускорение силы тяжести, m^2/c .

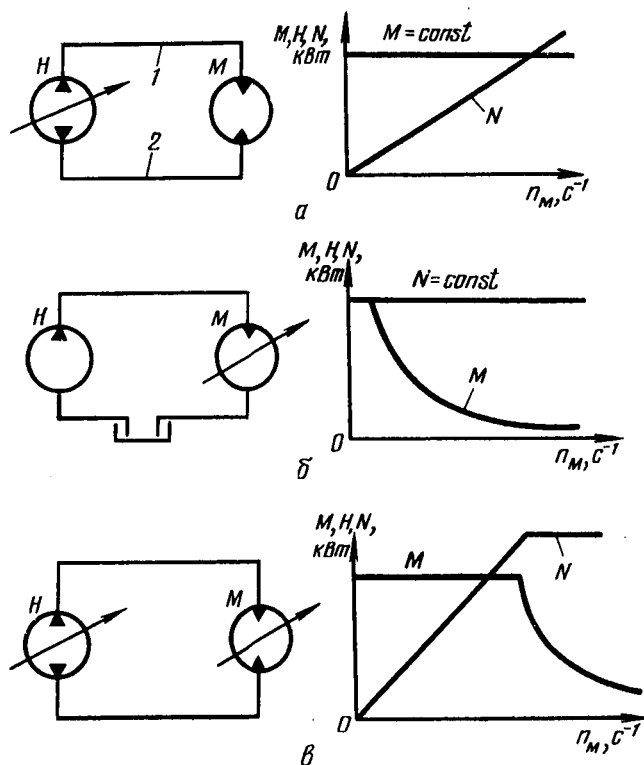


Рис. 3.3. Схемы гидроприводов вращательного движения с объемным регулированием и их характеристики:

а — с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором; б — с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом; в — с регулируемым насосом и гидромотором.

На рисунке 3.3 приведены простейшие схемы гидроприводов вращательного движения с объемным регулированием. Теоретическую расчетную частоту вращения вала гидромотора в рассматриваемых приводах определяют из условий равенства подачи насоса и расхода жидкости гидромотора: $Q_H = Q_M$.

Регулировать частоту вращения гидромотора в гидроприводах с объемным регулированием можно тремя способами: изменяя рабочий объем насоса; изменяя рабочий объем гидромотора; одновременно изменяя рабочие объемы и насоса, и гидромотора. Первый способ применяют в гидроприводах поступательного, поворотного и вращательного движения, второй и третий — только в гидроприводах вращательного движения.

Гидропривод с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором наиболее распространен. Частоту вращения гидромотора регулируют, изменяя рабочий объем насоса, а изменение направления вращения вала гидромотора осуществляют благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, создаваемого насосом. При этом вначале подачу насоса уменьшают до нуля, а затем увеличивают, но в противоположном направлении.

В результате функции гидролиний меняются: линия 2 становится напорной, а линия 1 — сливной.

На рисунке 3.3, а показаны характеристики такого гидропривода с учетом следующих условий:

$$n_n = \text{const}; \quad V_{\text{ом}} = \text{const}; \quad \Delta p = \text{const}.$$

Основные параметры гидропривода определяют по следующим формулам:

$$n_m = n_n \frac{V_{\text{он}}}{V_{\text{ом}}}; \quad (3.3)$$

$$N_n = N_m = Q_n \Delta p \neq \text{const}; \quad (3.4)$$

$$M_m = \frac{1}{2\pi} V_{\text{ом}} \Delta p = \text{const}. \quad (3.5)$$

Следовательно, частота вращения гидромотора и его мощность изменяются в рассматриваемом гидроприводе прямо пропорционально рабочему объему насоса, а крутящий момент гидромотора (без учета потерь) — постоянный.

На рисунке 3.3, б приведены характеристики гидропривода с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом с учетом следующих условий:

$$n_n = \text{const}; \quad V_{\text{он}} = \text{const}; \quad \Delta p = \text{const}.$$

Тогда

$$N_m = Q_n \Delta p = \text{const}; \quad (3.6)$$

$$M_m = \frac{1}{2\pi} V_{\text{ом}} \Delta p \neq \text{const}. \quad (3.7)$$

Частота вращения гидромотора изменяется в рассматриваемом гидроприводе обратно пропорционально рабочему объему гидромотора. Например, чтобы увеличить частоту вращения гидромотора, необходимо уменьшить его рабочий объем, при этом уменьшается его крутящий момент. Теоретическая мощность привода (без учета потерь) в данном гидроприводе — постоянна. К недостаткам гидропривода с регулируемым гидромотором следует отнести сложность управления гидромоторами в случае их значительного удаления от оператора и ограничения мини-

мального рабочего объема, при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным или меньше момента внутреннего трения самоторможения.

Для гидроприводов с регулируемым насосом и гидромотором (рис. 3.3, в) характерен большой диапазон регулирования частоты вращения и момента, развиваемого гидромотором. Обеспечение такой характеристики $M=f(n_m)$ дает возможность использовать этот гидропривод в транспортных средствах, где необходимо осуществлять трогание машины с моментом M_{\max} при очень малой скорости $n_m \approx 0$. По мере разгона момент должен снижаться, а частота вращения увеличиваться. Это достигается уменьшением (регулированием) рабочего объема гидромотора. Применение регулируемого насоса увеличивает диапазон регулирования привода, но из-за сложности двойного регулирования такой гидропривод пока не нашел широкого применения.

Одно из преимуществ гидроприводов с объемным регулированием — уменьшение гидравлических потерь. Поскольку гидравлические потери в таких гидроприводах (по сравнению с дроссельным регулированием) меньше из-за отсутствия дросселирования потока рабочей жидкости, то КПД их сравнительно высок ($\eta = 0,75 \dots 0,95$). В гидроприводах с объемным регулированием обеспечиваются более плавное реверсирование и торможение гидродвигателей по сравнению с распределением рабочей жидкости с помощью гидрораспределителей. Благодаря перечисленным преимуществам рассмотренный способ объемного регулирования применяется в гидроприводах средней и большой мощности (обычно свыше 3 кВт).

К основным недостаткам гидроприводов с объемным регулированием относится сложность системы автоматического изменения рабочих объемов регулируемых насосов и гидромоторов.

Следящий гидропривод — это управляемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия на звено управления.

Выходное звено — это обычно шток гидроцилиндра или вал гидромотора, а *звено управления* — устройство, на которое подается управляющий сигнал.

В большинстве случаев при использовании следящего гидропривода к функциям слежения добавляются также функции усиления управляющего сигнала по мощности, поэтому следящий гидропривод часто называют *гидроусилителем*.

Следящий гидропривод применяют в тех случаях, когда непосредственное ручное управление той или иной машиной для человека непосильно.

К основным преимуществам этих систем относятся малые габариты и масса, а также высокое быстродействие, обусловлен-

ное малой инерцией подвижных частей и высокой силовой напряженностью, бесступенчатость регулирования скорости движения на выходе, возможность осуществления высокой степени редукции, а также плавность и устойчивость движения, простота предохранения от перегрузок, исключение автоколебаний и др.

Гидроусилители применяются в системах автоматического и ручного управления различных машин, в которых требуется уменьшить нагрузку на управляющий сигнал.

Степень удаления выходной мощности гидроусилителей в сравнении с мощностью входа практически неограниченна, а мощность входного сигнала может быть уменьшена до незначительной величины.

2.3. ДИАГНОСТИКА ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Существующие методы диагностики объемных гидроприводов основаны на измерении параметров установившегося дросселируемого потока рабочей жидкости (давления и расхода) и параметров движения, нагруженного внешним нормированным усилием исполнительного органа (линейных, угловых перемещений и времени). Иногда измерение указанных параметров заменяется измерениями утечек, гидравлической плотности, температуры, вибраций и др.

Для гидроприводов навесного оборудования тракторов и гидроприводов сельскохозяйственных машин независимо от метода диагностики должны оцениваться следующие обязательные параметры: расход и давление в нагнетательной магистрали и гидравлическая плотность объема, ограниченного золотником распределителя и рабочей полостью гидроцилиндра. Кроме указанных, должны оцениваться параметры углубленного контроля: давление срабатывания предохранительного клапана, засоренность фильтра и др. Квалифицированное определение состояния гидропривода и качественное техническое обслуживание значительно повышают срок его службы.

Все неисправности необходимо определять без разборки. Частая разборка нарушает герметичность соединений, взаимное расположение и приработку сопряженных деталей.

Основные причины неисправностей гидроприводов — нарушение правил эксплуатации, износ деталей, нарушение регулировок, неправильная сборка гидроагрегатов, старение резиновых уплотнений, ослабление креплений и т. д.

Анализ неисправностей свидетельствует, что любая из них возникает вследствие многих причин. Выявление причин неисправностей в процессе диагностики производят методом последовательного исключения сначала более простых, а затем более сложных.

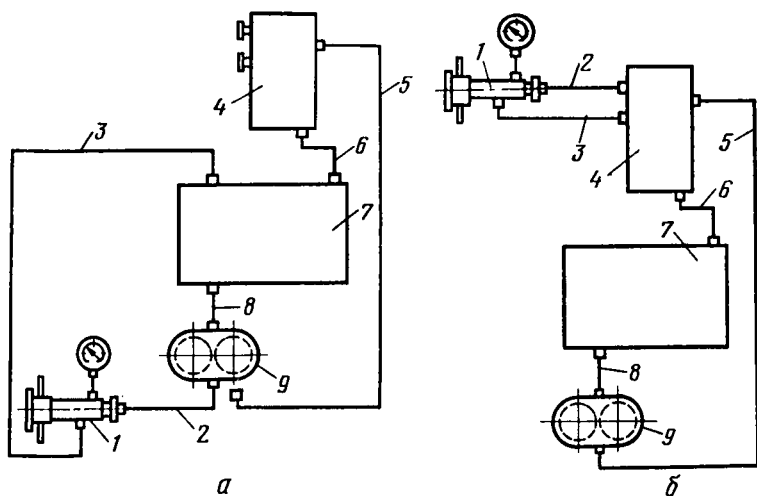


Рис. 3.4. Схема включения прибора КИ-1097Б при диагностике:

а — насоса; *б* — гидрораспределителя;
1 — прибор КИ-1097Б; *2* и *3* — напорный и сливной шланги прибора; *4* — гидрораспределитель; *5* и *6* — напорная и сливная магистрали гидросистемы; *7* — гидробак; *8* — всасывающая магистраль; *9* — насос.

При диагностике гидросистемы тракторов определяют общее состояние ее агрегатов и узлов. После прогревания масла до температуры $50 \dots 55^\circ\text{C}$ золотник гидрораспределителя устанавливают в положение «Подъем» и придерживают его в этом положении $15 \dots 20$ с. При этом проверяют наличие подтекания масла в гидроцилиндре, маслопроводах, возле сферических соединений рычагов управления гидрораспределителя и в других местах. При оценке общего состояния гидросистемы используют следующие параметры: стабильность давления, создаваемого насосом; время подъема и опускания навесной машины, усадку поршня силового гидроцилиндра под весом рабочего орудия, разность усадок поршня с гидрораспределителем и при его отключении.

Приведенные параметры технического состояния гидросистемы проверяют только лишь при помощи линейки и секундомера.

Работу гидросистемы проверяют путем определения времени опускания рабочего орудия при работе двигателя под максимальной нагрузкой. Среднее время подъема не должно превышать $4 \dots 5$ с, а опускания $2 \dots 3$ с.

При диагностике насосов в эксплуатационных условиях определяют их подачу при номинальном давлении с помощью серийно выпускаемого дросселя-расходомера КИ-1097Б. Дроссель-расходомер соединяют с напорной магистралью. Сливной маслопровод опускают в горловину бака гидросистемы (см. рис. 3.4, *а*).

Измерение расхода производят при номинальных оборотах коленчатого вала двигателя.

Опыт эксплуатации гидрораспределителей показывает, что у них наблюдаются большие внутренние утечки. Даже в новых гидрораспределителях типа Р80 и Р160 объемные потери могут достигать 16% от фактической подачи насоса.

Величина объемных потерь в гидрораспределителях зависит от правильной регулировки клапанов автоматики и предохранительного клапана, а также от случайных факторов, например попадания частиц загрязнений под запорные органы клапанов.

Техническое состояние гидрораспределителя определяют по суммарным утечкам, т. е. как разность расходов в напорной магистрали до и после гидрораспределителя. С этой целью прибор КИ-1097Б подсоединяют к гидросистеме по схеме, приведенной на рисунке 3.4, б. При исправном гидрораспределителе разность указанных расходов не должна превышать 5 л/мин.

Этим же прибором проверяют давление срабатывания клапанов автоматического управления золотников и давление настройки предохранительного клапана. В этом случае дроссель-расходомер выполняет роль нагрузочного устройства и подсоединяется параллельно к одному из гидроцилиндров.

2.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Общие сведения. К выбору параметров и расчету гидропривода машины можно приступать при наличии:

технической характеристики и схемы машины, соответствующим звеном которой должен быть гидропривод;

четкого представления о назначении гидропривода и требованиях, предъявляемых к нему;

выходных параметров гидропривода — усилия на штоке гидроцилиндра и скорости движения исполнительного механизма с поступательным движением, крутящего момента и частоты вращения выходного вала исполнительного механизма с вращательным движением;

принципиальной схемы гидропривода.

На первом этапе проводятся оценка мощности и выбор типа гидропривода.

Оценка необходимой мощности насосного агрегата производится по формуле

$$N_n = N / \eta, \quad (3.8)$$

где N_n — мощность насосной станции, кВт; N — мощность для привода рабочих органов, кВт; $N = 10^{-3} Q_r \cdot p$, кВт; Q_r — расход гидродвигателя, м³/с; p — давление жидкости, Па; η — КПД гидропривода; $\eta \approx 0,6 \dots 0,8$.

Полученное значение мощности сравнивается с номинальным значением мощности гидропривода трактора, автомобиля, шасси, с которым агрегируется создаваемая машина.

Если требуемая мощность превышает мощность гидропривода энергетического средства, то принимается технико-экономически обоснованное решение о создании автономной насосной станции.

Выбор гидроцилиндров при проектировании гидросистем осуществляется по соответствующим каталогам или отраслевым стандартам. При выборе типа и марки гидроцилиндра прежде всего необходимо рассчитать его основные конструктивные параметры, в частности внутренний диаметр цилиндра D и диаметр штока d .

Внутренний диаметр цилиндра определяется в зависимости от значения и направления действующей нагрузки.

Уравнение равновесия сил, действующих на поршень, представим в виде

$$p_1 F_1 - p_2 F_2 - P_\phi = 0, \quad (3.9)$$

где p_1, p_2 — давление в полостях цилиндра, соединенных соответственно с напорной и сливной гидролиниями, Па; F_1, F_2 — площадь поршня со стороны соответственно напорной и сливной гидролиний, м²; P_ϕ — фактическая нагрузка без учета инерционных сил, Н. С учетом механического КПД гидроцилиндра $P_\phi = P/\eta_{\text{мех}}$.

Для гидроцилиндра с односторонним штоком, работающим на сжатие при выталкивании поршня (см. рис. 3.5, а), диаметр определяется по формуле

$$D' = 35,7 \sqrt{P / [(p_1 - p_2 / \psi) \eta_{\text{мех}}]}, \quad (3.10)$$

где P — заданное рабочее усилие, кН; p_1, p_2 — давление соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра, МПа; $\psi = \frac{F_{\text{п}}}{F_{\text{ш}}} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$ — отношение площадей поршня со стороны соответственно поршневой и штоковой полостей.

Если шток работает на растяжение при втягивании поршня, то штоковая полость соединена с напорной гидролинией, а поршневая — со сливной (см. рис. 3.5, б). Диаметр гидроцилиндра в этом случае

$$D' = 35,7 \sqrt{P / [(p_1 / \psi - p_2) \eta_{\text{мех}}]}. \quad (3.11)$$

Противодавление p_2 определяется гидравлическими потерями, которые равны сумме потерь на линейных и местных сопротивлениях трубопроводов и гидроаппаратов, установленных на сливной гидролинии. При расчете предварительно примем $p_1 = p_{\text{н}}$, $p_2 = 0,3 \dots 0,5$ МПа, затем уточним принятое давление после выполнения гидравлического расчета.

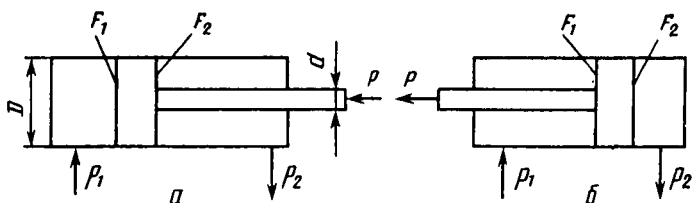


Рис. 3.5. Схемы к расчету по выбору гидроцилиндра:

a — шток работает на сжатие; *б* — шток работает на растяжение.

Коэффициент отношения площадей в зависимости от исполнения цилиндра может принимать значения:

с уменьшенным диаметром штока $\psi = 1,25$;

с нормальным диаметром штока $\psi = 1,33$;

с увеличенным диаметром штока $\psi = 1,6$.

Большие значения ψ принимают для гидроцилиндров с большим ходом. Если необходимо обеспечить одинаковую скорость при прямом и обратном ходе, то $\psi = 2$ и гидроцилиндр подключают по дифференциальной схеме. Значение ψ можно также определить в зависимости от требуемого соотношения скоростей прямого и обратного $v_{об}$ хода:

$$\psi = v_n / v_{об}. \quad (3.12)$$

Для гидроцилиндров с двусторонним штоком $\psi = 1$. Механический КПД гидроцилиндра зависит от вида применяемых уплотнений. Для гидроцилиндров с манжетными уплотнениями $\eta_{мех} = 0,93 \dots 0,97$, с резиновыми уплотнениями и металлическими кольцами $\eta_{мех} = 0,95 \dots 0,97$.

Расчетные диаметры гидроцилиндра и штока округляют до ближайшего по ГОСТ 12447—80, мм: 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800 (дополнительный ряд, мм: 14, 18, 22, 28, 36, 45, 56, 70, 90, 110, 140, 180, 220, 280, 360, 450, 560, 710).

Диаметр штока d определяют из соотношения

$$d = D \sqrt{1 - 1/\psi}. \quad (3.13)$$

Диаметр отводящих отверстий

$$d_n = 4,6 \sqrt{Q/v_{ж}}, \quad (3.14)$$

где Q — подача жидкости через подводящее отверстие, л/мин; $v_{ж}$ — средняя скорость жидкости, м/с; $v_{ж} \approx 5$ м/с.

Полученное значение округляют до ближайшего по ГОСТ 8732—78 и ГОСТ 8734—75, мм: 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32.

Выбор гидромотора базируется на расчете основных его параметров.

Исходные данные для выбора гидромотора — крутящий момент $M_{кр}$ и частота вращения выходного вала n . Если отношение $M_{кр}/n > 10$, гидромотор — высокомоментный, при $M_{кр}/n < 10$ — низкомоментный. Гидромотор выбирают в соответствии с технической характеристикой по каталогам.

Основные параметры гидромотора определяют из системы уравнений:

$$M_{пр} = 0,159 (p_n - p_c) V_{ом} \eta_{мех}; \quad Q_m = \frac{V_{ом} \omega}{6280 \eta_{ом}}. \quad (3.15)$$

В условиях переходного режима

$$M_{пр} = M_{ст} \pm I \frac{d\omega}{dt}, \quad (3.16)$$

где $M_{пр}$ — момент, приведенный к валу гидромотора, Н·м; Q_m — фактический расход гидромотора, м³/с; $M_{ст}$ — момент статической нагрузки на валу гидромотора, Н·м; p_n, p_c — давление соответственно в напорной и сливной полостях гидромотора, МПа; $V_{ом}$ — рабочий объем гидромотора, м³; $\eta_{мех}, \eta_{ом}$ — механический и объемный КПД гидромотора; ω — угловая скорость вала гидромотора, с⁻¹; $d\omega/dt$ — угловое ускорение вала гидромотора, с⁻²; I — момент инерции движущихся масс, приведенных к валу гидромотора, Н/м².

Используя систему уравнений, определяют оптимальное значение $Q_r, p_n, p_c, V_{ом}$ для выбора гидромотора. При выборе типа гидромотора следует руководствоваться его технической характеристикой, габаритными и присоединительными размерами, а также учитывать особенности каждой конструкции, стоимость, пусковые свойства, срок службы.

Для получения малых частот вращения выходного вала рабочего органа и увеличения крутящего момента между гидромотором и рабочим органом, можно установить редуктор с передаточным отношением

$$i_p = M_{кр} / (M_n \eta_{м.р}), \quad (3.17)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент на выходном валу рабочего органа, Н·м; M_n — номинальный момент гидромотора, Н·м; $\eta_{м.р}$ — механический КПД редуктора.

Необходимая подача насоса и частота его вращения определяются из следующих уравнений:

$$\left. \begin{aligned} Q_n &= \sum \frac{Q_i}{\eta_i} + Q_{ур}; \\ n_n &= \frac{Q_n}{V_{он} \eta_{он}}, \end{aligned} \right\} \quad (3.18)$$

где Q_n — подача насоса, л/с; n_n — частота вращения насоса, с⁻¹; $\sum \frac{Q_i}{\eta_i}$ — сумма расходов одновременно работающих гидродвигателей с учетом их

объемного КПД, $\text{дм}^3/\text{с}$; $Q_{\text{уп}}$ — утечки в гидроаппаратуре, $\text{м}^3/\text{с}$; $V_{\text{он}}$ — рабочий объем насоса, м^3 ; $\eta_{\text{он}}$ — объемный КПД насоса.

При выборе типа насоса, распределительной и контрольно-регулирующей аппаратуры следует руководствоваться их технической характеристикой, габаритными и присоединительными размерами.

Диаметр трубопроводов следует рассчитывать по участкам, имеющим одинаковый расход. Участок представляет собой трубопровод с установленными на нем местными сопротивлениями (тройники, штуцера, колена и т. д.) и гидроаппаратами.

Внутренний диаметр трубы

$$d_m = 4,6 \sqrt{Q/v}, \quad (3.19)$$

где Q — расход жидкости на рассчитываемом участке, л/мин; v — средняя скорость жидкости, м/с.

Полученное значение округляют до ближайшего по ГОСТ 8732—78 и ГОСТ 8734—75 (6, 8, 10, 12, 16, 20, 25 и 32 мм).

По принятому диаметру определяется действительная скорость жидкости, м/с:

$$v = 21Q/d_m. \quad (3.20)$$

Среднюю скорость жидкости выбирают в зависимости от назначения трубопровода:

для всасывающих	$v = 1,2$ м/с;
для сливных	$v = 2$ м/с;
для напорных при	$p = 5 \dots 6$ МПа $v = 3 \dots 4$ м/с;
» » при	$p = 6 \dots 10$ МПа $v = 5 \dots 6$ м/с.

Гидравлические потери в гидрولىниях слагаются из потерь на гидравлическое трение $\Delta p_{\text{т}}$, потерь в местных сопротивлениях $\Delta p_{\text{м}}$ и потерь в гидроаппаратах $\Delta p_{\text{г}}$.

Потери давления на трение

$$\Delta p_{\text{т}} = (0,5 \lambda l \rho v^2)/d, \quad (3.21)$$

где λ — коэффициент трения; l — длина участка, м; ρ — плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$; v — средняя скорость жидкости, м/с; d — диаметр трубы или шланга, м.

Коэффициент трения λ зависит от режима течения жидкости и определяется по числу Рейнольдса

$$Re = vd/\nu. \quad (3.22)$$

При ламинарном течении жидкости ($Re < 2300$)

$$\lambda = 75/Re. \quad (3.23)$$

При турбулентном течении ($Re \geq 2300$) коэффициент трения λ зависит от числа Рейнольдса и от относительной шероховатости стенок канала. Стальные трубы имеют шероховатость $\Delta =$

$\lambda = 0,03$ мм, трубы из цветных металлов считаются практически гладкими. Если $\Delta d_m < 10$, шероховатостью можно пренебречь и коэффициент трения будет

$$\lambda = 0,316 / \sqrt[4]{\text{Re}}. \quad (3.24)$$

При $\text{Re} > 10^5$ коэффициент трения практически не зависит от Re и можно принять $\lambda = 0,02$. Потери на местных сопротивлениях определим по формуле

$$\Delta p_m = 0,5 \rho \xi v^2, \quad (3.25)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления.

Вид сопротивления	Коэффициент местного сопротивления
Внезапное расширение (вход в гидроаппарат)	0,8...0,9
Внезапное сужение (выход из гидроцилиндра)	0,5...0,7
Штуцер, переходник	0,1...0,15
Колено закругленное	0,12...0,15
Тройник:	
слияние потоков	2...2,5
разделение потоков	1...1,5
Угольник	2...2,5
Обратный и предохранительный клапаны	2...3
Дроссель	2...2,5
Редукционный клапан	3...5

Потери в гидравлических аппаратах, установленных на рассчитываемом участке, приведены в справочниках и каталогах на гидроаппаратуру и даются для максимального расхода через гидроаппарат. Если для конкретного случая расход меньше максимального, то табличные значения потерь необходимо пересчитать по формуле

$$\Delta p_r = \Delta p_m \left(\frac{Q_d}{Q_{\text{max}}} \right)^2, \quad (3.26)$$

где Δp_r — потери давления на гидроаппарате при действительном значении расхода Q_d ; Δp_m — потери давления, P_a , взятые по каталогу при максимальном значении расхода Q_{max} .

При последовательном соединении общие потери давления представляют собой сумму потерь давления на всех участках:

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{r_i} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{m_i} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{\tau_i}. \quad (3.27)$$

Необходимое давление насоса определим из выражения

$$p_n = p + \Delta p_{\Sigma}, \quad (3.28)$$

где p — давление на входе в гидродвигатель, Па.

Если от одного насоса питается несколько гидродвигателей, то при определении p_n в расчет принимается гидролиния с максимальными потерями.

Тепловой расчет гидропривода проводится с целью исключить перегрев рабочей жидкости в эксплуатации, который снижает производительность машины и ресурс работы гидроагрегатов.

При работе гидропривода вследствие механических, гидравлических и объемных потерь происходит выделение тепловой энергии, которая идет на нагревание гидробака с маслом, а также рассеивается в окружающее пространство.

Превышение установившейся температуры масла в баке Δt над температурой окружающей среды определяют по формуле

$$\Delta t = \theta / (KF), \quad (3.29)$$

где θ — количество теплоты, выделенное в гидроприводе за время t ; K — коэффициент теплопередачи от масла к окружающему воздуху; при отсутствии местной циркуляции $K = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; при обдуве бака $K = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; F — площадь поверхности гидробака, мм^2 ;

$$F = 0,064 \sqrt[3]{V_6^2}, \quad (3.30)$$

V_6 — объем масла в баке, дм^3 .

$$\theta = 3600 (N_n - N_s) t; \quad (3.31)$$

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{60 \eta_n}; \quad (3.32)$$

$$N_s = \frac{p_r Q_r}{60 \eta_r}, \quad (3.33)$$

где p_n — давление на выходе насоса, МПа; Q_n — подача насоса, л/мин; η_n — полный КПД насоса; p_r — давление в гидродвигателе, МПа; Q_r — расход, потребляемый гидродвигателем, л/мин; η_r — полный КПД гидродвигателя.

Если принять $\Delta t = 35^\circ \text{C}$, то необходимый объем масла в баке определится по формуле

$$V_m = \sqrt[3]{\left(\frac{\theta}{0,064 K \Delta t}\right)^3}. \quad (3.34)$$

Объем масла в гидробаке не должен превышать двух-трехминутной подачи насоса, т. е.

$$V_m = (2-3) Q. \quad (3.35)$$

Если из одного бака питаются два насоса, то

$$V_{\max} = 1,3(V_{M_1} + V_{M_2}), \quad (3.36)$$

где V_{M_1} и V_{M_2} — объем жидкости, необходимый для питания каждого насоса, м³.

Полный геометрический объем гидробака V_6 определяют из условия его заполнения на 0,8 высоты и округляют до ближайшего значения из ряда (дм³): 10, 16, 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250.

Если в результате расчета объем масла окажется больше двух-трехминутной подачи насоса, следует принять $V_M = V_{\max}$ и определить количество теплоты θ_6 , которое будет отводиться через стенки гидробака:

$$\theta_6 = 0,64K \Delta t \sqrt[3]{V_{\max}^2} \quad (3.37)$$

Для отвода избыточного количества теплоты $Q_T = \theta - \theta_6$ необходимо применять теплообменник (радиатор).

Площадь радиатора F_p , м²:

$$F_p = F_n - \sum F_{г.п}, \quad (3.38)$$

где F_n — необходимая площадь охлаждения, м²; $\sum F_{г.п}$ — сумма площади поверхности всех элементов данного гидропривода, м².

$$F_n = 859,52 \frac{\Delta N_n K_n}{K_T (T - T_0)}, \quad (3.39)$$

где ΔN_n — потери мощности гидропривода, кВт; T — максимальная расчетная температура рабочей жидкости, °С; T_0 — заданная температура окружающей среды, °С; $K_T = 13$ ккал/мг — теплопроводность для свободно обтекаемой воздухом поверхности гидропривода, определенная опытным путем авторами;

$$\Delta N_n = N_n - N_g; \quad (3.40)$$

$$K_n = \frac{t_{раб}}{t_{см}}, \quad (3.41)$$

где N_g — эффективная мощность гидродвигателей, кВт; $t_{раб}$ — фактическое время работы гидропривода, с; $t_{см}$ — сменное время работы машины, с.

При практических расчетах можно пользоваться следующими данными: площадь насосов НШ50-2 и НШ67-2 равна соответственно 0,067 и 0,1 м², гидрораспределителей Р80 и Р160 — 0,16 и 0,2 м², баков тракторов Т-150К и К-701 — соответственно 0,6 и 0,8 м².

Примеры расчета основных параметров объемного гидропривода даны ниже.

Пример 1. Определить время подъема навесной машины при помощи силового гидроцилиндра ЦС-100 (диаметр поршня 100 мм, рабочая площадь

F около 80 см^2 , ход S поршня 250 мм). Насос НШ-32 с рабочим объемом $V_n = 32 \text{ см}^3$, частота вращения насоса $n_n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, объемный КПД насоса $\eta_{об.н} = 0,9$.

Решение. Определяем объем рабочей жидкости, поступающей в цилиндр за полный ход поршня:

$$V_{ц} = FS = 80 \cdot 25 = 2000 (\text{см}^3) = 2(\text{л}).$$

Определяем фактическую подачу насоса

$$Q_{ф.н} = V_n n_n \eta_{об.н} = 0,032 \cdot 1500 \cdot 0,9 = 43 (\text{л/мин}) = 0,72 (\text{л/с}).$$

Время подъема машины

$$t = V_{ц} / Q_{ф.н} = 2 / 0,72 \approx 2,8 (\text{с}).$$

Пример 2. Определить момент и мощность, необходимые для привода насоса. Усилие на штоке силового гидроцилиндра $8 \cdot 10^4 \text{ Н}$. Гидромеханический КПД насоса $0,93$. Насос НШ-32, частота вращения 1500 мин^{-1} .

Решение. Определяем давление, возникающее в полости гидроцилиндра.

$$p = R/F = 8 \cdot 10^4 / 80 = 1000 (\text{Н/см}^2) = 10 (\text{МПа}).$$

Пренебрегая потерей давления в магистралях и гидрораспределителе, можно считать, что такое же давление должен развивать насос.

Определяем теоретический момент на валу насоса

$$M_n = 1,59 p V_n = 1,59 \cdot 10^3 \cdot 0,032 = 51 (\text{Н} \cdot \text{м}).$$

Фактический момент, приложенный к валу насоса

$$M_{н.ф} = M_n / \eta_n = 51 / 0,93 = 55 (\text{Н} \cdot \text{м}).$$

Определить мощность, требуемую для привода насоса при подъеме машины. Полный КПД насоса $\eta_n = 0,8$.

Решение. Определяем выходную мощность насоса

$$N_n = \frac{p Q_{ф.н}}{612} = \frac{10^3 \cdot 43}{612} 7 (\text{кВт}).$$

Находим приводную мощность насоса

$$N_{н.ф} = N_n / \eta_n = 7 / 0,8 = 8,75 (\text{кВт}).$$

Пример 3. Определить, с какой частотой будут вращаться рабочие диски разбрасывателя, приводимые во вращение гидромотором МШН-46 $V_{гм} = 0,046 \text{ л/об}$. Гидромотор питается рабочей жидкостью от насоса НШ-32, установленного на тракторе. Объемный КПД гидромотора $\eta_{об.м} = 0,9$.

Решение. Определяем теоретическую частоту вращения гидромотора

$$n_{гм} = \frac{V_n n_n}{V_{гм}} = \frac{0,032 \cdot 1500}{0,046} = 1040 (\text{мин}^{-1}).$$

Фактическая частота вращения вала гидромотора

$$n_{гм.ф} = n_{гм} \eta_{об.м} \eta_{об.н} = 1040 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \approx 840 (\text{мин}^{-1}).$$

2.5. ПРИМЕНЕНИЕ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКЕ

Из большого разнообразия гидроприводов, применяемых на сельскохозяйственной технике, наиболее характерны: раздельно-агрегатная гидросистема трактора; неавтономный гидропривод активных рабочих органов; гидротрансмиссия самоходных машин; гидроусилитель рулевого управления.

Раздельно-агрегатная гидросистема современных энергонасыщенных тракторов состоит из унифицированных узлов и агрегатов.

Последовательность соединения гидроагрегатов тракторной гидросистемы показана на рисунке 3.6.

В процессе работы гидросистемы насос, приводимый в действие от двигателя трактора, всасывает рабочую жидкость из бака и нагнетает ее в гидрораспределитель, имеющий, кроме золотников управления, предохранительный клапан с сервоуправлением и перепускной клапан. При нейтральном положении золотников рабочая жидкость, проходя гидрораспределитель, через фильтр сливается в бак. При переводе золотника гидрораспределителя в положение «Подъем» или «Опускание» рабочая жидкость по трубопроводам поступает в поршневую или штоковую полость гидроцилиндра навесной системы, опуская или поднимая рабочее орудие. Из другой полости гидроцилиндра рабочая жидкость поступает в гидрораспределитель и сливается в бак.

На большинстве тракторов, кроме гидроцилиндра навесной системы, для агрегатирования с сельскохозяйственными машинами гидрораспределитель имеет еще два золотника для управления выносными гидродвигателями.

Кроме этих гидроагрегатов, тракторы снабжены также специальными гидравлическими устройствами: гидроусилителем руля, гидроувеличителем сцепного веса (колесные тракторы) и сервоприводами управления агрегатами трансмиссии (гусеничные тракторы) и др.

Неавтономный гидропривод активных рабочих органов может быть рассмотрен на примере гидропривода разбрасывателя минеральных удобрений, извести и гипса КСА-3 (см. рис. 3.7).

Гидропривод навесного разбрасывателя КСА-3 на автомобиле ЗИЛ-ММЗ-555 предназначен для привода рассеивающего центробежного диска и управления гидроцилиндром включения привода транспортера, подающего удобрения на центробежный диск.

При включении рукоятки гидрораспределителя автомобиля рабочая жидкость от насоса по напорной магистрали 4 поступа-

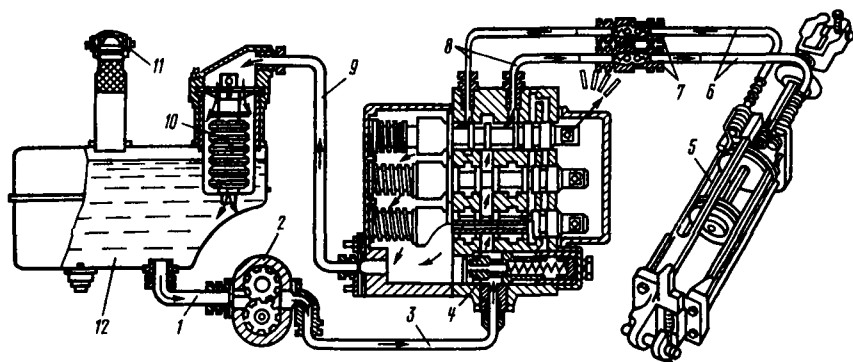


Рис. 3.6. Схема раздельно-агрегатной навесной гидросистемы трактора:
 1, 3, 6, 8 и 9 — гидрролинии; 2 — насос; 4 — гидрораспределитель; 5 — гидроцилиндр; 7 —
 запорные клапаны; 10 и 11 — кондиционеры рабочей жидкости 12

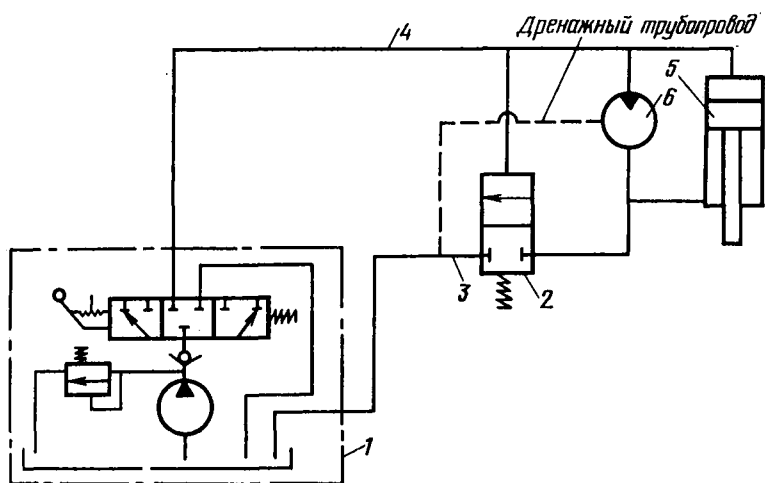


Рис. 3.7. Гидравлическая схема гидропривода разбрасывателя минеральных удобрений КСА-3:

1 — гидросистема автомобиля; 2 — клапан запорный; 3, 4 — гидрролинии; 5 — гидроцилиндр; 6 — гидромотор.

ет к гидромотору 6, в штоковую полость гидроцилиндров 5 и 6 напорного золотника 2. При этом начинается вращение центробежного диска, включается привод транспортера и сливная магистраль 3 от гидромотора соединяется с баком автомобиля.

При отключении подачи жидкости напорный золотник 2 под действием пружины занимает исходное положение, и гидромотор 6 под действием инерционных сил диска начинает нагнетать

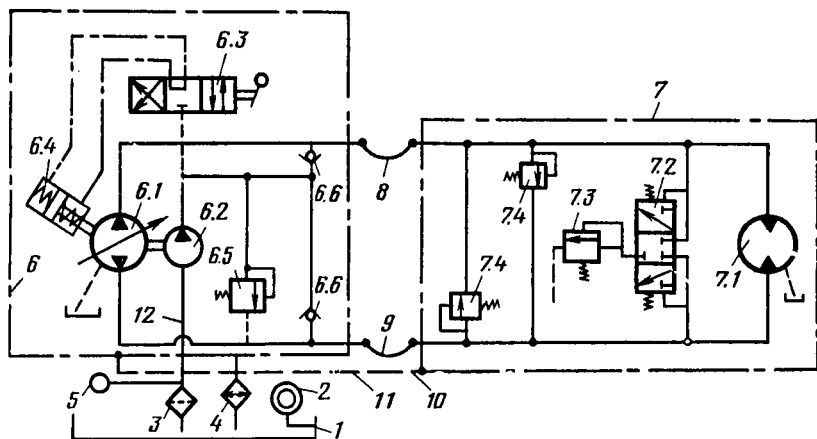


Рис. 3.8. Гидравлическая схема трансмиссии косилки-плющилки КПС-5Г:

1 — бак; 2 — датчик температуры; 3 — фильтр; 4 — теплообменник; 5 — вакуумметр; 6 — насосный блок; 6.1 — основной регулируемый насос; 6.2 — вспомогательный насос; 6.3 — распределитель; 6.4 — гидроцилиндры; 6.5 — предохранительный клапан; 6.6 — обратный клапан; 7 — гидромоторный блок; 7.1 — гидромотор; 7.2 — золотник; 7.3 — предохранительный клапан; 7.4 — предохранительный клапан; 8, 9, 10, 11 и 12 — гидролинии.

жидкость в штоковую полость гидроцилиндра 5, отводя его в исходное положение и этим включая привод транспортера. Дренажные утечки отводятся в сливной трубопровод.

Гидротрансмиссия самоходной машины может быть рассмотрена на примере гидротрансмиссии косилки-плющилки КПС-5Г (см. рис. 3.8).

Рабочая жидкость в гидротрансмиссию поступает из бака 1, где температура ее контролируется датчиком 2, очистка производится фильтром тонкой очистки 3, а сливаемая жидкость охлаждается в теплообменнике 4. Вакуумметр 5 контролирует разрежение на входе вспомогательного насоса.

Главные элементы гидротрансмиссии — насосный 6 и гидромоторный 7 блоки, соединенные магистралями 8 и 9. Дополнительно элементы гидротрансмиссии связаны магистралями низкого давления 10, 11 и 12.

Насосный блок 6 состоит из основного регулируемого аксиально-поршневого насоса 6.1 и вспомогательного насоса 6.2, валы которых соединены. Гидроусилитель изменения угла наклона люльки основного насоса включает гидрораспределитель 6.3 и гидроцилиндр 6.4. Предохранительный клапан 6.5 ограничивает давление насоса 6.2. Обратные клапаны 6.6 обеспечивают подачу жидкости от насоса 6.2 в ту магистраль, где давление ниже, чем в другой, т. е. гидротрансмиссия реверсивная и направление потоков меняется.

Гидромоторный блок 7 состоит из нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора 7.1 и клапанной коробки, состоящей из перекидного золотника 7.2, переливного клапана 7.3, предохранительных клапанов 7.4. К торцам золотника 7.2 подводится жидкость из основных магистралей, он соединяет магистраль низкого давления с входом переливного клапана 7.3, который ограничивает давление подпитки гидротрансмиссии. Предохранительные клапаны 7.4 обеспечивают защиту магистралей 8 и 9 от чрезмерного повышения давления.

При включенном двигателе машины и неработающем насосе 6.1 жидкость от насоса 6.2 через предохранительный клапан 6.5 начинает подаваться в корпус насоса 6.1, а затем по магистрали 10 — в корпус гидромотора. Избыток жидкости после заполнения гидромотора по магистрали 11 через теплообменник 4 поступает в бак 1.

При поступлении сигнала управления на рычаг гидрораспределителя 6.3 золотник его смещается и жидкость от насоса 6.2 поступает к гидроцилиндру 6.4, поворачивающему льюльку основного насоса 6.1 в рабочее положение, при этом насос 6.1 начинает подавать в гидромотор 7.1 рабочую жидкость. Вращение выходного вала гидромотора передается на ведущие колеса машины.

Гидроусилитель рулевого управления может быть рассмотрен на примере гидросистемы рулевого управления зерноуборочных комбайнов «Нива» и «Колос» (см. рис. 3.9). Гидрообъемное рулевое управление состоит из насоса-дозатора 4, шестеренного насоса 8, гидрораспределителя 6, предохранительного клапана 3, гидроцилиндра 7, бака 1 — общего с гидроприводом управления и приводом рабочих органов, системы трубопроводов и рукавов.

При прямолинейном движении машины золотник гидрораспределителя 6 удерживается пружиной в нейтральном положении и жидкость от насоса 8 свободно через гидрораспределитель 6 проходит на слив.

При повороте рулевого колеса 5 вправо насос-дозатор 4, забирая жидкость из левой торцевой полости гидрораспределителя 6, подает ее в правую полость, что заставляет золотник распределителя смещаться влево, преодолевая усилие пружины. При этом правая торцевая полость гидрораспределителя 6 через отверстия в золотнике соединяется со штоковой полостью гидроцилиндра 7 поворота управляемых колес, а поршневая полость гидроцилиндра 7 соединяется со сливом.

Жидкость от насоса 8 через отверстия золотника поступает в левую торцевую полость гидрораспределителя 6, а из нее — в насос-дозатор 4.

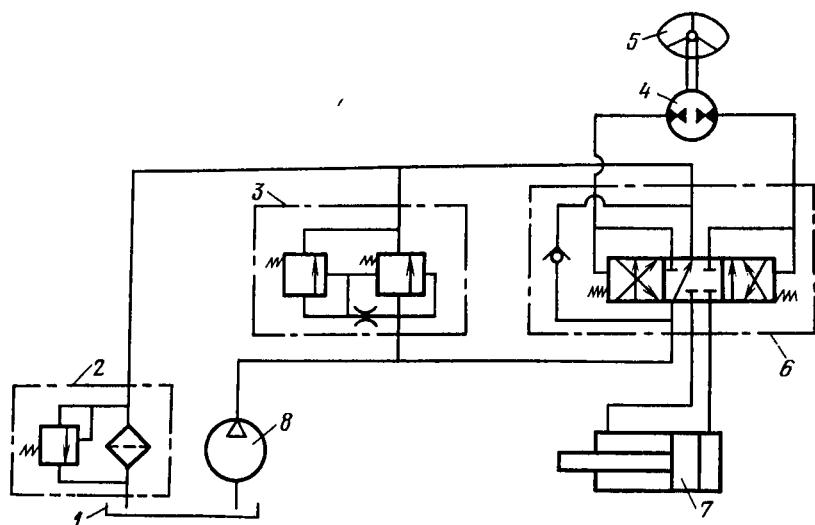


Рис. 3.9. Гидравлическая схема рулевого управления зерноуборочного комбайна «Нива»:

1 — бак; 2 — фильтр с предохранительным клапаном; 3 — предохранительный клапан; 4 — насос-дозатор; 5 — рулевое колесо; 6 — гидрораспределитель; 7 — гидроцилиндр; 8 — насос.

Из насоса-дозатора 4 объем жидкости, соответствующий углу поворота его вала, поступает через правую торцевую полость гидрораспределителя 6 в штоковую полость гидроцилиндра 7, который поворачивает колеса. Движение жидкости происходит до тех пор, пока механизатор, вращая рулевое колесо 5, создает насосом-дозатором 4 в правой торцевой полости гидрораспределителя 6 большее давление, чем в левой, поддерживая золотник в смещенном влево положении.

Как только вращение рулевого колеса 5 прекращается, давление в левой торцевой полости гидрораспределителя 6 становится больше, чем в правой, на величину падения давления в двух трубопроводах, соединяющих его с насосом-дозатором. И золотник под действием перепада давления и центрирующей пружины перемещается в нейтральное положение, полости гидроцилиндра 7 запираются и поворот колес прекращается, а жидкость от насоса 8 идет на слив.

Аналогичные процессы происходят при повороте рулевого колеса 5 влево.

Если удерживать рулевое колесо 5 при положении колес в упоре, то жидкость, нагнетаемая насосом 8, будет перепускаться предохранительным клапаном 3.

Если насос 8 не работает (отключен двигатель), то насос-дозатор 4 работает от усилия, прикладываемого механизатором, и подает жидкость в одну из полостей гидроцилиндра 7. При повороте рулевого колеса 5 вправо насос-дозатор 4, нагнетая жидкость, перемещает золотник влево, а затем через отверстия в золотнике нагнетает ее в штоковую полость гидроцилиндра 7, поршневая полость гидроцилиндра 7 соединяется со сливом, и насос-дозатор 4 всасывает жидкость из этой полости через обратный шариковый клапан. Излишек жидкости (по объему втянутого штока), вытесняемый из поршневой полости, идет в бак 1.

При повороте рулевого колеса 5 влево происходят аналогичные процессы, но недостающий объем жидкости (объем выдвинутого штока) будет поступать в насос-дозатор 4 из бака 1 через сливной трубопровод и обратный шариковый клапан гидрораспределителя 6.

Глава 3. АГРЕГАТЫ ГИДРОПРИВОДОВ

3.1. НАСОСЫ И ГИДРОДВИГАТЕЛИ

Насосы. В зависимости от характера процесса вытеснения рабочей жидкости насосы делятся, как уже отмечалось, на поршневые, пластинчатые и роторные.

Среди указанных типов наибольшее распространение в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении получили роторные шестеренные насосы.

Все шестеренные насосы имеют простую бесклапанную конструкцию с малым количеством вращающихся и трущихся деталей и небольшие габариты, а следовательно, малую удельную массу на единицу объема нагнетаемой жидкости за единицу времени. Промышленностью выпускаются следующие типы шестеренных насосов: НШ-Е, НШ-У, НШ-К, НМШ, двухсекционные и специальные. Шестеренные насосы гидросистем тракторов, сельскохозяйственных и дорожных машин по исполнению делят на три группы (табл. 4).

4. Классификация шестеренных насосов

Исполнение	Характеристика	
	Номинальное давление, МПа	Рабочий объем, см ³
2	14	10, 32, 50, 100
3	16	4, 6, 3, 10, 25, 32, 40, 50, 71, 100, 160, 250
4	20	4, 6, 3, 10, 25, 32, 40, 50, 71, 100, 160, 250

Примеры условного обозначения шестеренных насосов: НШ-32-3 — насос правого вращения, рабочий объем 32 см³, исполнение 3.

НШ-32-10-3Л — двухсекционный насос с рабочими объемами секций 32 и 10 см³, исполнение 3 с левым направлением вращения ведущего вала.

Среди шестеренных насосов наибольшее распространение получили круглые насосы.

Насосы типа НШ-К (см. рис. 3.10) (индекс НШ-К обозначает насос шестеренный круглый) состоят из корпуса 1, качающего узла, содержащего ведущую 2 и ведомую 3 шестерни, подшипниковую 6 и поджимную 9 обоймы и два пластика-замыкателя 5, резиновых манжетных уплотнений 15, круглого уплотнительного кольца 7, крышки насоса 4 и шести болтов 18 с пружинными шайбами.

Корпус 1 насоса отлит из алюминиевого сплава заодно с соединительным фланцем, в котором имеются посадочный центрирующий буртик и четыре отверстия *и* под крепежные болты. Внутри корпуса 1 выполнен цилиндрический колодец, в который помещен качающийся узел. В доньшке корпуса 1 расположено круглое отверстие для выхода приводного вала. С наружной стороны в это отверстие запрессована манжета 12 для уплотнения ведущего вала насоса, а с внутренней — центрирующая стальная втулка 11, выступающая внутрь корпуса 1. Центрирующая втулка 11 препятствует проворачиванию качающего узла во время работы и служит направляющей при сборе насоса.

На дне корпуса 1 и в привалочной плоскости крышки 4 выполнены гнезда для манжет 15, а также конические углубления, служащие для образования камер осевого поджима. Рабочая жидкость под давлением поступает в камеры осевого поджима из зоны высокого давления насоса через отверстие *п*.

На боковой поверхности корпуса 1 имеются две симметрично расположенные обработанные плоскости (*Н*) с четырьмя резьбовыми отверстиями на каждой, предназначенные для крепления присоединительной аппаратуры. Изнутри корпуса 1 в выточку выходного отверстия вмонтирована манжета радиального поджима 9, формирующая камеру давления, в которой создается усилие для поджима обоймы к зубьям шестерен. Поверх манжеты наложена металлическая опорная пластина 8 для перекрытия зазора между корпусом 1 и поджимной обоймой 10. По мере износа опорных поверхностей с помощью поджимной обоймы 10 компенсируется радиальный зазор между уплотняющей поверхностью и зубьями шестерен. Ширина шестерен всех типоразмеров насосов равна 20 мм, а разный геометрический объем достигается за счет различного числа зубьев и величины модуля при одном и том же диаметре шестерен.

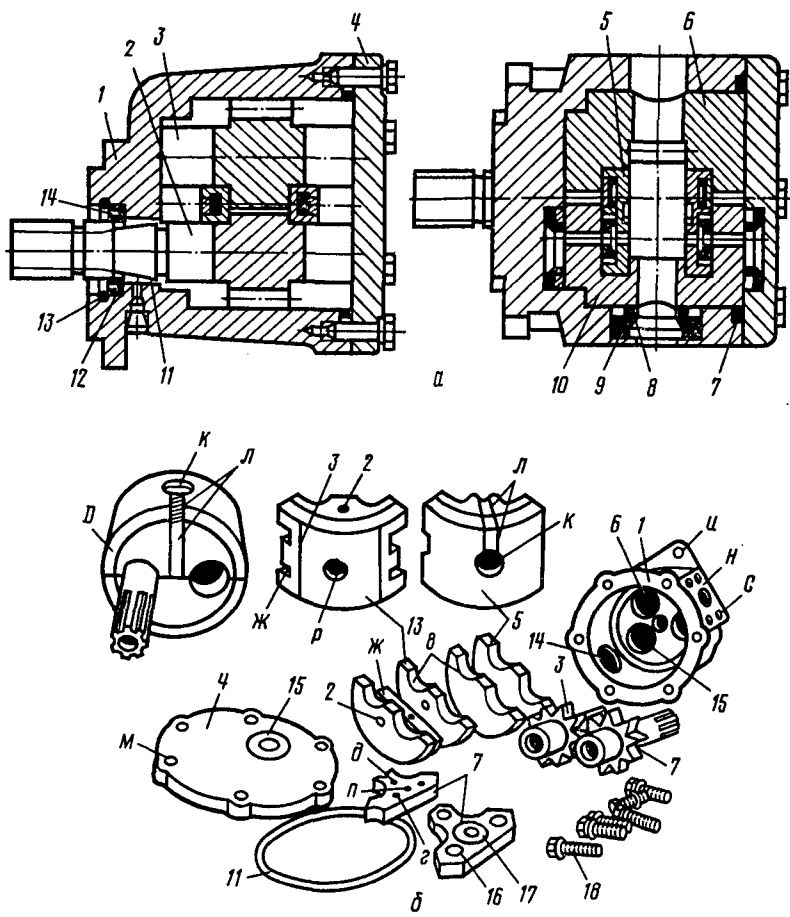


Рис. 3.10. Насос типа НШ-К:

а — в собранном виде; *б* — в разобранном виде; 1 — корпус; 2 — ведущая шестерня; 3 — ведомая шестерня; 4 — крышка насоса; 5 — пластики-замыкатели; 6 — подшипниковая обойма; 7 — уплотнительное кольцо крышки насоса; 8 — опорная пластина; 9 — манжета радиального поджима; 10 — поджимная обойма; 11 — центрирующая втулка; 12 — уплотнительные манжеты ведущего вала; 13 — опорное кольцо уплотнительной манжеты; 14 — пружинное кольцо; 15 — манжета диаметром 39 мм; 16 — манжета; 17 — манжета диаметром 29 мм; 18 — болты с пружинными шайбами; *а* — выточки под цапфы шестерен; *б* — отверстие диаметром 6 мм; *в* — расточка диаметром 6 мм и глубиной 2 мм; *е* — косые отверстия; *ж* — пазы под пластики-замыкатели; *з* — треугольные пазы; *и* — отверстия для креплений насоса; *к* — всасывающее отверстие (входное); *л* — канавка для отвода утечек; *м* — отверстия под болты 18; *н* — обработанные плоскости для крепления присоединительной арматуры; *о* — широкая фаска; *п* — отверстие диаметром 6 мм; *р* — нагнетательное отверстие; *с* — отверстие для крепления угольника (арматура).

Цапфы шестерен насоса вращаются в подшипниковой 6 и поджимной 10 обоймах, выполненных в виде полуцилиндров, снаружи которых на одном торце имеется широкая фаска (0), обращенная к дну насоса, а на другом торце — узкая фаска, обращенная к крышке. Каждая из обойм (подшипниковая и поджимная) выполнена так, что служит единой опорой для всех цапф шестерен. Подшипниковая обойма 6 изготовлена с наружным диаметром на 0,03 ... 0,05 мм больше диаметра цилиндрического колодца в корпусе 1 для создания жесткого упора между корпусом и крыльями (концами) обоймы с целью стабилизации межцентрового расстояния выточек под опоры шестерен.

В подшипниковой обойме 6 с внутренней стороны выполнены полукруглые выточки: меньшего диаметра (σ) — под цапфы шестерен, большего диаметра — под шестерни и в центре — проточка под торцы платиков 5. В средней части по длине подшипниковой обоймы 6 перпендикулярно к оси насоса расположено всасывающее или входное отверстие κ . На торце с широкой фаской и по образующей до всасывающего отверстия подшипниковой обоймы 6 выполнена прямоугольная канавка (λ) для отвода утечек из под сальниковой полости вала ведущей шестерни в полость всасывания насоса.

Поджимная обойма 10 имеет внутри полукруглые выточки (σ) под цапфы, выточки под шестерни и два параллельных паза (ж) для установки торцевых платиков 5.

В средней части торца поджимной обоймы 10 параллельно оси насоса просверлено отверстие (ε), служащее для подвода рабочей жидкости к манжетам 15, расположенным на дне корпуса и крышке, с целью осевого поджима платиков 5 к торцам шестерен. По длине средней части поджимной обоймы 10 выполнено отверстие (ρ) для нагнетания рабочей жидкости, размер которого меньше, чем впускного. С наружной стороны на поджимной обойме 10 вдоль образующих расположены два треугольных узких паза 3, предназначенных для отвода рабочей жидкости в случае разрушения манжеты радиального уплотнения 9.

Наружный диаметр поджимной обоймы 10 выполнен на 0,2 ... 0,3 мм меньше диаметра колодца под качающий узел в корпусе 1 насоса для осуществления компенсации радиальных зазоров между уплотняющей поверхностью обоймы и зубьями шестерен за счет радиального поджима давлением рабочей жидкости.

Уплотнение торцов шестерен насоса осуществляется двумя платиками 5, которые поджимаются усилием жидкости, находящейся в камерах давления, ограниченных манжетами 15 осевого поджима. Осевое усилие, создаваемое рабочей жидкостью в камерах корпуса и крышки, ограниченных манжетами 15, равно-

вешивается осевыми усилиями, создаваемыми давлением жидкости камер платиков 5, ограниченных манжетами 17.

Пластики 5 представляют собой пластинки одинакового размера с круговыми вырезами. Две кольцевые вырезки в пластике 5 выполнены так, что диаметр каждой из них больше диаметров шестерен на 0,05 ... 0,08 мм.

В каждом пластике 5 с одной стороны выполнены четыре цилиндрические расточки. В эти расточки вмонтированы резиновые манжеты (три глухие и одна большая с отверстием n в центре). С противоположной стороны платика 7 выполнены три косых отверстия (e) и одно перпендикулярное к его плоскости для подвода рабочей жидкости под манжеты 16 с целью поджима платиков 5 к торцам шестерен.

Центральная малая расточка (d), выполненная над косым отверстием, предназначена для разгрузки защемленного объема жидкости межзубового пространства.

Пластики 5 вставляют в поджимную обойму 10 так, чтобы манжеты располагались наружу по отношению к торцам шестерен.

С внутренней стороны крышки имеется углубление, закрытое манжетой 15 и металлическим кольцом. Кольцо и манжета расположены в одной плоскости с крышкой. Крышку соединяют с корпусом 1 насоса шестью болтами 18 с пружинными шайбами. Разъем корпус-крышка уплотняют круглым резиновым кольцом 11.

Насос может иметь правое вращение, если его приводной вал вращается по часовой стрелке (смотреть в торец насоса со стороны донышка), и левое — при вращении вала в обратном направлении.

Зона высокого давления в насосах небольшого объема ограничена в осевом направлении пластиками 5 и в радиальном — поджимной обоймой 10. В центральной части этой обоймы выполнены два сегмента с точно обработанной поверхностью, прилегающей к шестерням и охватывающей вокруг каждой шестерни дугу, равную примерно 1,5 шага зубьев. Эти дуговые поверхности ограничивают зону высокого давления.

Осевой поджим создает рабочая жидкость, которая поступает из камеры нагнетания насоса по косым сверлениям (e) в пластиках 5 к осевому отверстию (n).

Жидкость, поступающая по косым отверстиям (e) платиков 5, ограниченных манжетами 16, поджимает их к торцам шестерен, а жидкость, поступающая через осевое отверстие (n), создает в камерах корпуса и крышки, ограниченных манжетами 15, осевое усилие, уравнивающее поджимную обойму 10, на которую действует давление, передаваемое из камер платиков 5 через манжету 17.

Жидкость, поступающая в нагнетательную магистраль, давит на уплотнительную манжету 9, опорную пластину 8 и тем самым осуществляет радиальный поджим поджимной обоймы 10, которая по мере износа опорных поверхностей компенсирует радиальный зазор между своей уплотняющей поверхностью и зубьями шестерен.

В межзубовом пространстве со стороны нагнетания создаются запертые объемы жидкости, которые находятся под давлением, превосходящим рабочее.

Для разгрузки насоса в платиках 5 выполнены косые отверстия (д) с расточкой, по которым жидкость из запертого объема отводится в зону высокого давления.

Все утечки рабочей жидкости в насосе уходят через зазор между подшипниковой 6 и поджимной 10 обоймами, а затем по пазу (л) подшипниковой обоймы 6 поступают на всасывание.

Благодаря принципиально новым конструкторским решениям насосы НШ-К выгодно отличаются от насосов типа НШ: во-первых, насос имеет автоматическую компенсацию радиальных и торцевых зазоров, благодаря чему увеличен ресурс; во-вторых, конструкция насоса допускает возможность секционирования, а следовательно, расширенную область его использования; и, наконец, насос имеет меньшее количество деталей и более простую конструкцию уплотнений, а следовательно, и большую надежность.

Двухсекционные насосы выпускаются двух типов: НШ-32-10-2 с объемом секций 32 и 10 см³ и НШ-10-10-2 с объемом секций 10 см³. Они предназначены для одновременного нагнетания рабочей жидкости двумя самостоятельными потоками для двух разных потребителей.

Каждый двухсекционный насос состоит из двух самостоятельных насосов, которые размещены в сопряженных корпусах и приводятся в действие от одного вала, но имеют самостоятельные всасывающие и нагнетательные трубопроводы.

Преимущества этих насосов заключаются в сокращении однородного привода, снижении удельной металлоемкости, более удобном техническом обслуживании и др. Недостатки конструкции состоят в излишних энергетических затратах и в износе соединений одной из секций насоса при отсутствии необходимости в потреблении жидкости одним из потребителей. При отказе одной секции насоса необходимо ремонтировать обе секции.

Насосы типа НМШ предназначены для создания и поддержания циркуляции рабочей жидкости в гидравлических системах трансмиссий тракторов и сложных сельскохозяйственных машин для переключения передач, включения и выключения вала отбора мощности. Насосы этого типа постоянно включены в работу.

Марка насоса обозначает: Н — насос, М — малого давления, Ш — шестеренный. Цифры указывают рабочий объем насоса в см³.

Насосы этого типа условно делят по рабочему давлению на следующие группы: низкого давления — до 2,5 МПа; среднего давления — от 2,5 до 8 МПа и высокого давления — от 8 до 25 МПа.

Особенность насосов НМШ в том, что они имеют привалочную плоскость, через которую выведен хвостовик ведущего вала насоса. В этой плоскости расположены всасывающие и нагнетательные отверстия. Следовательно, эти насосы самостоятельно не применяют. Выпускаются насосы НМШ-25-Р, НМШ-25, НМШ-50, НМШ-80-1, НМШ-125 и насос гидросистемы коробки передач трактора К-701.

Гидродвигатели. Гидромоторы и гидроцилиндры в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении используют как унифицированные, так и специального назначения.

Наибольшее применение нашли шестеренные, аксиально-поршневые и планетарные гидромоторы.

Шестеренные гидромоторы. Выпускаются гидромоторы типа МНШ-46У и МНШ-32У, созданные на базе круглых насосов типа НШ-К.

Устройство шестеренных гидромоторов такое же, как и насосов, за исключением некоторых конструктивных особенностей.

Конструкция гидромоторов типа МНШ внешне отличается от унифицированных с ними насосов только лишь тем, что в их доннышке выполнено коническое резьбовое отверстие для присоединения дренажной гидролинии, давление в которой, во избежание выбивания уплотнительной манжеты, не должно превышать 0,05 МПа.

Аксиально-поршневые гидромоторы в значительной мере лишены недостатков шестеренных. Эти гидромоторы наиболее широко используются в общем машиностроении. В сельскохозяйственных машинах они применяются в приводах ведущих колес самоходных агрегатов (например, свеклоуборочных комбайнов КС-6). Перспективно их применение в кукурузоуборочных, картофелеуборочных и зерноуборочных комбайнах. Жесткая характеристика таких гидромоторов, возможность получения малой частоты вращения, что позволяет исключить металлоемкие механические редукторы, обуславливают возможность использования их для приводов средненагруженных активных рабочих органов сельскохозяйственных машин.

В тракторном и сельскохозяйственном машиностроении используются следующие марки аксиально-поршневых гидромоторов: НПА-64, 210, 20Б и 25Б.

При использовании аксиально-поршневых гидромоторов необходимо учитывать, что они значительно дороже шестеренных (в 5 ... 7 раз), требуют повышенной чистоты рабочей жидкости и применения более дорогих сортов масел. В связи с наличием в сельскохозяйственных машинах значительного количества рабочих органов, имеющих среднюю и низкую частоту вращения ($0,5 \dots 6 \text{ с}^{-1}$) и приводной момент в пределах $50 \dots 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, приходится применять более сложные и дорогие планетарные гидромоторы.

Планетарно-роторные гидромоторы. Самый распространенный среди отечественных планетарных гидромаши — это гидромотор ИРТ-14.200 (см. рис. 3.11). Его конструктивное исполнение отличается от гидровращателя ГВТ-6300 наличием выходного вала, его концентричным вращением относительно корпуса гидромотора, распределением рабочей жидкости, осуществляемым золотниковым устройством плоского типа. Основной узел гидромотора — силовой блок, состоящий из вала, распределителя шестерни, ротора с роликами и щеки. Шпонка связывает распределитель и шестерню в единый узел. Осевое фиксирование этих деталей (шестерни и распределителя) осуществляется затяжкой щеки, которая связана с валом резьбовым соединением. Такое положение щеки фиксируется штифтом 4. Высота ротора и роликов меньше высоты шестерни, поэтому ротор (с роликом) может вращаться вокруг шестерни без заеданий.

Силовой блок с помощью шарикоподшипников 5 и 10 устанавливается в корпусе. Причем компенсация планетарного движения ротора осуществляется с помощью внутреннего зубчатого зацепления, образованного охватываемой (наружной) поверхностью ротора и охватывающей (внутренней) поверхностью корпуса. Осевое перемещение силового блока ограничивается передней 3 и задней 8 крышками. В задней крышке 8 установлен золотник, который своими проточками соединен с полостями 11 и 14 подвода (отвода) рабочей жидкости. Поджатие золотника к распределителю в момент пуска (отсутствие давления в рабочих полостях) осуществляется пружиной. С задней крышкой 8 золотник связан штифтом 13. Крепление крышек гидромотора с помощью стопоров 22 и штифта 13 позволяет произвести установку фазы распределения путем поворота крышек относительно корпуса. После установки фазы распределения, крышки фиксируются стопором 16. Уплотнители 1 и 2 служат для предотвращения утечек по валу.

Как все роторные гидромашины, гидромотор ИРТ-14.200 реверсивный. Изменение направления вращения выходного вала гидромотора осуществляется изменением направления движения рабочей жидкости.

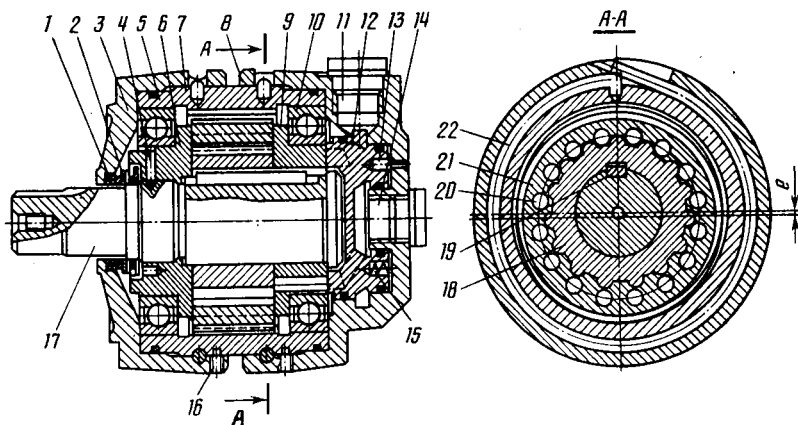


Рис. 3.11. Планетарно-роторный гидромотор ИТР-14.200:

1 и 2 — уплотнители; 3 и 8 — крышки; 4 и 13 — штифты; 5 и 10 — шарикоподшипники; 6 — щека; 7 — корпус; 9 — распределитель; 11 и 14 — полости; 12 — золотник; 15 — пружина; 16 и 22 — стопоры; 17 — вал; 18 — шестерня; 19 — шпонка; 20 — ролики; 21 — ротор.

Рассмотренная конструкция гидромотора была принята за основу при создании унифицированного ряда планетарно-роторных гидромоторов.

Одно из преимуществ этого типа гидромоторов — сравнительно низкая металлоемкость. Например, удельная масса планетарных гидромоторов на единицу рабочего объема составляет $7,5 \cdot 10^{-6}$ кг/л (у лучших плунжерных гидромашин — $1,2 \cdot 10^{-4}$ кг/л).

Гидроцилиндры выпускают в трех исполнениях, обозначенных цифрами 2, 3, 4 (табл. 5).

5. Классификация поршневых гидроцилиндров

Исполнение	Характеристика	
	Номинальное давление, МПа	Внутренний диаметр гидроцилиндра, мм
2	14, 20, 25	55, 75, 90, 100, 110
3	14, 20, 25	50, 60, 63, 80, 100, 110
4	14, 20, 25	63, 80 и 100

Пример условного обозначения гидроцилиндра: Ц-80-200-4; цифра 80 обозначает диаметр поршня; 200 — ход поршня, а 4 — исполнение.

3.2. ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Гидрораспределители золотникового типа — наиболее распространенные устройства коммутации потоков жидкости в гидроприводах сельскохозяйственных машин и тракторов.

Их преимущества по сравнению с гидрораспределителями кранового типа заключаются в том, что золотник разгружен от давления жидкости, поток жидкости можно поочередно подавать к нескольким потребителям, и в том, что гидрораспределители этого типа малочувствительны к загрязнению рабочей жидкости.

Промышленностью освоен выпуск следующих конструкций, клапанно-золотниковых гидрораспределителей моноблочного типа: Р-80-2-1-44, Р-80-2-2-44, Р-80-2-1-222, Р-80-2-1-22, Р-80-2-1-444, Р-80-2-2-444, Р-80-2-3-444, Р-160-2-1-222-20, Р-160-2-1-111-10, Р-160-2-1-222-30 и Р-160-2-1-111-20.

Структура условного обозначения гидрораспределителей: Р — распределитель; 80 — номинальный поток, л/мин; 2 — исполнение по давлению; 1 — исполнение по конструкции; 4 — тип и количество золотников или рабочих секций в порядке от переливного клапана.

Гидрораспределители типа Р-80 выпускаются в двух исполнениях по давлению: с номинальным давлением 14 и 16 МПа с настройкой предохранительного клапана соответственно на давление 17,5 и 20 МПа.

Устройство и принцип работы гидрораспределителя типа Р-80 показаны на рисунке 3.12.

В корпусе 4 размещены два или три золотника 3, управляющих независимо один от другого двумя или тремя гидродвигателями, и клапанное устройство, обеспечивающее разгрузку гидросистемы и ограничение давления рабочей жидкости.

Корпус гидрораспределителя снабжен отверстиями для присоединения гидролиний, идущих от насоса к гидродвигателям и баку гидросистемы.

Применяемые в гидрораспределителе золотники могут устанавливаться в зависимости от типа в следующие позиции: золотники типа 1, 2 и 3 — «Подъем» (а), «Нейтральная» (в), «Опускание принудительное» (с) и «Плавающая» (д); золотник типа 4 — в те же, кроме позиции «Плавающая».

При установке всех золотников в позицию «Нейтральная» гидролинии, ведущие к гидродвигателям, перекрываются, а вся нагнетаемая в гидрораспределитель рабочая жидкость проходит через переливной клапан 12 на слив в бак гидросистемы.

При установке золотника в позицию «Плавающая» обеспечивается возможность свободного перемещения рабочего органа гидродвигателя под действием внешних сил (например, силы тяжести).

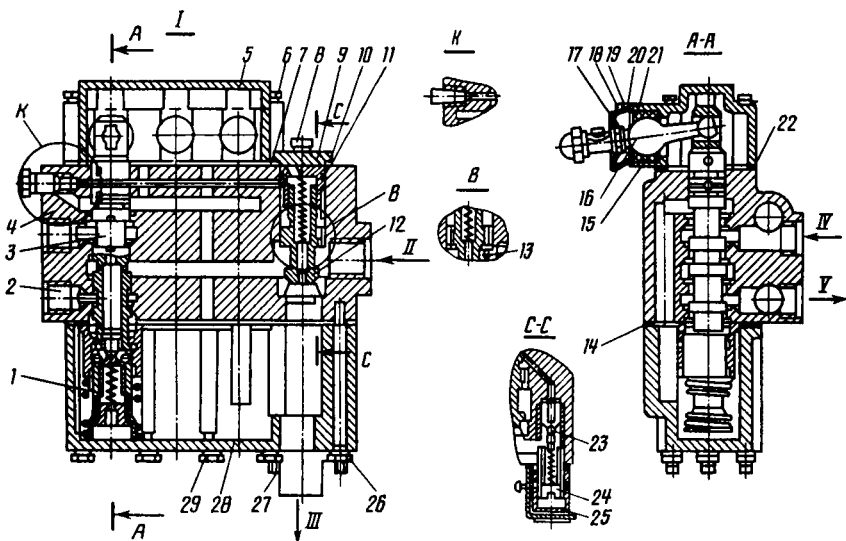


Рис. 3.12. Гидрораспределитель клапанно-золотниковый типа Р-80:

1 — пружина; 2 — механизм автовозврата; 3 — золотник; 4 — корпус; 5 — крышка; 6, 8 и 18 — болты; 7, 11 и 15 — кольца; 9 — упор; 10 — направляющая; 12 — клапан переливной; 13 — клапан стержневой; 14 и 22 — прокладки; 16 — рычаг; 17 — пыльник; 19 — пластина пыльника; 20 — пластина колец; 21 — вкладыш; 23 — клапан предохранительный; 24 — винт регулировочный; 25 — колпачок; 26 и 29 — гайки; 27 — фланец; 28 — крышка нижняя; I — «нейтральная» позиция золотника; II — от насоса; III — слив в бак; IV — из цилиндра; V — в цилиндр

В позиции «Подъем» золотники типа 1 и 4 удерживаются вручную усилием, приложенным к рычагу управления; золотники типа 2 и 3 — шариковым фиксатором.

В позиции «Опускание принудительное» золотник типа 2 удерживается шариковым фиксатором, золотники остальных типов — вручную.

В позиции «Плавающая» золотники типа 1, 2 и 3 удерживаются шариковым фиксатором.

Возврат золотника из рабочей позиции в позицию «Нейтральная» осуществляется пружиной 1.

Из позиции «Плавающая» золотники типа 1, 2 и 3 возвращаются автоматически после отжатия фиксатора вручную небольшим перемещением рукоятки управления в направлении позиции «Нейтральная».

Из позиции «Подъем» золотники типа 1 и 4 возвращаются после снятия руки с рукоятки управления, золотники типа 2 и 3 — вручную или автоматически при давлении в гидрочинии, соответствующем давлению настройки предохранительного клапана 23.

Из позиции «Опускание принудительное» золотник типа 2 возвращается вручную или автоматически при достижении в гидролинии давления не более 3 МПа, типа 1, 2 и 4 — после снятия руки с рукоятки управления.

Клапанное устройство состоит из предохранительного и переливного клапанов. Переливной клапан предназначен для перепуска рабочей жидкости на слив при нахождении всех золотников в позиции «Нейтральная» или «Плавающая». Когда какой-либо золотник оказывается задержанным в позиции «Подъем» или «Опускание принудительное», возрастающее давление в гидролинии приводит к открытию предохранительного и, вследствие этого, переливного клапана.

В гидрораспределителе, предназначенном для работы в гидросистеме, содержащей регулятор глубины обработки почвы, в переливном клапане имеется дополнительный стержневой клапан 13.

В гидрораспределителях 4-го исполнения по конструкции линия управления переливным клапаном не соединена внутри корпуса с полостью слива (сеч. К).

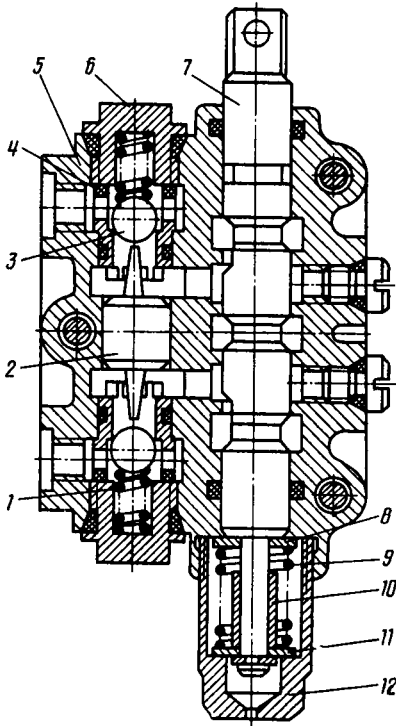
Гидрораспределитель четвертого исполнения золотников Р-80-2-2-444 входит в распределительное устройство Р-80-П6-ПГ, которое состоит из двух гидрораспределителей: Р-80-2-2-444 и Р-80-2-3-444. Устройство служит для распределения потока рабочей жидкости в гидравлических навесных системах грейферных погрузчиков, где количество исполнительных механизмов более 3.

В связи с большим количеством гидроагрегатов, устанавливаемых на таких сельскохозяйственных машинах, как самоходные зерноуборочные и свеклоуборочные комбайны, для их управления применяют многосекционные гидрораспределители типа ГА-34000В и односекционные типа ГА-47000В.

Гидрораспределитель ГА-34000В в зависимости от количества потребителей изготавливают пяти-, шести или семисекционным. В семисекционном гидрораспределителе применяют рабочие секции двух типов: с запорными клапанами или без них (см. рис. 3.13).

В корпусе 5 секции находится золотник 7, устанавливаемый в нейтральное положение под действием пружины 9, опирающейся торцами на шайбы 8 и 11. Шайбы при нейтральном положении золотника 7 усилием пружины прижимаются к торцевым поверхностям расточек корпуса и стакана 12. При перемещении золотника 7 вверх или вниз одна из шайб касается торца расточки корпуса 5 или торца расточки стакана 12, а вторая шайба, перемещаясь совместно с золотником 7, сжимает пружину 9. Ход золотника 7 ограничен дистанционной втулкой 10.

Рис. 3.13. Секция гидрораспределителя ГА-34000В:



1 и 9 — пружина; 2 — поршень; 3 — шарик; 4 — втулка; 5 — корпус; 6 — пробка; 7 — золотник; 8 и 11 — шайбы; 10 — втулка дистанционная; 12 — стакан

Обратные клапаны размещены в расточке корпуса 5 рабочей секции параллельно оси золотника 7. Клапаны состоят из втулок 4 с установленными в них шариками 3, которые прижимаются пружинами 1 к гнездам втулок 4. Пружины 1 сжимаются пробками 6, которые даже при полном завинчивании не доходят до торцов втулки 4. Между втулками 4 размещен поршень 2 с двумя толкателями.

Отверстие под золотник 7 имеет пять кольцевых расточек. Через крайние расточки проходят сквозные сливные отверстия, а через центральную расточку — нагнетательный канал. Две средние расточки соединены отверстиями с полостями под поршнем 2.

При перемещении золотника 7 гидрораспределителя, например, вверх, нагнетательный канал соединяется с расточкой, связанной с областью, расположенной под поршнем 2. Под действием давления жидкости открывается верхний запорный клапан и жидкость поступает в магистраль, идущую к потребителю. Одновременно с открытием верхнего клапана поршень 2 под действием давления перемещается вниз и своим толкателем смещает нижний запорный клапан, открывая путь жидкости, идущей на слив с нагнетательной полости гидродвигателя.

Наряду с указанными ранее типами гидрораспределителей на сельскохозяйственных машинах, например на комбайнах «Нива» и «Колос», применяют гидрораспределители кранового типа.

Основное преимущество гидрораспределителей кранового типа — простота их конструкции и надежность в эксплуатации. Однако из-за бокового прижима золотника область их применения ограничена гидроприводами, работающими при низких давлениях.

Поддержание заданных режимов работы гидропривода осуществляется за счет применения клапанов, дроссельных устройств, гидроаккумуляторов и другой гидроаппаратуры.

3.3. КЛАПАНЫ

Клапаны бывают обратные, предохранительные, редукционные и переливные (перепускные).

Обратные клапаны предназначены для пропуска рабочей жидкости в одном направлении и перекрытия ее движения в обратном направлении. Применяют обратные клапаны с шариковыми и коническими запорными элементами. На корпусах обратных клапанов наносят стрелку, указывающую направление движения рабочей жидкости.

В гидроприводах ряда сельскохозяйственных машин (погрузчики и др.) нашли применение специальные конструкции обратных клапанов, которые получили название *гидрозамков*. Гидрозамки применяют в тех случаях, когда необходима точная фиксация рабочего органа в промежуточном положении путем остановки гидродвигателя и исключения его обратного движения под нагрузкой. В корпусе 1 (см. рис. 3.14) гидрозамка размещены два обратных клапана 2 и 6, между которыми помещен плавающий поршень 4. Рабочая жидкость поступает в корпус 1 через каналы 3 и 5, а из корпуса к гидродвигателю — через каналы 7 и 8. При подводе рабочей жидкости к каналу 3 открывается левый обратный клапан 2 и рабочая жидкость через канал 8 поступает в гидродвигатель. Одновременно поршень 4 под давлением рабочей жидкости смещается вправо и открывает обратный клапан 6, обеспечивая проход отводимой рабочей жидкости через каналы 7 и 5 к гидрораспределителю. При подаче рабочей жидкости в канал 5 гидрозамок срабатывает аналогично, но в обратном направлении. В случае, если циркуляция в рабочей жидкости не проходит, обратные клапаны 2 и 6 запирают рабочую жидкость в гидродвигателе, фиксируя его положение.

Предохранительные клапаны предназначены для защиты гидроприводов от перегрузок путем ограничения максимального давления. Предохранительный клапан должен срабатывать быстро и обладать высокой пропускной способностью. Простейший предохра-

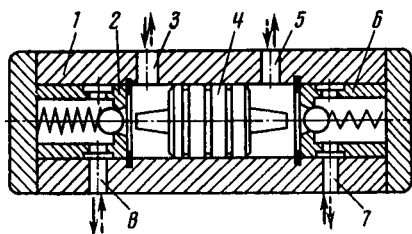


Рис. 3.14. Гидрозамок:

1 — корпус; 2 и 6 — обратные клапаны; 3, 5, 7 и 8 — каналы; 4 — поршень

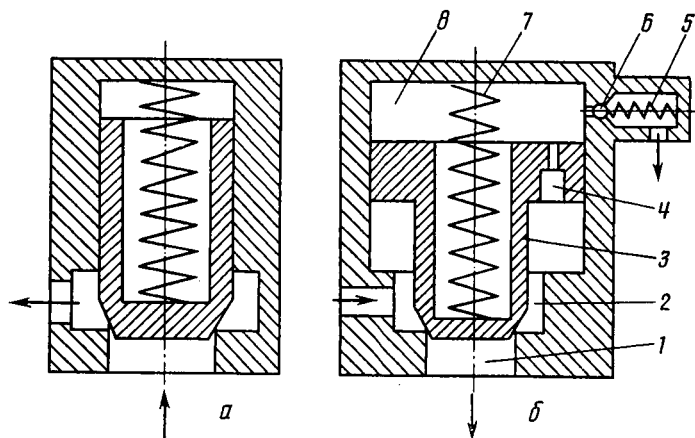


Рис. 3.15. Предохранительный клапан:

a — прямого действия; *б* — с серводействием: 1, 2 и 8 — полости клапана; 3 — клапан; 4 — дроссельное отверстие; 5 и 7 — пружины; 6 — шариковый клапан.

тельный клапан (см. рис. 3.15, *a*) состоит из шарика (или плунжера), нагруженного пружиной, регулируемой на определенное давление. Однако в гидроприводах с большими расходами рабочей жидкости такие клапаны не применяются, так как для удержания клапана больших размеров требуются мощные пружины, не обладающие необходимой чувствительностью. В этих случаях применяют предохранительные клапаны с серводействием (см. рис. 3.15, *б*). В таком клапане полость 2 сообщена с нагнетательной, а полость 1 — со сливной магистралью. Дроссельное отверстие 4 сообщает полость 2 с надклапанной полостью 8. При давлении в гидроприводе ниже допускаемого, в полостях 2 и 8 давление одинаково и клапан 3 прижат к седлу, так как площадь клапана в полости 8 больше, чем в полости 2, и, кроме того, клапан прижат пружиной 7. При повышении давления в гидроприводе выше допустимого вспомогательный шариковый клапан 6, преодолевая усилие пружины 5, отжимается, в результате чего часть рабочей жидкости из полости 8 отводится в сливную магистраль. Дроссельное отверстие 4 не позволяет быстро восстановить давление в полости 8, поэтому давление под клапаном в полости 2 становится больше и он поднимается, пропуская рабочую жидкость в полость 1, сообщенную с баком.

Открытие предохранительного клапана произойдет тогда, когда давление достигнет допускаемого значения и закроется клапан 6, давление в полостях 2 и 8 сравняется и клапан 3 опустится на седло, перекрывая слив жидкости в полость 1.

Переливные клапаны предназначены для поддержания заданного давления в напорной магистрали путем непрерывного перепуска рабочей жидкости на слив. Кроме того, функциональное назначение переливных клапанов состоит в своевременной разгрузке насоса при завершении рабочего цикла и перепуске рабочей жидкости из напорной магистрали в сливную при нейтральном положении золотника распределительного устройства. Нередко перепускные клапаны при наличии устройств, регулирующих расход в зоне управления, используют как регуляторы скорости перемещения рабочих органов или регуляторы давления. По конструкции переливные клапаны бывают шариковые, конусные, плунжерные и др. С точки зрения надежности в гидроприводах с тяжелыми режимами эксплуатации предпочтение следует отдавать плунжерным переливным клапанам, которые по долговечности превосходят все остальные.

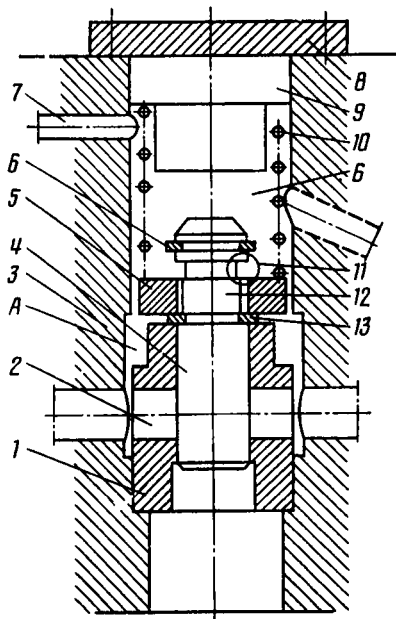


Рис. 3.16. Переливной клапан плунжерного типа:

1 — корпус клапана; 2 — напорная магистраль; 3 — корпус; 4 — плунжер; 5 — поршень; 6 и 13 — упоры; 7 — канал управления; 8 и 9 — крышки; 10 — пружина; 11 — выточка; 12 — канал управления.

Устройство переливного клапана плунжерного типа (а. с. СССР № 1315704) показано на рисунке 3.16.

В корпусе 1 клапана установлены запорный орган, выполненный в виде плунжера 4 и поршень 5. Причем поршень 5 установлен на плунжере 4 с возможностью ограниченного упора 6 и 13 перемещения относительно корпуса 3.

Полость B над поршнем 5 сообщена с каналом управления 7, а полость A под поршнем 5 сообщена с напорной магистралью 2. В плунжере 4 клапана выполнен канал 12, сообщающий полости A и B, причем поршень 5 установлен с возможностью прикрытия канала 12 в крайнем верхнем положении поршня 5.

При сообщении полости B каналом управления со сливом в полостях A и B возникает перепад давления, под действием которого поршень 5 перемещается вверх, преодолевая сопротивление пружины 10, и, воздействуя на упор 6, перемещает плунжер

4 в сторону открытия клапана. При этом открытие клапана происходит под действием максимального перепада давления, определяемого величиной сопротивления только кольцевого зазора между поршнем 5 и корпусом, так как канал 12, сообщающий полости Б и А во время открытия клапана, перекрыт поршнем 5. При закрытии канала управления перепад давления уменьшается и поршень 5 под воздействием пружины 10 начинает перемещаться вниз, открывая канал 12, что способствует более быстрому выравниванию давления в полостях Б и А и тем самым более ускоренному перемещению поршня 5 и запорного органа до момента полного закрытия клапана. Конструкция описанного переливного клапана обеспечивает выполнение заданных функций в широком диапазоне температуры и расходов рабочей жидкости.

3.4. ДРОССЕЛИ И СИНХРОНИЗАТОРЫ

Дроссели. Дроссельные устройства применяют для регулирования скорости гидродвигателей и представляют собой гидравлические сопротивления с постоянным или регулируемым проходным сечением. По форме рабочих элементов различают игольчатые, щелевые и канавочные, винтовые и пластинчатые.

В игольчатом дросселе (см. рис. 3.17, а) проходное сечение изменяют, перемещая иглу вдоль оси.

В винтовом дросселе (см. рис. 3.17, б) на боковой поверхности иглы или плунжера выполнена винтовая нарезка. Сопротив-

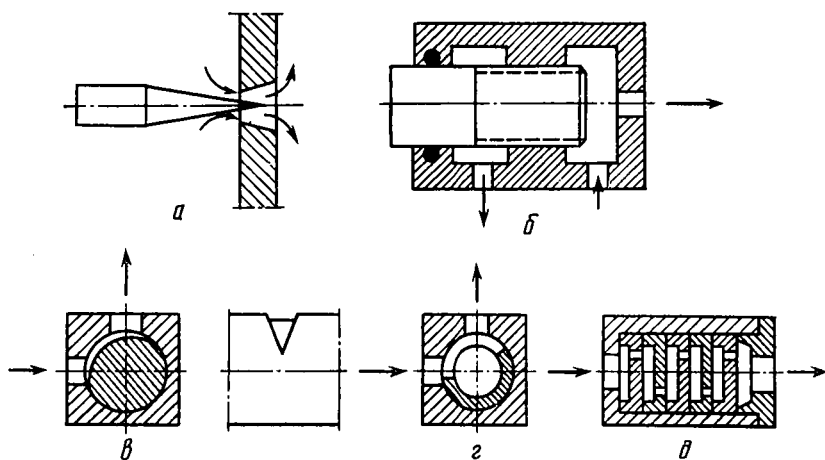


Рис. 3.17. Дроссели:

а — игольчатый; б — винтовой; в — канавочный; г — щелевой; д — пластинчатый

ление винтового дросселя зависит от длины нарезки, поэтому проходное сечение дросселей этого типа меняют, ввертывая или вывертывая иглу.

В канавочных (см. рис. 3.17, *в*) и щелевых (см. рис. 3.17 *г*) дросселях на боковой поверхности плунжера сделаны треугольные или прямоугольные канавки. Поворачивая плунжер относительно корпуса, можно регулировать проходное сечение дросселя.

Примером дросселя постоянного сечения может служить пластинчатый дроссель (см. рис. 3.17, *д*), состоящий из набора пластин с отверстиями, разделенными тонкими металлическими кольцами. Сопротивление его зависит от размера и количества отверстий в пластинах и общей длины набора пластин.

Потери напора в дросселях при данном перепаде давления зависят от скорости потока и от силы трения, а следовательно, и от вязкости рабочей жидкости.

Расход жидкости через дроссель прямо пропорционален перепаду давления, а так как перепад давления в дросселе зависит от нагрузки, преодолеваемой гидродвигателем, то при переменной нагрузке изменяется и скорость выходного звена гидродвигателя.

Для поддержания необходимой скорости гидродвигателя при изменяющейся нагрузке применяют регуляторы потока. В состав регуляторов, кроме дросселей, входят клапаны, обеспечивающие постоянный перепад давления на дросселе.

Синхронизаторы. В ряде сельскохозяйственных машин для выполнения заданного технологического процесса необходима синхронная работа всех параллельно подключенных гидродвигателей. Схемы синхронизации гидродвигателей создаются на базе дроссельных или объемных делителей и сумматоров потока, которые с помощью автоматических регуляторов поддерживают равные расходы рабочей жидкости в параллельных потоках (при их разделении или слиянии) независимо от нагрузки.

Принцип действия дроссельного делителя потока заключается в следующем. Рабочая жидкость от насоса поступает в делитель через канал 2 (см. рис. 3.18, *а*) и затем через дроссели 1 и 3 по каналам 5 и 6 проходит к потребителям, обтекая плавающий поршень 4. Если оба потребителя нагружены одинаково, давление в их подводных магистралях равно и через каналы 5 и 6 протекают равные количества жидкости. При неодинаковой нагрузке потребителей давление в одной из камер делителя, например левой, возрастает, а следовательно, уменьшается перепад давления на дросселе 1. В результате этого большая часть жидкости стремится пройти через дроссель 3. Однако благодаря возросшему давлению в левой камере поршень 4 передвигается вправо и частично перекрывает канал 5. В этом положении

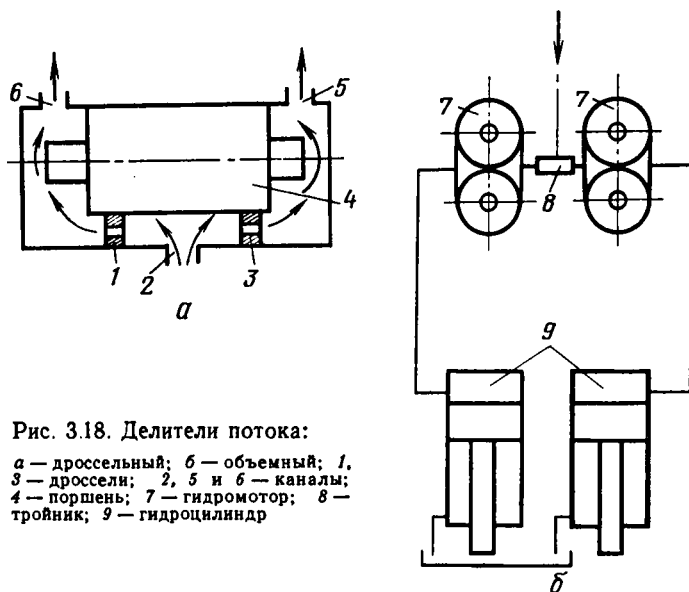


Рис. 3.18. Делители потока:

a — дроссельный; *б* — объемный; 1, 3 — дроссели; 2, 5 и 6 — каналы; 4 — поршень; 7 — гидромотор; 8 — тройник; 9 — гидроцилиндр

поршень 4 будет находиться до тех пор, пока давление в камерах не уравнивается, а количество жидкости, поступающей к потребителям, не станет одинаковым.

Недостаток дроссельных делителей потока — неизбежные потери напора в дросселях, а также то, что они рассчитаны на обслуживание не более двух потребителей. В этой связи их применяют лишь в передачах с относительно небольшими расходами жидкости.

Объемный делитель потока (см. рис. 3.18, б) представляет собой два или более гидромоторов 7, чаще всего шестеренных, собранных в один блок, так, что их ведущие шестерни жестко укреплены на одном общем валу, а ведомые шестерни свободно вращаются на общей оси. Рабочая жидкость из насоса подается к тройнику 8, откуда она поступает к гидромоторам 7, приводя их во вращение.

Благодаря жесткой кинематической связи все шестерни вращаются с одинаковой частотой, поэтому в каждый из гидроцилиндров 9 поступает одинаковое количество жидкости, независимо от распределения нагрузки между ними.

КПД объемных делителей потока значительно выше, чем у дроссельных, поэтому их применяют в более мощных гидроприводах.

3.5. ГИДРО- АККУМУЛЯТОРЫ

Гидроаккумуляторы служат для накопления энергии и отдачи ее гидродвигателям при кратковременных перегрузках, когда потребная мощность превышает мощность, развиваемую насосом.

Гидроаккумуляторы используются также в качестве буферных устройств для сглаживания резких колебаний давления в гидроприводах при переменных нагрузках и уменьшения частоты включения предохранительного клапана.

На тракторах гидроаккумуляторы применяют главным образом для поддержания заданного давления в гидроувеличителях сцепного веса при холостой работе насоса.

В мобильных сельскохозяйственных машинах применяют главным образом пружинные поршневые гидроаккумуляторы.

Пружинный гидроаккумулятор (см. рис. 3.19) состоит из корпуса 1, поршня 2 и пружины 3, которая сжимается под действием давления жидкости, поступающей из насоса в камеру 5 через клапан зарядки (на рисунке не показан), автоматически соединяющий указанную полость 5 с нагнетательной магистралью насоса при падении давления в гидроаккумуляторе ниже определенной величины и открывает насос при достижении заданного давления зарядки. При соединении полости 5 с потребителем пружина 3 разжимается и выталкивает жидкость из гидроаккумулятора в рабочую камеру потребителя.

Пружинные гидроаккумуляторы имеют малую емкость и рассчитаны на небольшие давления (2—3 МПа).

В ряде мобильных машин применяются гидропневматические аккумуляторы, имеющие внутри герметичной емкости две камеры — воздушную и жидкостную, разделенные поршнем с уплотнением. Гидропневматические аккумуляторы изготавливаются на давление до 20 МПа.

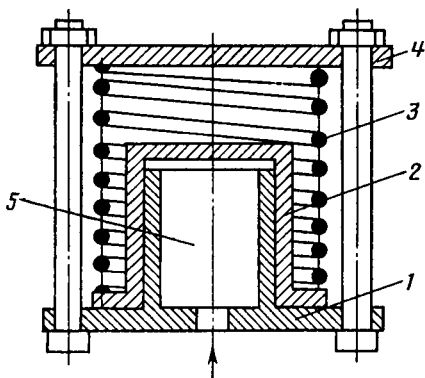


Рис. 3.19. Гидравлический аккумулятор:

1 — корпус; 2 — поршень; 3 — пружина;
4 — фланец; 5 — жидкостная камера.

3.6. БАКИ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Баки предназначены для питания гидроприводов рабочей жидкостью. В них она охлаждается, из нее удаляются пузырьки растворенного воздуха и осаждаются загрязнения.

В гидроприводах сельскохозяйственных машин баки работают при атмосферном давлении, для чего они оборудованы сапунами. Баки имеют заливную горловину с фильтром грубой очистки, всасывающий и сливной патрубки. Для слива рабочей жидкости и удобства промывки бака в самом низком его месте располагается сливная пробка.

Внутри бака между всасывающим и сливным отверстием выполняется перегородка высотой, равной 2—3 уровням жидкости в баке. Бак снабжают указателем уровня жидкости закрытого типа.

Кондиционеры рабочей жидкости служат для поддержания в процессе эксплуатации гидропривода необходимых качественных показателей рабочей жидкости.

Фильтры в гидросистемах машин предназначены для очистки рабочей жидкости от продуктов окисления, износа деталей, а также от посторонних частиц, поступающих извне.

Наряду со способностью задерживать частицы загрязнений фильтры должны обладать возможно большей проницаемостью для рабочей жидкости, с тем чтобы свести до минимума их гидравлическое сопротивление. Очистка жидкости от загрязнений заключается в процеживании ее под некоторым избыточным давлением через чистые сетки, ткани, пористые материалы и силовые поля.

В тракторах и сельскохозяйственных машинах наибольшее распространение получили фильтры из латунной сетки саржевого плетения, устанавливаемые на сливных линиях гидроприводов. В основном применяют сетку номеров 0,046; 0,06; 0,071; 0,1; 0,15. Номер сетки одновременно указывает размер стороны ячейки в свету в миллиметрах.

Для предохранения фильтрующих элементов от разрушения фильтры в сельскохозяйственных машинах снабжаются предохранительными клапанами, настроенными на давление 0,15 ... 0,2 МПа, которые срабатывают при сильном загрязнении. В этих случаях рабочая жидкость в основном не фильтруется, а агрегаты гидропривода подвергаются ускоренному износу.

Для гидроагрегатов, требующих повышенной тонкости фильтрации, применяют фильтры с пористыми фильтрующими элементами.

Теплообменники предназначены для обеспечения заданного температурного режима рабочей жидкости. В гидросистемах машин применяют в основном воздушные теплообменники, в которых теплообменные трубки, как правило, обдуваются потоком воздуха, создаваемого вентилятором или за счет естественной циркуляции воздушных потоков.

3.7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАГИСТРАЛИ И РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ

Гидравлические магистрали. Для подвода рабочей жидкости к элементам гидропривода применяют жесткие металлические трубопроводы и гибкие рукава среднего и высокого давления. Трубопроводы изготавливают в основном из стальных бесшовных труб, к которым припаивают или приваривают трубопроводную арматуру. В сельскохозяйственном машиностроении используют трубопроводную арматуру с шарообразным nippleм с углом конуса 60° . В связи с большими динамическими нагрузками в гидросистемах грейферных погрузчиков используют гидроарматуру с углом конуса 24° .

Рукава среднего давления армированные выпускаются с условным проходом 8 и 12 мм на рабочее давление 10 и 8 МПа соответственно. Рукава высокого давления армированные выпускают с условным проходом 8, 10, 12, 16, 20 мм на рабочее давление до 15, 13, 12, 10, 9 МПа соответственно.

В гидросистемах машин, агрегируемых с тракторами, применяют запорные устройства и разрывные муфты. Запорные устройства предназначены для автоматического запирания вручную разъединяемых полостей гибких рукавов и гидроагрегатов и защиты их от попадания пыли и грязи. Разрывные муфты предназначены для автоматического разъединения и запирания гибких рукавов при возникновении в них аварийных растягивающих усилий (отсоединение сельскохозяйственных машин от трактора).

Рабочие жидкости в гидроприводе передают энергию, выполняют смазывающие и охлаждающие функции, защищают детали от коррозии и выносят из гидроагрегатов продукты износа. В связи с этим работоспособность гидроприводов, их надежность и долговечность в значительной степени зависят от типа применяемой рабочей жидкости и ее состояния в процессе эксплуатации.

Одна из важнейших характеристик рабочей жидкости — это вязкость, которая характеризует внутреннее трение жидкости. От вязкости зависят возможность появления слоя жидкости на поверхности трущихся деталей и предотвращение их износа и заедания, а также скорость течения жидкости в зазорах, ее нагрев, параметры работы всех гидравлических агрегатов.

Наиболее чувствительны к изменению вязкости насосы — при большой вязкости возможны неполное заполнение всасывающей магистрали и снижение производительности, при малой вязкости — резкий рост утечек, увеличение интенсивности износа трущихся деталей.

Вязкость минеральных масел сильно зависит от температуры, поэтому в процессе эксплуатации необходимо поддерживать температуру рабочей жидкости в рекомендуемых пределах.

В гидротрансмиссиях самоходных кормоуборочных машин используется масло ЭШ (ГОСТ 10363—78), а в гидросистемах управления положением рабочих органов, гидроприводе активных рабочих органов, гидрообъемном рулевом управлении, гидросистемах погрузчиков и тракторов — моторные масла: летом — М-10В, М-10Г, зимой — М-8В, М-8Г (ГОСТ 8581—78).

Для аксиально-поршневых гидромашин применяют следующие масла: летом — веретенное АУ (ОСТ 38.01412—86), промышленное И-20А, И-30А (ГОСТ 20799—88), зимой — ВМГЗ (ТУ 38.101.479—84).

Марку масла выбирают в зависимости от климатической зоны и времени года. Зимой следует применять менее вязкие сорта масла. Избыточное количество в масле частиц воды и воздуха может привести к пенообразованию, которое ухудшает смазывающие свойства масла, вызывает повышенный износ трущихся деталей, коррозию и образование устойчивых эмульсий. Кроме того, сжатие воздушных пузырьков сопровождается выделением теплоты, что ускоряет процессы окисления и разложения масла. При окислении вязкость масла понижается и из него выпадают различные смолистые отложения, разрушающие резиновые уплотнения. Для уменьшения окисления масел, снижения способности к пенообразованию в них добавляют специальные присадки.

Глава 4. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРОПРИВОДОВ В УСЛОВИЯХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Под эксплуатацией гидроприводов понимают совокупность операций по подготовке к использованию их по назначению, техническому обслуживанию, хранению и транспортированию. Критерием для определения условий эксплуатации может быть совокупность факторов, действующих на гидропривод: характеристика климатических районов, условия размещения гидропривода и его элементов, виды нагрузок и порядок их чередования. Чем жестче условия эксплуатации, тем более повышенные требования предъявляются к конструкции гидропривода и его элементов.

Для гидроприводов сельскохозяйственной техники различают три режима работы: легкий, средний и тяжелый (табл. 6).

Легкий режим работы обычно характеризуется эпизодической работой, связанной с технологическим циклом машин, средний —

периодической работой, связанной с технологическим циклом машины, тяжелый — постоянной весьма длительной работой при выполнении технологического цикла машины или ее передвижении.

6. Показатели для классификации режимов работы

Показатель	Режим работы		
	легкий	средний	тяжелый
Температура рабочей жидкости, °С:			
моторные масла	40...50	50...70	15...80
индустриальные масла	15...30	30...50	5...50
Кoeffициент использования номинального давления, %	До 40	До 70	До 100
Кoeffициент продолжительности работы под нагрузкой, %	До 10	До 35	Свыше 65
Кoeffициент динамичности, МПа/с	10...20	20...60	Свыше 60

При классификации условий работы гидроприводов необходимо также оценивать степень запыленности воздуха, окружающего гидроагрегаты при выполнении машиной технологического процесса, а также химический состав пыли, агрессивность ее по отношению к деталям гидроприводов. Обычно к тяжелым режимам эксплуатации гидроприводов относят работу машин с химическими удобрениями, ядохимикатами и другими агрессивными веществами в условиях Крайнего Севера, Средней Азии и тропиков.

По продолжительности работы под нагрузкой и по коэффициенту динамичности к тяжелому режиму работы относят режим гидроприводов, например, тракторных грейферных погрузчиков, измельчителей кормов ИРТ-165, разбрасывателей органических удобрений РУН-15Б и других гидроприводов активных рабочих органов поступательного и вращательного типа.

На износ трущихся соединений гидроагрегатов большое влияние оказывает загрязненность рабочей жидкости мелкодисперсными частичками технологической среды.

Условия эксплуатации машин, работающих в агрессивной технологической среде, имеют свои определенные особенности. Эксплуатация гидроприводов в таких условиях отличается тем, что их рабочая жидкость загрязняется мелкодисперсными частичками, способными благодаря своим особым свойствам оказывать более вредное воздействие, чем обычная абразивная среда, как на саму рабочую жидкость, так и на трущиеся соединения гидроагрегатов.

Процесс изменения противоизносных свойств рабочей жидкости при попадании в нее минеральных удобрений объясняется

следующим: часть нерастворенных мелкодисперсных частиц удобрений вместе с рабочей жидкостью под давлением проходит через зазоры трущихся соединений, вызывая гидроабразивное и абразивное изнашивание. Остальная часть, вступив в реакцию с водой, изменяет эксплуатационные свойства масла.

Интенсивность коррозионного воздействия зависит от количества нерастворенной воды, растворимости удобрений и их химической активности. В рабочей жидкости гидросистем тракторов в весенне-летних условиях можно обнаружить 0,001 ... 0,54% по массе воды. В зимних условиях количество воды достигает 1% по массе.

Наличие минеральных удобрений и воды в масле при эксплуатации увеличивает его коррозионную способность по сравнению с маслом в состоянии поставки в 7 ... 9 раз, а наличие только воды (без удобрений) — в 3 раза.

Длительная безотказная работа гидроприводов зависит от соблюдения правил эксплуатации.

В частности, для обеспечения надежной работы насоса при его установке и монтаже гидросистемы необходимо:

выбрать такую конструкцию гидропривода, которая исключила бы передачу радиальных и осевых усилий на вал насоса и допускала бы возможность его радикальных перемещений до 0,3 мм;

обеспечить скорость течения жидкости во всасывающей гидрролинии не более 1,5 м/с, а разрежение — не выше 260 ГПа; монтировать всасывающую гидрролинию по возможности короткой с минимальным числом перегибов, причем установка кранов, фильтров и клапанов на ней не рекомендуется;

проследить, чтобы на насос не передавались механические усилия от деформации и перемещения присоединяемых к нему гидрролиний;

проследить, чтобы уровень жидкости в баке был выше входного отверстия насоса не менее чем на 150 мм.

Для снижения вредного влияния на насос вибрации, пульсации давления и резонансных явлений целесообразно установить компенсирующее звено на участке напорной гидрролинии.

Нормальные условия эксплуатации исключают:

работу насоса на моторных маслах при температуре выше +80°C и на индустриальных при температуре выше +50°C;

использование бывшего в употреблении масла без его предварительной проверки.

При эксплуатации гидромоторов особое внимание следует обратить на давление в дренажном трубопроводе, так как увеличение его сверх допустимой величины вызывает износ манжеты уплотнения ведущего вала.

Ввиду использования рабочей жидкости в качестве смазки подшипников гидромотора недопустимо продолжительное вращение его по инерции после остановки приводного насоса, а также работа при температуре рабочей жидкости выше предельных величин.

Наработка гидромотором расчетного ресурса в эксплуатации зависит во многом от качества фильтрации рабочей жидкости.

В первый раз фильтрующие элементы очищают после 10 ... 15 ч работы, в дальнейшем — в соответствии с графиком технического обслуживания машины.

Масло рекомендуется заменять через 100 мото-часов с начала эксплуатации, а в дальнейшем — по мере необходимости при потере его функциональных свойств.

Большое влияние на долговечность гидромоторов оказывает динамика работы гидросистемы, поэтому в гидроприводах машин предусматривают устройства для снижения пика давления, особенно при пуске и реверсировании.

В процессе эксплуатации гидрофицированных машин ежедневно, перед началом и по окончании работы, необходим внешний осмотр гидромотора и гидролиний. При этом обращают внимание на отсутствие утечек в местах соединения гидролиний и присоединения их к гидромотору, в местах стыка деталей гидромотора и гидромотора с фланцем присоединяемого механизма.

Устанавливая гидроцилиндры, следят, чтобы отверстия проушины штока и гильзы совпадали с сопрягаемыми отверстиями на раме машин; монтаж гидроцилиндра с принудительным изгибом штока запрещается.

Гидроцилиндры не требуют специального ухода и регулировок, но все же в процессе работы следует обращать внимание на то, чтобы линейная скорость поршня и штока не превышала 0,5 м/с, а также предохранять шток от забоин, попадания загрязнений, своевременно заменять уплотнения, смазывать шарнирные соединения.

Монтируя гидрораспределители и регулирующую аппаратуру, не допускают в них наружной течи масла и попадания воздуха при возникновении разрежений, а также осевых или радиальных усилий, передаваемых на гидроагрегаты.

Рекомендуется гидрораспределители типа Р-80 и Р-160 устанавливать выше или на уровне масла в баке и следить за тем, чтобы сопротивление в сливной магистрали от гидрораспределителя в бак при свободном перетекании масла (позиция «нейтральная» для всех золотников) не превышало 0,05 ... 0,1 МПа. Несоблюдение данного условия вызывает разрыв нижней крышки гидрораспределителя.

Используя гидрораспределители Р-80 и Р-160, следует помнить, что задержка рукоятки в позициях «Подъем» или «Принудительное опускание» по окончании рабочего хода поршня гидроцилиндра приводит к тому, что клапанное устройство гидрораспределителя начинает работать на предельном давлении, а это может вызвать перегрев масла, подтекание в соединениях гидросистемы и быстрый выход насоса из строя.

Надежная работа гидрораспределителей и регулирующей аппаратуры обеспечивается при оптимальной вязкости рабочей жидкости, при температуре промышленных масел от 10 до 50°C и моторных — от 30 до 80°C. В условиях более низких температур наблюдаются отказы автоматических устройств золотников и клапанов серводействия.

Перед монтажом новые трубопроводы во внутренней поверхности протравливают, нейтрализуют, тщательно очищают и промывают потоком рабочей жидкости.

У трубопроводов длиной более 1 м предусматривают промежуточное крепление к машине, обеспечивающее жесткость и гашение вибрации. Крепление не должно препятствовать температурным деформациям трубопровода. Запрещается монтировать трубопроводы с натяжением.

Нормальная работа гидроприводов, как уже отмечалось, зависит от правильной эксплуатации фильтров. Обычно после выхода с завода у машин очищают фильтры первый раз через 25 ч, а затем через каждые 120 . . . 150 ч работы.

Работоспособность и долговечность гидравлического оборудования в значительной мере зависят от соблюдения правил их консервации и хранения. Поэтому соблюдение инструкций по хранению — залог безотказной работы при эксплуатации.

Глава 5. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

В автомобилях, тракторах и сложных сельскохозяйственных машинах часто при передаче энергии между валами, вращающимися с различными и переменными в процессе работы частотами вращения, применяют гидродинамическую передачу.

Гидродинамической передачей называют совокупность механизмов и систем, передающих механическую энергию от двигателя к потребителю посредством потока жидкости.

Гидродинамические передачи, как правило, состоят из двух частей: насосной и турбинной.

В насосной части механическая энергия преобразуется в энергию потока жидкости (динамический напор). В турбинной

части гидравлическая энергия потока капельной жидкости снова преобразуется в механическую.

Основное достоинство гидродинамических передач — это бесступенчатое и автоматическое изменение частоты вращения ведущего вала в зависимости от нагрузки на ведомом валу.

Другие преимущества гидродинамических передач заключаются в быстроходности и плавности работы (плавное трогание с места и плавный разгон), отсутствии трущихся пар (практически отсутствует износ у основных деталей), бесшумности передачи, отсутствии крутильных колебаний, высоком КПД ($\eta = 0,96 \dots 0,98$), возможности осуществления дистанционного и автоматического управления, эксплуатационной надежности.

В целом применение гидродинамических передач делает удобным управление машинами и повышает их экономичность.

По принципу действия гидродинамические передачи делятся на гидромуфты и гидротрансформаторы.

Принципиальное отличие гидромуфты от гидротрансформатора заключается в том, что первая не имеет реактивного элемента и момент на ее вторичном валу равен моменту на первичном.

У гидротрансформаторов имеется реактивный элемент в виде неподвижного направляющего аппарата (реактора), с помощью которого можно изменить не только величину крутящего момента вторичного вала, но и по сравнению с их значениями на первичном валу.

Следовательно, гидромуфта передает мощность без изменения величины крутящего момента, а гидротрансформатор способен изменять величину крутящего момента.

Гидродинамические передачи в машиностроительной практике применяются для:

регулирования скорости вращения ведомого вала при сохранении постоянной скорости вращения ведущего вала;

разгона больших маховых масс. Например, подключение и отключение стартера при запуске газовых турбин;

отклонения устройств и аппаратов разгона на автомобилях, тракторах и тепловозах;

суммирования мощностей и реверса.

5.2. ГИДРОМУФТЫ

Типовая конструктивная схема гидромуфты представлена меридиональным сечением (см. рис. 3.20, а).

Сечение гидромуфты, плоскостью проходящей через ее ось, называется *меридиональным*.

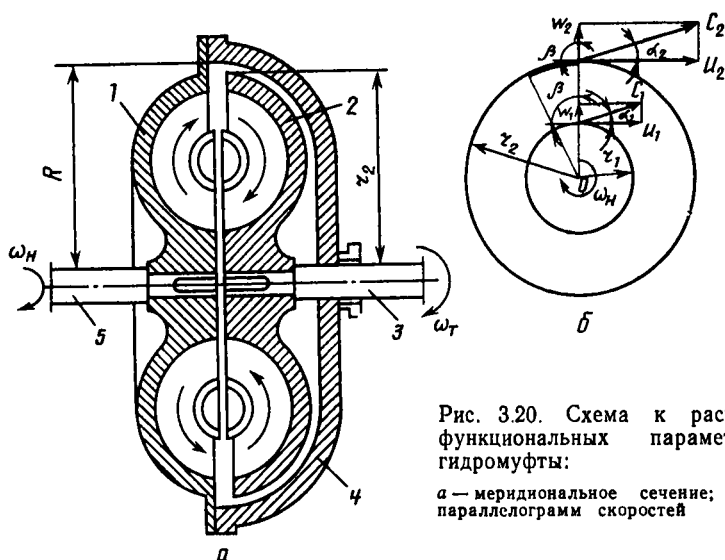


Рис. 3.20. Схема к расчету функциональных параметров гидромукты:

a — меридиональное сечение; *б* — параллелограмм скоростей

Гидромукта состоит из насосного колеса 1, установленного на ведущем валу 5, турбинного колеса 2, насаженного на ведомый вал 3, и корпуса 4.

Так как гидромукта не имеет направляющих аппаратов, то момент ведомого вала равен моменту ведущего, т. е. не происходит трансформации энергии.

Между торцами насосного 1 и турбинного 2 колес имеется зазор. Энергия от насосного колеса 1 на турбинное 2 передается через рабочую жидкость.

В качестве рабочих жидкостей в гидродинамических передачах применяются масла: индустриальное 12, индустриальное 20, турбинное и трансформаторное. Температура рабочей жидкости должна находиться в пределах 55... 135°C.

Во избежание чрезмерного повышения давления в рабочей полости при нагреве жидкости гидромукты заполняют на 85... 87%.

Насосное колесо 1, вращаясь от двигателя, подобно центробежному насосу, забирает жидкость из турбинного колеса 2, которая под воздействием центробежной силы отбрасывается к периферии, перемещаясь вдоль лопаток и вращаясь одновременно с колесом. Вследствие этого рабочая жидкость приобретает запас кинетической энергии и энергии давления. С насосного колеса 1 жидкость попадает на лопатки турбинного колеса 2, преобразует этот запас энергии в механическую работу вращения ведомого вала. Потеряв некоторое количество энер-

гии на преодоление сопротивления вращению турбинного колеса 2, жидкость по его лопастям направляется к центру гидромуфты, где она вновь переходит на насосное колесо 1, и цикл движения повторяется.

Таким образом, жидкость в гидромуфте циркулирует от насосного колеса 1 к турбинному 2 (относительное движение), вращается вместе с колесом (переносное движение) и образует вихревое кольцо (абсолютное движение), называемое *кругом циркуляции*.

Гидромуфты изготовляют без тора или с тором незначительной величины. Внутреннее кольцо гидромуфты называется *тором*, так как это вихревое кольцо имеет геометрическую форму в виде полого тора. Тор может быть металлический и воздушный.

Гидромуфты делятся на регулируемые и нерегулируемые, постоянного и переменного наполнения.

В регулируемой гидромуфте скорость вращения ведомого вала зависит не только от скорости вращения ведущего вала, но и от положения управляемого извне регулирующего устройства.

В регулируемых гидромуфтах предусматривается устройство для управления потоком жидкости внутри нее воздействием извне.

К нерегулируемой относятся гидромуфты, у которых при постоянной скорости вращения ведущего вала скорость вращения ведомого вала зависит только от нагрузочного момента на ведомом валу.

В меридиональном сечении (см. рис. 3.20, а) направление движения рабочей жидкости можно показать только при относительном движении вдоль лопаток колес.

Особенность относительного движения жидкости в гидромуфте — увеличение скорости циркуляции жидкости с увеличением разности угловых скоростей вращения насосного и турбинного колес, в результате чего жидкость с еще более значительной силой ударяет по лопастям турбинного колеса, и это приводит к увеличению значения крутящего момента. При замедлении вращения турбинного колеса действие центробежных сил на жидкость снижается, что приводит к уменьшению сопротивления ее продвижению от насосного колеса через турбинное, а это, в свою очередь, увеличивает скорость циркуляции жидкости. Следовательно, при увеличении скорости циркуляции для вращения насосного колеса необходимо приложить больший момент. При этом на лопатки насосного колеса действует большее значение кориолисовой силы, которая создает повышение давления на лицевой стороне лопатки насосного колеса и на тыльной стороне лопатки турбинного колеса.

Функциональные параметры гидромолты рассчитываются на основе уравнения Л. Эйлера, согласно которому для гидромолтин энергия колес гидромолты, отнесенная к единице веса жидкости (H), может быть выражена напором:

для насосного колеса

$$H_1 = \frac{1}{g} (C_{u_2} u_2 - C_{u_1} u_1); \quad (3.42)$$

для турбинного колеса

$$H_2 = \frac{1}{g} (C_{u_1} u_1 - C_{u_2} u_2), \quad (3.43)$$

где C_{u_1} и C_{u_2} — окружные составляющие абсолютных скоростей частицы жидкости соответственно на входе и выходе рабочего колеса.

Так как гидромолты в основном имеют прямые радиальные лопатки ($\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$), то $C_u = u$.

Если в насосное колесо жидкость поступает из турбинного, то проекция абсолютной скорости на входе $C_{u_{11}} = C_{u_{22}} = u_{22}$ (первые цифры индекса относятся к колесам: 1 — насосное, 2 — турбинное; вторые цифры индекса — скорости на входе или выходе из колес), тогда

$$H_1 = \frac{1}{g} (u_{12}^2 - u_{22} u_{11}). \quad (3.44)$$

Обозначим $\alpha = r/R$; $u = R\omega$; $i = \omega_2/\omega_1$; тогда уравнение (3.44) принимает вид

$$H_1 = \frac{R^2 \omega^2}{g} (1 - \alpha^2 i). \quad (3.45)$$

При условии, что $C_{u_2} = u_{11}$, напор на турбинном колесе

$$H_2 = \frac{R^2 \omega_1^2}{g} (1 - \alpha^2 i). \quad (3.46)$$

Расход в меридиональном сечении для обоих колес одинаков ($Q_1 = Q_2 = Q$). В противном случае в одном из колес происходило бы накопление жидкости.

Значит, моменты на ведущем и ведомом колесах запишутся равенством

$$M_1 = \frac{N}{\omega_1} = \frac{\rho g H_1 Q}{\omega_1}. \quad (3.47)$$

Выполнив преобразование (3.47) с учетом уравнения (3.45), получим:

для насосного колеса

$$M_1 = \rho R^2 \omega_1 (1 - \alpha^2 i) Q; \quad (3.48)$$

для турбинного колеса

$$M_2 = \rho R^2 \omega_1 (1 - \alpha^2 i) Q. \quad (3.49)$$

Следовательно, уравнение Эйлера подтверждает равенство моментов на колесах гидромурфты.

Энергию на преодоление потерь можно выразить соответствующими зависимостями:

потери напора на удар в турбинное колесо

$$h_{\text{уд.т}} = \frac{1}{2g} (C_{12} \cos \alpha_{12} - C_{21} \cos \alpha_{21})^2; \quad (3.50)$$

потери напора на удар при входе в насосное колесо

$$h_{\text{уд.н}} = \frac{1}{2g} (C_{11} \cos \alpha_{11} - C_{22} \cos \alpha_{22})^2; \quad (3.51)$$

потери напора на трение и завихрение

$$h_{\text{т.з}} = \sum \xi \frac{w^2}{2g}, \quad (3.52)$$

где $\sum \xi$ — суммарный коэффициент местных сопротивлений на трение и завихрение, определяемый экспериментально; C_{11} и C_{12} — абсолютные скорости частицы жидкости соответственно при входе и выходе насосного колеса; C_{21} и C_{22} — абсолютные скорости частицы жидкости соответственно при входе и выходе турбинного колеса.

При $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ $C \cos \alpha = u$ уравнение баланса энергии после выполнения математических преобразований принимает вид

$$\frac{1}{g} (u_{12}^2 - u_{11}^2 i) = \frac{1}{g} (u_{12}^2 - u_{11}^2 i) i + \frac{(1-i)^2 (u_{12}^2 + u_{11}^2)}{2g} + \sum \xi \frac{w^2}{2g}. \quad (3.53)$$

Выполнив необходимые преобразования, получим выражение для определения относительной скорости

$$w = u_{11} \sqrt{\frac{(1-i)^2 (m^2 - 1)}{\sum \xi}}, \quad (3.54)$$

где $m = r_2/r_1$ — отношение радиуса турбинного колеса к радиусу насосного по средней линии циркуляции жидкости.

Обозначим постоянную для данной гидромурфты через

$$C = \pi r_1 / 60,$$

тогда уравнение для вычисления относительной скорости имеет вид

$$w = C n_1 \sqrt{\frac{(1-i)^2 (m^2 - 1)}{\sum \xi}}, \quad (3.55)$$

где n_1 — частота вращения насосного колеса, мин^{-1} .

Из уравнения (3.55) следует, что относительная скорость движения жидкости по каналам лопаток рабочих колес прямо пропорциональна частоте вращения ведущего вала, при неподвижном положении ведомого вала ($i=0$) относительная скорость достигает максимального значения, а по мере увеличения передаточного отношения величина ее падает. При $i=1$ турбинное колесо вращается с угловой скоростью насосного и перепада давления между ними нет, следовательно, жидкость не циркулирует по лопастям гидромурфты. Но практически турбинное колесо всегда отстает от насосного. При $i=1$ скорость $\omega = 0$, что соответствует физическому содержанию происходящего процесса в гидромурфте.

Суммарный коэффициент потерь зависит от передаточного отношения и формы рабочей полости. Он достигает наибольших значений при минимальном скольжении.

В заключение следует сказать, что циркуляция жидкости носит организованный характер и весь поток в межлопаточных каналах как бы сосредоточен по средней струйке.

Внешней характеристикой гидромурфты называется зависимость крутящего момента и коэффициента полезного действия от частоты вращения турбинного колеса при постоянной частоте вращения насосного колеса.

Она строится по результатам испытания гидромурфты при полном или частичном заполнении ее рабочей жидкостью. (Если объем рабочей камеры заполнен жидкостью на 90%, то такое наполнение называется *полным*, ниже 90% — *частичным*.)

Внешнюю характеристику гидромурфты (рис. 3.20, б) строят так: на оси абсцисс откладывают частоту вращения турбинного колеса или относительную частоту вращения турбины $i = n_T/n_n$, а на оси ординат — изменение крутящего момента, значение КПД и мощность. За нормальную расчетную точку принимается значение крутящего момента $M=1$ при скольжении $S = 4 \dots 2\%$ ($i = n_T/n_n = 0,96 \dots 0,98$). Из графика (см. рис. 3.21) видно, что гидромурфта относится к передачам, у которых кинематические характеристики зависят от приложенной нагрузки. Это основная особенность гидродинамических передач.

Чтобы понять, почему гидромурфта способна с уменьшением частоты вращения ведущего вала передавать значительно больший крутящий момент, проанализируем уравнение крутящего момента турбины

$$M_T = \rho Q (r_{12} u_{12} - r_{11} u_{11} i). \quad (3.56)$$

Насос вращается с постоянной частотой, поэтому u_{12} и u_{11} — величины постоянные, плотность зависит от температуры жидкости (при анализе принимаем $\rho = \text{const}$).

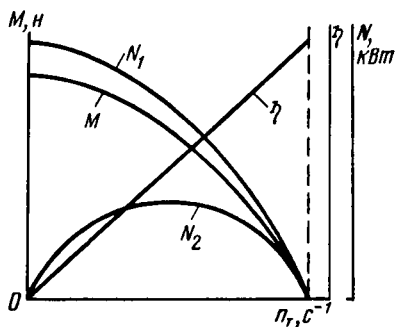


Рис. 3.21. Внешняя характеристика гидромуфты

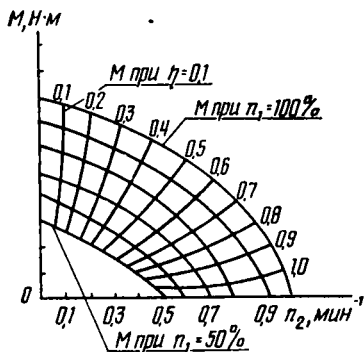


Рис. 3.22. Универсальная характеристика гидромуфты

Следовательно, переменные величины — только Q и i , поэтому увеличение передаваемого крутящего момента может происходить только за счет увеличения расхода или выражения в скобках уравнения (3.56).

С уменьшением частоты вращения турбинного колеса, т. е. с уменьшением i , скорость циркуляции по каналам гидромуфты увеличивается, следовательно, растет Q . Значит, передаваемый гидромуфтой момент увеличивается.

Первый член уравнения (3.56), стоящий в скобках, имеет постоянное значение. Второй член с уменьшением i также уменьшается и, когда $i=0$ (вал турбины остановится), превращается в нуль. Так как он имеет знак «минус», то абсолютная величина двучленна, при уменьшении i растет, что также ведет к увеличению передаваемого гидромуфтой момента.

Отсюда следует, что с падением частоты вращения ведомого вала передаваемый крутящий момент гидромуфты увеличивается либо за счет роста расхода, либо за счет уменьшения передаточного отношения (см. рис. 3.20, б), т. е. гидромуфта способна к работе с большими перегрузками.

Для случая, когда ведущий вал имеет различную частоту вращения, строят так называемую универсальную характеристику.

Универсальной характеристикой гидромуфты называют зависимость ее крутящих моментов от частоты вращения турбинного колеса при различных частотах вращения насосного колеса (см. рис. 3.22).

Универсальную характеристику строят по внешним характеристикам гидромуфты, которые получают в ходе испытаний при постоянных частотах вращения насосного колеса, принимая последовательно $n_m=100\%$, $n_n'=90\%$, $n_n''=80\%$ и т. д.

На универсальной характеристике строятся графики зависимости вращающих моментов гидромуфты при одинаковых значениях КПД, т. е. $M_k = f(n_n, n_r)$ при $\eta = \text{const}$ для значения $\eta = 0,1; 0,2; 0,3$ и т. д.

Универсальные характеристики гидромуфт используют для построения характеристики гидропривода, которая отражает совместную работу передачи и двигателя.

Режим работы гидромуфты регулируется различными способами.

Регулирование частоты вращения ведомого вала и передаваемого момента можно выполнять при постоянной частоте вращения ведущего вала и при переменной.

При работе гидромуфты с постоянной частотой вращения ведущего вала регулирование частоты вращения ведомого вала можно осуществлять тремя способами: различной степенью заполнения рабочей полости; механическим изменением формы рабочей полости; перегрузкой гидромуфты путем прогрессирующего увеличения передаваемого момента или, наоборот, путем снятия нагрузки.

Наибольшее распространение получил жидкостный способ регулирования — изменением степени наполнения жидкостью рабочей полости.

Регулирование изменением частоты вращения ведущего вала двигателя применяется на транспортных (автомобили, тракторы) и грузоподъемных машинах. Этот способ рассмотрим на примере автомобиля. Если остаточный момент на валу гидромуфты меньше, чем сопротивление автомобиля при его движении, то машину можно остановить, не включая двигатель, а только снизив частоту вращения его вала.

Если же остаточный момент у гидромуфты большой, то для остановки машины применяют тормоза для ведущих осей.

Гидромуфты, управляемые за счет изменения формы проточной части при неизменной степени заполнения, или механически управляемые гидромуфты до последнего времени практически не применялись главным образом из-за малой глубины регулирования по моменту.

Механически управляемые гидромуфты по способу воздействия их органов управления на поток жидкости разделяют на две группы:

гидромуфты, регулируемые при постоянных размерах рабочих колес;

гидромуфты, регулируемые при изменении размера одного или обоих рабочих колес.

Исследования показали, что вторая группа может дать большую глубину регулирования по моменту.

Глубиной регулирования по моменту называют отношение крутящего момента при основном рабочем режиме ведомого вала к минимальному моменту на том же валу при остановленной турбине.

Глубина регулирования по скорости — это отношение номинальной частоты вращения ведомого вала к минимально возможной частоте вращения того же вала.

Для осуществления жидкостного регулирования применяют несколько систем управления, но они выполняют одну и ту же задачу — изменяют величину относительного заполнения рабочей полости гидромуфты.

Эти системы регулирования могут быть разделены на три группы:

- с регулированием потока жидкости на входе в гидромуфту;
- с регулированием потока жидкости на выходе из гидромуфты;

- с регулированием потока жидкости при входе в гидромуфту и на выходе из нее.

Системы регулирования могут иметь несколько конструктивных различий в отдельных узлах или в компоновке всей гидромуфты.

К гидромуфтам с регулированием потока жидкости на входе относятся гидромуфты с верхним баком и гидромуфты со свободным выбросом рабочей жидкости в неподвижный кожух. Но смена режима их работы происходит за 2...3 мин, что является их недостатком. Гидромуфты с вращающимся резервуаром и поворотной черпательной трубкой имеют более гибкий режим работы.

Простота управления, определенность задаваемой дозировки, способность черпательной трубки легко преодолевать противодавление — качества, позволившие гидромуфте получить большое распространение.

Гидромуфты с клапанным управлением и гидромуфты с дополнительным объемом относятся к системам с регулированием потока жидкости на выходе из гидромуфты.

Гидромуфты с клапанным управлением имеют сложную конструкцию и не обеспечивают плавность перехода с одной скорости на другую.

Гидромуфты с дополнительным объемом получили широкое применение в различных областях машиностроения.

Гидромуфты с регулированием посредством шестеренного насоса и гидромуфты с комбинированным управлением имеют систему регулирования потока жидкости на входе в гидромуфту и на выходе из нее.

В заключение следует отметить, что самое широкое применение получили конструкции гидромуфт со скользящей или по-

воротной черпательной трубкой и вращающимся резервуаром и гидромуфты с дополнительным объемом и скользящей черпательной трубкой.

5.3. ГИДРОТРАНСФОРМАТОРЫ

Гидротрансформатор обеспечивает преобразование крутящего момента и плавность его нарастания при переходе от двигателя к ведущим органам.

В отличие от гидромуфты гидротрансформатор имеет третье колесо, которое обычно закреплено неподвижно, поэтому он может передавать крутящий момент с изменением по величине, а в некоторых случаях и по знаку.

Гидротрансформаторы (см. рис. 3.23) имеют рабочие колеса трех наименований: насосные (ведущие) *H*, турбинные (ведомые) *T*, реакторные (реактивные) *P*.

Гидротрансформаторы могут быть изготовлены трех-, четырех- и многоколесными с одноступенчатым насосом, одно-, двух- и трехступенчатой турбиной с одним или несколькими реакторами. Наибольшее применение по величине преобразования крутящего момента получили двух- и трехступенчатые гидротрансформаторы.

Простейший гидротрансформатор — трехколесный (рис. 3.23) — состоит из насосного колеса 2, турбинного колеса 4 и неподвижного реактора 3. Все колеса установлены в одном неподвижном корпусе 1.

Вал насосного колеса 2 соединен с валом двигателя, а вал турбины — с механизмом трансмиссии (для трактора), передающим крутящий момент на ведущие колеса (гусеницы) трактора.

Принцип действия гидротрансформатора заключается в следующем.

В процессе работы гидротрансформатора лопатки насосного колеса 2 оказывают силовое воздействие на жидкость, заставляя ее не только вращаться вместе с колесом, но и перемещаться вдоль лопаток по направлению от входа к выходу. При этом потенциальная энергия давления ло-

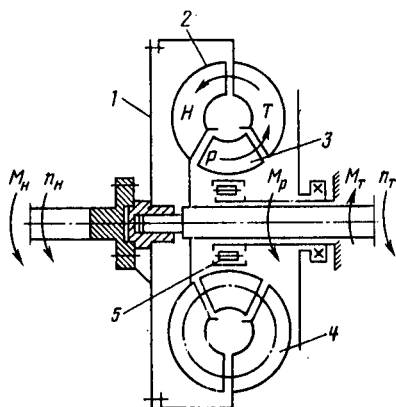


Рис. 3.23. Схема работы гидротрансформатора:

1 — корпус; 2 — насосное колесо; 3 — реактор; 4 — турбинное колесо; 5 — скользящая муфта.

платок насоса на жидкость под действием центробежных сил преобразуется в кинетическую энергию движения жидкости. Выйдя из насосного колеса 2, поток жидкости попадает в расположенное за ним турбинное колесо 4, и ударяясь о лопатки его колеса, уменьшает свою скорость. При движении потока по межлопастным каналам его направление изменяется в соответствии с профилем лопаток. Кинетическая энергия потока жидкости уменьшается, и на лопастях колеса турбины возникает крутящий момент, равный крутящему моменту M_n , приложенному к валу насоса. При перетекании по межлопастным сужающимся каналам колеса реактора скорость потока жидкости возрастает, а его направление совпадает с направлением вращения насосного колеса 2. На лопатках реактора создается реактивный момент M_p , воспринимаемый корпусом 1.

В каждом рабочем колесе жидкость протекает сплошным потоком от входа к выходу, обтекая лопатки и находясь с ними в силовом взаимодействии.

Круг циркуляции жидкости в гидротрансформаторах по меридиальной плоскости может происходить по двум схемам: *а* — насос — турбина — реактор (НТР); *б* — насос — реактор — турбина (НРТ). К особенностям рабочего процесса гидротрансформаторов относят следующее.

Силовые и кинематические связи между рабочими колесами осуществляются через рабочую жидкость.

Рабочая жидкость представляет собой одно бесконечное и непрерывное кольцевое звено, находящееся в силовом взаимодействии одновременно со всеми рабочими колесами без существования жестких кинематических связей между ними.

Существование силовых связей между рабочими колесами (круг циркуляции) возможно только при вращении хотя бы одного рабочего колеса.

Гидротрансформаторы по характеру взаимодействия с двигателем подразделяются на прозрачные и непрозрачные. *Прозрачные гидротрансформаторы* имеют свойство изменять режим работы двигателя в зависимости от изменения нагрузки сопротивления движению машины. *Непрозрачные гидротрансформаторы* изолируют двигатель от воздействия на него постоянно меняющихся внешних сопротивлений.

На тракторах и автомобилях применяются гидромеханические трансмиссии и гидropередачи, которые могут работать как гидротрансформатор и как гидромuфта (переход с одного режима работы на другой происходит автоматически). Последние созданы на основе трехколесного гидротрансформатора. Особенности работы этих так называемых комплексных гидropередач заключаются в следующем.

При постоянной частоте вращения насосного колеса 2 турбинное колесо 4 имеет частоту вращения, определяемую приложенным к нему сопротивлением, т. е. чем больше снимаемый крутящий момент на валу выходного звена, тем меньше его частота вращения.

Если отсутствует сопротивление вала (холостой ход), частота его вращения почти равна частоте вращения насосного колеса 2 (частота вращения вала двигателя).

При незначительном сопротивлении на крюке трактора момент сопротивления, приложенный через трансмиссию к валу турбинного колеса, также невелик. В этом случае установится равновесие между моментом сопротивления и моментом, с которым воздействует поток рабочей жидкости насосного колеса 2 на лопатки турбинного колеса 4.

Реактор 3 позволяет изменять крутящий момент на турбинном колесе 4 пропорционально изменению момента сопротивления на валу коробки передач. В так называемой комплексной гидropередаче реактор 3 в корпусе 1 (рис. 3.23) установлен на муфте свободного хода 5.

Если момент турбинного колеса больше момента насосного колеса, то действие жидкости на лопатки колеса реактора вызывает заклинивание реактора муфтой и момент M_T увеличивается пропорционально увеличению нагрузки. При $M_T < M_n$ изменяется направление движения жидкости, крутящий момент на реакторе меняет направление вращения, ролики муфты свободного хода расклиниваются и реактор вращается как одно целое с турбинным колесом. В этом случае гидротрансформатор работает как гидромуфта, т. к. преобразующее действие реактора равно нулю, а $\omega_n = \omega_T$.

Отметим следующие важные свойства, определяемые особенностями рабочего процесса гидротрансформатора.

Крутящий момент M_T на ведомом валу автоматически и бесступенчато уменьшается с увеличением частоты вращения ведомого вала от нуля до максимума.

Силовое взаимодействие жидкости и лопаток происходит при незначительной по величине частоте вращения, что служит причиной потерь энергии на трение и снижения значения КПД.

Силовое взаимодействие жидкости и лопаток при отсутствии жесткой кинематической связи между ведущим и ведомым валами приводит к взаимозависимости силовых и кинематических показателей режима работы.

Условное обозначение гидротрансформатора состоит из: индекса Г — гидротрансформатор; цифры 3 или 4 — числа колес; трехзначного числа, обозначающего активный диаметр в мм; двух- или трехзначного числа, обозначающего крутящий момент в кгс·м.

Пример: гидротрансформатор трехколесный с активным диаметром 470 мм и крутящим моментом $M=150$ кгс·м — Г-3-470-150.

В отличие от гидромуфт гидротрансформаторы работают только при полном заполнении их рабочей жидкостью. С целью компенсации влияния больших скоростей и высоких температур жидкость в проточную полость гидротрансформатора подается под избыточным давлением.

На рисунке 3.24 представлены схема расположения лопаток и параллелограмм скоростей колес гидротрансформатора.

Вращающий момент на насосном колесе равен разности моментов на турбинном колесе и реакторе, а вращающийся момент на турбинном колесе равен сумме вращающихся моментов на насосном колесе и реакторе:

$$\begin{aligned} M_n &= M_r - M_p; \\ M_r &= M_n + M_p. \end{aligned} \quad (3.57)$$

Уравнения (3.57) представляют собой баланс гидравлических моментов вращения колес гидротрансформатора.

Из этих уравнений следует, что потери энергии в гидропередаче происходят за счет снижения скорости вращения ведомого вала. Крутящие моменты колес гидротрансформатора (по аналогии с гидромуфтой) соответственно равны:

$$M_n = \rho Q (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1); \quad (3.58)$$

$$M_r = \rho Q (C_3 r_3 \cos \alpha_3 - C_1 r_1 \cos \alpha_1); \quad (3.59)$$

$$M_p = \rho Q (C_3 r_3 \cos \alpha_3 + C_2 r_2 \cos \alpha_2), \quad (3.60)$$

где C_1 , C_2 и C_3 — абсолютные скорости частицы жидкости соответственно на входе и выходе насосного колеса и в реакторе.

Если составить алгебраическую сумму моментов лопастных колес, то соотношение момента на любом режиме работы передачи определяется равенством

$$M_n + M_r + M_p = 0, \quad (3.61)$$

т. е. алгебраическая сумма моментов всех колес гидротрансформатора равна нулю.

Для любого установившегося режима работы гидротрансформатора при неподвижном реакторе уравнение баланса энергии (мощности) можно представить в следующем виде:

$$N_1 = N_2 + N_n, \quad (3.62)$$

где N_1 — мощность, подводимая насосом к потоку жидкости, Вт; N_2 — мощность, отводимая от потока жидкости турбиной, Вт; N_n — потери мощности на преодоление сопротивлений при движении жидкости в полости гидротрансформатора, Вт.

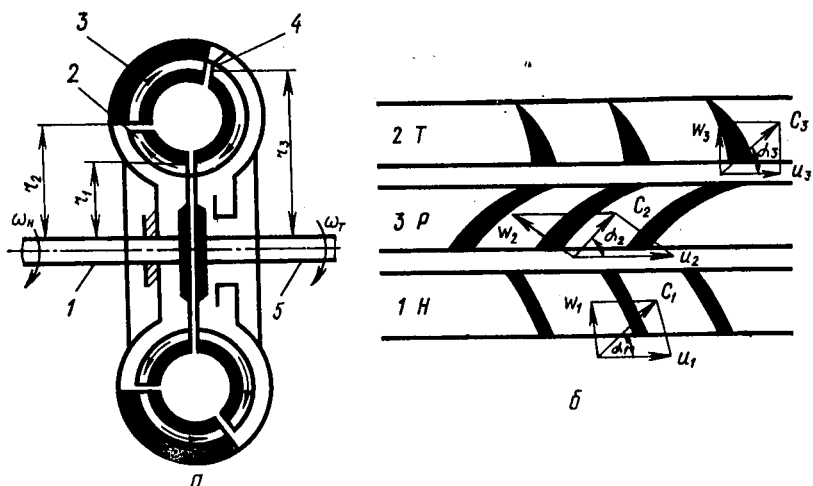


Рис. 3.24. Трехколенный гидротрансформатор:

a — схема расположения рабочих колес; *б* — параллелограмм скоростей на лопатках; 1 — ведущий вал; 2 — насосное колесо; 3 — реактор; 4 — турбинное колесо; 5 — ведомый вал

При передаче механической энергии через поток жидкости часть энергии переходит в тепло, что является основным недостатком гидродинамических передач. Однако в специальных гидромеханических трансмиссиях КПД достигает 95%. Рабочие характеристики гидротрансформатора получают путем испытаний его на различных режимах работы, для этого строят его внешнюю характеристику, которую можно пересчитать на приведенную и универсальную.

Внешняя характеристика гидротрансформатора (см. рис. 3.25, *a*) представляет собой кривые зависимости крутящих моментов насосного и турбинного колес и КПД от значений частоты вращения турбинного колеса при постоянной частоте вращения насосного колеса. Иногда ее дополняют зависимостью коэффициента трансформации. Значение передаточного отношения $i = n_T/n_H$ или n_T откладывают по оси абсцисс, все остальные величины — по оси ординат.

Максимальный момент на выходном валу гидротрансформатора возникает при остановке вала ($n_2=0$; $i=0$). При минимальном моменте ($M_2=0$) ведомый вал гидротрансформатора вращается с частотой, превосходящей частоту вращения ведущего вала.

Следует отметить, что при значительных изменениях нагрузки на ведомом валу гидротрансформатора нагрузка на веду-

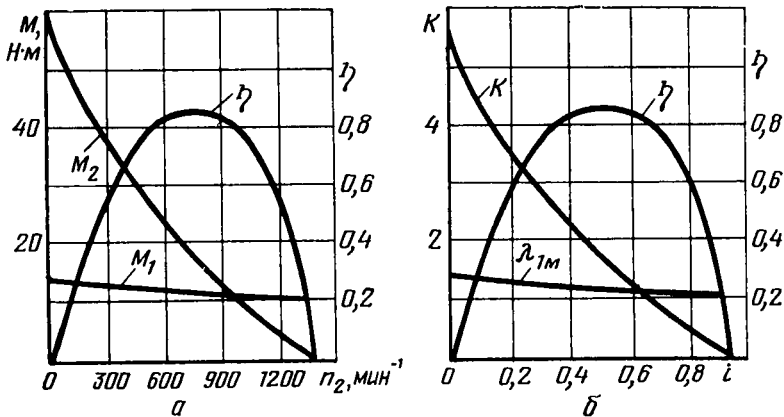


Рис. 3.25. Характеристики гидротрансформатора:

a — внешняя; *б* — приведенная

щем вала изменяется мало. Явление «не пропускать» нагрузку со стороны ведомого вала на ведущий носит название «непрозрачности».

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора в соответствии с характеристикой будет равен нулю в двух точках: при $n_2=0$; $n_2=n_{max}$. Такая форма снижения КПД нежелательна, особенно при понижении КПД с уменьшением нагрузки на ведомом валу. В мобильных машинах режим малых нагрузок соответствует передвижению по ровной дороге с твердым покрытием. Малый КПД на таких режимах ведет к перерасходу горючего.

На приведенной характеристике (см. рис. 3.25, б) наносят кривые изменения коэффициентов моментов (λ_{M_1} и λ_{M_2}) в зависимости от передаточного отношения.

Коэффициенты момента ведущего и ведомого валов передачи

$$\lambda_1 = \frac{M_1}{\rho \omega_1^2 D^5}; \quad \lambda_2 = \frac{M_2}{\rho \omega_2^2 D^5} \quad (3.63)$$

характеризуют свойства передачи (λ_1 — свойства передачи нагружать двигатель, а λ_2 — воспринимать нагрузку потребителя); D — активный диаметр гидротрансформатора.

Таким образом, приведенная характеристика гидротрансформатора позволяет представить три основных свойства, связанных с передачей мощности: преобразующее, энергетическое и нагружающее.

Универсальная характеристика гидротрансформатора может быть двух видов.

Универсальная характеристика первого вида строится путем совмещения на одном графике ряда внешних характеристик, построенных по результатам испытаний при нескольких постоянных частотах вращения насосного колеса, как и для гидромолоты.

При построении пользуются следующими зависимостями и приемами.

Отношение моментов турбинного колеса $M_{1т}/M_{2т}$ будет прямо пропорционально отношению квадратов частот вращения насосного колеса:

$$M_{2т} = M_{1т} \left(\frac{n_{2н}}{n_{1н}} \right)^2. \quad (3.64)$$

Частоту вращения турбинного колеса $n_{2т}$, соответствующую $M_{2т}$, находят из равенства моментов

$$n_{1тг} = n_{2тг} \quad \text{или} \quad \frac{M_{1т} n_{1т}}{M_{1н} n_{1н}} = \frac{M_{2т} n_{2т}}{M_{2н} n_{2н}}. \quad (3.65)$$

Зная значения моментов $M_{1н}$ при $n_{1н}$ и $M_{2н}$ при $n_{2н}$, получим

$$n_{2т} = n_{1т} \frac{n_{2н}}{n_{1н}}. \quad (3.66)$$

По известному $n_{2т}$ откладывают $M_{2т}$.

По кривой моментов насосного колеса на внешней характеристике при нормальной частоте вращения колеса строят кривые моментов насосного колеса для других значений частот вращения.

Момент насосного колеса находят по зависимости

$$M_{2н} = M_{1н} \left(\frac{n_{2н}}{n_{1н}} \right)^2. \quad (3.67)$$

Затем по известным крутящим моментам и частотам вращения определяют КПД гидротрансформатора по формуле

$$\eta_{2т} = \frac{M_{т} n_{т}}{M_{н} n_{н}}. \quad (3.68)$$

Второй вид универсальной характеристики гидротрансформатора строят по его приведенной характеристике.

При построении частоту вращения насосного колеса принимают постоянной ($n_{н} = \text{const}$) и задают последовательно ряд значений i , тогда $n_{2} = i n_{1}$. Кривые M_1 и M_2 в зависимости от частоты вращения турбинного колеса строят на основании уравнений

$$\begin{aligned}
 M_1 &= \lambda_{M,\rho} D^5 n_1^2; \\
 M_2 &= \lambda_{M_2,\rho} D^5 n_2^2; \\
 \eta &= f(i) = f(n_2).
 \end{aligned}
 \tag{3.69}$$

Задавая частотой вращения насосного колеса $n' = an_1$, где $a = 0,9; 0,8; 0,7$ и т. д., строят другие кривые в том же масштабе.

В некоторых случаях к гидротрансформаторам предъявляют требования, чтобы крутящий момент M_1 изменялся в зависимости от передаточного отношения. Такую характеристику называют «прозрачной». Если с увеличением M_2 одновременно увеличивается и момент M_1 , то такую характеристику принято называть с «прямой прозрачностью». Если при увеличении момента M_2 момент M_1 уменьшается, то такая характеристика гидротрансформатора называется с «обратной прозрачностью».

Для построения совместных характеристик гидротрансформатора с агрегатом необходимо иметь характеристики двигателя, гидротрансформатора и исполнительной машины. Совместная работа гидродвигателя с гидротрансформатором определяется точкой пересечения характеристики гидродвигателя и насосного колеса гидротрансформатора.

Подбор гидротрансформаторов производится по характеристикам с использованием формулы (3.69).

Регулирование гидротрансформаторов осуществляется следующими способами:

- изменением частоты вращения насосного колеса;
- изменением наполнения круга циркуляции;
- механическим воздействием на поток рабочей жидкости в круге циркуляции;
- заменой рабочих колес.

Изменение частоты вращения насосного колеса возможно тогда, когда двигатель регулируется по частоте вращения. Этот способ регулирования наиболее экономичный и широко применяется на транспортных машинах с дизелями (автомобилях, тракторах, экскаваторах).

Момент насосного и момент турбинного колеса изменяются при таком регулировании пропорционально квадрату частоты вращения насосного колеса, а КПД при этом остается таким же, как и до регулирования.

Регулирование изменением наполнения при сливе жидкости из круга циркуляции приводит к резкому падению вторичного момента и к значительному уменьшению КПД гидротрансформатора. Этот метод регулирования неэкономичен и применяется очень редко.

Регулирование механическим воздействием на поток рабочей жидкости в круге циркуляции может осуществляться двумя способами: поворотом лопаток колес гидротрансформатора и применением дроссельных заслонок. В большинстве конструкций поворотные лопатки устанавливаются или в насосном колесе, или в реакторе. Этот способ более экономичен, чем регулирование изменением наполнения. Например, при уменьшении передаваемой гидротрансформатором мощности до половины от номинальной максимальное значение КПД снижается всего до 15% против максимального значения КПД при полной мощности. При регулировании наполнением для подобного режима КПД снижается на 50%.

Регулирование дроссельной заслонкой осуществляется перекрытием потока жидкости в насосном колесе.

В нерегулируемых двигателях наиболее устойчивое регулирование гидротрансформаторов достигается механическим способом.

5.4. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Уравнение движения жидкости в гидродинамических передачах принципиально не отличается от основных уравнений лопастных машин. Поэтому насосное и турбинное колеса гидродинамических передач рассчитывают по теории Эйлера.

Гидромуфта. Лопатки колес гидромуфты изготовляют плоскими радиальными с густотой решетки $\tau = 2,5 \dots 4,0$.

Густота решетки — это отношение длины хорды лопатки к шагу решетки:

$$\tau = \frac{L}{t} = \frac{LZ}{\pi D^2}, \quad (3.70)$$

где L — длина лопатки, м; t — шаг решетки; D_2 — наружный диаметр решетки, м; Z — число лопаток.

Расстояние, измеренное по длине окружности колеса между двумя лопатками, называется *шагом решетки*.

При движении жидкости в рабочем колесе центробежного насоса частица жидкости (согласно струйной теории Эйлера) имеет три скорости: относительную w , окружную u и абсолютную c . Аналогичные скорости имеются при движении циркуляционного потока в колесах гидромуфты (рис. 3.20).

Так как выходное сечение насосного колеса равно входному сечению турбинного колеса и выходное сечение турбинного колеса равно входному сечению насосного колеса, то крутящий момент насосного колеса равен крутящему моменту на валу турбинного колеса без учета потерь на трение о воздух и на трение в подшипниках.

$$M_n = M_T. \quad (3.72)$$

При расчете гидромурфты мощность на валу насосного колеса и частота вращения двигателя n_n известны.

Насосное колесо от двигателя получает мощность

$$N_n = \frac{\rho g Q H}{\eta_n}, \quad (3.73)$$

где η_n — КПД насосного колеса гидромурфты; $\eta_n = 0,92 \dots 0,98$, которая может быть также определена по формуле

$$N_n = N_d - N_{всп}, \quad (3.74)$$

где N_d — максимальная мощность двигателя, Вт; $N_{всп}$ — мощность, затраченная на вспомогательные механизмы, Вт.

$$N_{всп} = 0,1 N_d. \quad (3.75)$$

Коэффициент полезного действия гидромурфты

$$\eta = \frac{N_T}{N_n} = \frac{M_T n_T}{M_n n_n}, \quad (3.76)$$

где N_T — мощность турбинного колеса, Вт; n_n, n_T — соответственно частота вращения насосного и турбинного колес, мин^{-1} .

Известно, что $M_T = M_n$, тогда

$$\eta = n_T / n_n = i, \quad (3.77)$$

где i — передаточное число.

Гидромурфта работает при наличии циркуляции жидкости, т. е.

$$n_n > n_T.$$

Разность между частотой вращения насосного и турбинного колес гидромурфты, отнесенная к частоте вращения насосного колеса, называется коэффициентом скольжения гидромурфты.

$$S = \frac{n_n - n_T}{n_n}. \quad (3.78)$$

Если обозначить передаточное отношение $i = n_T / n_n$, то величина скольжения может быть определена по зависимости

$$S = 1 - i.$$

Скольжение регулируется заполнением гидромурфты рабочей жидкостью и составляет от 2 до 4%.

Коэффициент быстроходности гидромурфты, по классификации И. И. Куколевского, составляет $n_s = 50 \dots 70$ ед.

Напор насосного колеса определяется по зависимости

$$H = \left(\frac{1000 N_n n_n^2}{\rho g n_s^2} \eta_M \right)^{0,4}. \quad (3.79)$$

Расход жидкости через насосное колесо

$$Q = \frac{N_n}{\rho g H} \eta_H. \quad (3.80)$$

Гидротрансформатор. Лопатки колес гидротрансформаторов изготовляют плоскими цилиндрическими, пространственной или аэродинамической формы с густотой решетки $\tau = 1,1 \dots 1,7$.

Коэффициент быстроходности в гидротрансформаторах с нормальными центробежными колесами и с отношением диаметров $D_2/D_1 = 2$ $n_s = 70 \dots 120$, с быстроходными колесами и с отношением диаметров $D_2/D_1 = 1,2 \dots 1,6$ — $n_s = 150 \dots 350$.

Отношение крутящего момента турбинного колеса к крутящему моменту насосного колеса называется *коэффициентом трансформации гидротрансформатора*

$$K = M_T / M_H. \quad (3.81)$$

Коэффициент трансформации гидротрансформаторов находится в пределах $2 \dots 6,5$ ед. Он зависит от типа гидротрансформатора и от изменения угловых скоростей $\omega_{yч.т}$ при $\omega_{yч.н} = \text{const}$.

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора

$$\eta = N_T / N_H = M_T n_T / M_H n_H = K / i. \quad (3.82)$$

Для автомобильных гидротрансформаторов $\eta = 0,86 \dots 0,87$. Основные размеры гидротрансформатора определяются по тем же расчетным формулам, что и для гидромукты.

5.5. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ НА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКЕ

Свойства гидротрансформаторов могут быть использованы по-разному, в зависимости от назначения машины и условий эксплуатации.

Применение гидротрансформаторов на колесных и гусеничных машинах повышает комфортабельность (плавность разгона и изменения M_2 при увеличении сопротивления движению) и упрощает управление (отсутствие педали сцепления и автоматическое переключение передач).

На грузовых автомобилях гидротрансформаторы в сочетании с автоматической коробкой передач способствуют повыше-

нию производительности, увеличению межремонтных пробегов и уменьшению утомляемости водителя.

Особенность работы гидротрансформатора на крановых механизмах — использование тормозных (противовращения — при монтажных операциях и обгонных режимов — при силовом спуске) режимов.

Применение гидротрансформатора на экскаваторах позволяет существенно снизить динамические нагрузки.

Контрольные вопросы и задания. 1. Как классифицируют гидравлические двигатели? 2. Назовите основные параметры гидравлического двигателя. 3. Назовите основные типы гидроцилиндров, применяемых на сельскохозяйственной технике, и их параметры. 4. Каковы способы регулирования скорости движения штока гидроцилиндра? 5. Назовите принцип действия поворотных гидродвигателей и их основные параметры. 6. Приведите классификацию гидромоторов. 7. Опишите кинематические схемы планетарных гидромоторов. 8. Каковы способы регулирования частоты вращения вала гидромотора? 9. Приведите классификацию турбин. 10. Приведите классификацию вентиляторов и дайте характеристику параметров их работы. 11. Назовите основные характеристики вентиляторов и способы их получения. 12. Как классифицируют компрессоры? 13. Назовите преимущества гидравлического привода перед другими типами приводов. 14. Приведите классификацию гидроприводов. 15. Как осуществить выбор гидроцилиндра? 16. Как осуществить выбор гидромотора? 17. Как осуществить выбор насоса? 18. Опишите конструкции гидроагрегатов, применяемых в гидроприводах, и их условное обозначение. 19. Какие способы диагностирования гидроприводов вы знаете? 20. Каковы особенности эксплуатации гидроприводов? 21. Назовите область применения и преимущества гидродинамических передач. 22. Опишите принцип работы и устройство гидромолоты. 23. Каковы характеристики гидромолоты? 24. Какие способы регулирования режимов работы гидромолоты вы знаете? 25. Опишите принцип работы и устройство гидротрансформатора. 26. Объясните свойства прозрачных и непрозрачных гидротрансформаторов. 27. Что такое комплексные гидродинамические передачи? 28. Какие характеристики у гидротрансформатора? 29. Какие способы регулирования гидротрансформаторов вы знаете?

Раздел 4. МЕЛИОРАЦИЯ И МЕХАНИЗАЦИЯ ОРОШЕНИЯ

Глава 1. КОМПЛЕКСНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВОДНЫХ РЕСУРСОВ

1.1. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИРОДНЫХ ВОДНЫХ РЕСУРСОВ

Общие сведения. Вода — единственное вещество на земном шаре, встречающееся в естественных условиях в огромных количествах во всех трех агрегатных состояниях — твердом, жидком и газообразном.

Покрывая около $\frac{3}{4}$ поверхности нашей планеты, вода — колыбель жизни на земле и составляет более 50% массы любого живого существа.

Известно, что запасы пригодной для потребления воды ограничены. Однако вода слишком часто расходуется бесконтрольно, загрязняется и отравляется, что не только затрудняет снабжение водой, но и нарушает общее экологическое равновесие в природе. На огромных пространствах развивающихся стран имеется большой дефицит чистой воды.

Общие запасы на Земле всех видов воды в свободном состоянии достаточно хорошо известны — они оцениваются огромной цифрой 1386 млн км³. Если этой водой равномерно покрыть весь земной шар, то ее слой составил бы 3700 м.

Суммарные запасы всех видов пресных вод — рек, озер, подземных и снежно-ледниковых ресурсов — оцениваются цифрой 35 млн км³, т. е. всего 2,5% от общего количества воды.

Ресурсы пресной воды еще более уменьшатся, если учесть, что основная их масса — более 24 млн км³, или 70% запасов, — находится в «законсервированном» виде — в ледниках и снежном покрове Арктики, Антарктиды и Гренландии — и труднодоступна для практического использования.

Основным источником обеспечения водой человечества в большинстве стран сейчас и в далекой перспективе будут реки и озера, запасы воды в которых далеко не безграничны и не превышают 25 000 км³, т. е. всего 0,26% от суммарных ресурсов пресных вод, или 0,007% от общих запасов воды.

Кроме того, речной сток распределен неравномерно во времени и по поверхности суши. В силу больших колебаний речного стока от года к году и в течение года без регулирования

можно использовать лишь устойчивую его часть, т. е. примерно 25%.

В результате возобновляемые в процессе круговорота воды в природе ресурсы пресных вод, характеризующие реальные эксплуатационные возможности для наиболее освоенной части нашей планеты, составляют, по оценке специалистов, около 12 500 км³. Это ненамного превышает прогнозируемый на начало двадцать первого века объем водопотребления.

Поэтому водная проблема рассматривается на сегодня как первостепенная.

Основной источник пресных вод на суше — влага, приносимая с поверхности океана; выпадая в виде атмосферных осадков, она образует воды континентов и поддерживает их питание. Океан, таким образом, в природе играет роль гигантского опреснителя, обеспечивающего восстановление количества и качества пресных вод.

Постоянно протекающий на земном шаре геофизический процесс, включающий испарение воды с поверхности океана, перенос паров воздушными потоками в атмосфере, образование облаков и выпадение осадков над океаном и сушей, движение воды на поверхности земли и в недрах ее и сброс воды снова в мировой океан, называется *круговоротом воды в природе*.

На суше ежегодно выпадает 119 000 км³ атмосферных осадков, из них около 68% снова испаряется, 31% достигает океана через ручьи и речки и 1% — в виде подземного стока, т. е. поверхностный сток составляет около 47 000 км³, а подземный — 1200 км³. В круговороте участвуют огромные массы воды в виде атмосферных паров — около 12 300 км³.

На сегодня нет каких-либо объективных данных, свидетельствующих об одностороннем водообмене между атмосферой и космосом, который бы приводил к изменению водных запасов земли.

Основные водоисточники для сельскохозяйственных нужд.

1. Поверхностные воды: реки, озера, каналы, водохранилища и т. д.

2. Подземные воды, добываемые через трубчатые и шахтные колодцы и родники.

Поверхностные воды. С точки зрения использования поверхностного стока, наибольшее значение имеют реки, т. е. поверхностные текучие воды, принимающие участие в общем круговороте воды.

Одна из основных характеристик рек и речного стока — это площадь водосбора или бассейн реки. Линия, отделяющая в плане водосборную площадь одной реки от другой, называется *водораздельной линией*, которая представляет собой пересечение склонов смежных водосборов. В площадь водосбора како-

го-либо створа реки входят также водосборные площади всех притоков, расположенных выше данного створа.

Для характеристики стока в гидрологии применяются следующие понятия.

Расход воды Q — это количество воды, прошедшее за секунду через поперечное сечение реки, измеряется в $\text{м}^3/\text{с}$.

Объем стока W — это количество воды, прошедшее через сечение реки за определенный промежуток времени, например за сутки, месяц, год и т. д.; $W = Qt$, м^3 .

В гидрологии ожидаемые величины стока и его колебания определяют на основе закономерностей изменения стока, наблюдавшихся ранее. Поскольку изменения годового стока носят случайный характер, то для анализа этих изменений применяют методы математической статистики и теории вероятности.

Допустим, что мы имеем N наблюдений за годовым стоком. Примем весь период наблюдений за 100%, тогда каждый год по отношению ко всему периоду составляет $100/N$ %, следовательно, наибольший расход реки за период наблюдений имеет обеспеченность $100/N$ %, следующий по величине расход — $2 \times 100/N$ %, а последний — $\frac{N}{N} 100 = 100$ % обеспеченности. Та-

ким образом, обеспеченность любого числа ряда можно выразить следующей формулой:

$$A = \frac{m}{N} 100 \%, \quad (4.1)$$

где m — порядковый номер данного члена в ряду, расположенном в убывающем порядке; N — число всех членов ряда.

Графическое представление зависимости расхода от процента его обеспеченности дает кривую обеспеченности (см. рис. 4.1).

По кривой обеспеченности определяют расчетный расход заданной обеспеченности. В зависимости от характера водопотребителя принимается различный процент обеспеченности: для водоснабжения 90...97%, для орошения 75...95%, для целей энергетики 75...97%, для водного транспорта 85...95%.

Подземные воды. Для сельского хозяйства подземные воды имеют исключительно важное значение. Они широко используются для водоснабжения, а также для орошения.

Дождевые осадки или талые воды и водяные пары проникают через почву в грунт, скапливаются и движутся по порам нижележащих водопроницаемых горных пород.

Количество воды, содержащееся в слое почвы, т. е. в самом верхнем слое земной коры, очень незначительное, тем не менее

почвенная влага играет исключительно важную роль для плодородия почвы.

Просачивающиеся и скапливающиеся в верхнем водопроницаемом слое, неприкрытом сверху водонепроницаемыми породами, подземные воды принято называть *грунтовыми водами*. Они залегают непосредственно под почвенной влагой и часто смыкаются с ней (рис. 4.2). Грунтовые воды имеют

питание по всей площади распространения. Поэтому режим грунтовых вод обычно отличается непостоянством и в значительной мере зависит от количества выпадающих осадков. Неглубокие грунтовые воды легко могут загрязняться просачивающейся сверху жидкостью. Чем глубже грунтовые воды, тем меньше они загрязнены и тем меньше их режим зависит от атмосферных осадков.

При использовании грунтовых вод для питьевого водоснабжения необходимо обеспечить соответствующий санитарно-технический надзор зоны водоснабжения.

Подземные воды, находящиеся в водоносном слое, залегающем между водонепроницаемыми пластами, называются *межпластовыми водами*. В противоположность грунтовым, межпластовые воды чаще бывают напорными, а поэтому вода в колодцах или скважинах, встретивших межпластовый напорный гори-

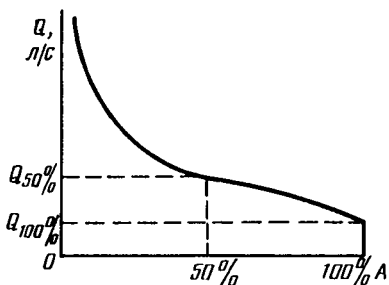


Рис. 4.1. Кривая обеспеченности

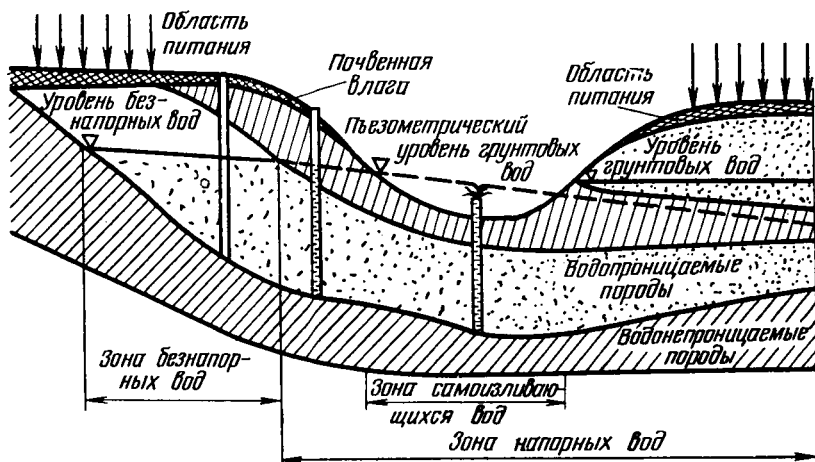


Рис. 4.2. Схема залегания подземных вод

зонт, поднимается и устанавливается на некотором уровне выше кровли водоносного слоя. Иногда пьезометрический уровень оказывается выше поверхности земли (рис. 4.2), тогда вода из скважины будет самоизливаться, фонтанировать. Такие напорные воды называются *артезианскими*.

Области питания артезианских вод находятся часто на больших расстояниях от места их использования, поэтому режим межпластовых вод меньше связан с условиями питания водоносного горизонта и более постоянен, чем режим грунтовых вод. Качество воды и дебит (расход) остаются более или менее постоянными по всей области распространения межпластового водоносного горизонта.

Межпластовые воды хорошо защищены перекрывающими водоупорными породами от попадания загрязнений с поверхности и обычно бывают чистыми в бактериологическом отношении.

Процесс поступления воды в почвогрунты можно расчленить на два этапа:

впитывание, осуществляемое сорбционными, капиллярными и, частично, гравитационными силами;

фильтрация, движение воды в пористой среде под действием гравитационных сил.

Оба этих процесса представляют собой сложные случаи движения воды. Однако второй этап — фильтрация — вследствие меньшего количества воздействующих факторов изучен более подробно, и для него получены достаточно точные расчетные рекомендации.

1.2. ВОДНОЕ ХОЗЯЙСТВО И ПРИНЦИПЫ КОМПЛЕКСНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОДНЫХ РЕСУРСОВ

С ростом народонаселения и развитием производительных сил постоянно увеличивается водопотребление. Так, например, с 1900 по 1975 г. население увеличилось, по данным ЮНЕСКО, приблизительно в 2,2 раза, а водопотребление возросло в семь раз — с 400 до 2800 км³ в год. При этом водопотребление в промышленности возросло с 30 до 630 км³, а в сельском хозяйстве — с 350 до 2100 км³ в год.

По тем же данным, полное водопотребление на всем земном шаре к 2015 г. достигнет 8500 км³ в год. Из них на нужды сельского хозяйства будет приходиться 4700 км³.

Из этих данных видно, что сельское хозяйство — основной потребитель воды. На 1970 г. потребность в воде всеми отраслями народного хозяйства Советского Союза составляла примерно 240 км³, на нужды сельскохозяйственного производ-

ства из них приходилось 140 км³. А к 1986 г. потребность в воде только для орошения сельскохозяйственных культур возросла до 200 км³.

Изложенное показывает исключительную важность мероприятий по водообеспечению и водораспределению для нормального развития всего народного хозяйства.

Совокупность мероприятий по использованию природных водных ресурсов для нужд общества, составляющих часть народного хозяйства страны, называется *водным хозяйством*.

Водное хозяйство делится на ряд основных отраслей:

- 1) гидроэнергетика — использование водной энергии;
- 2) водные или инженерные мелиорации, включающие орошение в зонах недостаточного увлажнения и осушение в зонах избыточного увлажнения;
- 3) водоснабжение и канализация населенных пунктов, промышленности и сельскохозяйственного производства;
- 4) водный транспорт;
- 5) использование водных недр (разведение и лов рыбы, добыча из воды полезных растений и т. д.).

Кроме перечисленных основных отраслей водного хозяйства, можно указать на использование вод для санитарных целей, благоустройства городов и поселков, для спортивных мероприятий и т. п.

Исходя из идеи использования водных ресурсов с наибольшим эффектом для народного хозяйства, основное условие правильно поставленного водного хозяйства заключается в комплексном использовании водных ресурсов. Иными словами, при решении одной какой-либо задачи (например, орошения сельскохозяйственных угодий) следует предусматривать с максимальным общим эффектом решение одновременно и других задач — водоснабжения, энергетики и т. д. с обязательным учетом вопросов экологии.

Глава 2. МЕЛИОРАЦИЯ

2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Термин «мелиорация» происходит от латинского слова *«melioracio»* — улучшение. Сельскохозяйственная мелиорация — это комплекс мероприятий, направленных на коренное улучшение сельскохозяйственных угодий, обеспечивающих повышение их продуктивности.

Мелиорации разделяются на значительное число видов в зависимости от способа их осуществления и объекта воздействия. Можно выделить следующие основные виды мелиораций.

Гидротехнические мелиорации (гидромелиорации или водные мелиорации) — это комплекс долговременных мероприятий, обеспечивающих регулирование водно-воздушного режима почв в соответствии с требованиями повышения их плодородия. Осуществляются они посредством оросительных, обводнительных или осушительных систем в зависимости от требуемого вида гидромелиораций.

Агротехнические мелиорации (агромелиорации) — это комплекс агротехнических приемов обработки почвы, направленных на улучшение природных условий произрастания сельскохозяйственных культур и сохраняющих свое воздействие на почву несколько лет.

Лесотехнические мелиорации (лесомелиорации), состоящие в создании лесопосадок для защиты почвы от водной и ветровой эрозии, обеспечивающих улучшение климатических условий мелиорируемой территории.

Химические мелиорации, осуществляемые путем внесения в почву соответствующих химических элементов, обеспечивающих улучшение химического состава почв и связанных с ним водно-физических свойств почвы и повышение их плодородия.

Культурно-технические мелиорации, предусматривающие очистку поверхности и почвы от элементов, затрудняющих ее обработку.

В аграрной политике Коммунистической партии мелиорация земель наряду с комплексной механизацией рассматриваются как основные средства интенсификации сельскохозяйственного производства. Мелиорация земель призвана активно способствовать увеличению национального дохода страны, преобразовывать хозяйство и экономику обширных районов страны, вносить коренные изменения в условия сельскохозяйственного производства, обеспечивать сохранение и улучшение окружающей среды.

2.2. ГИДРОМЕЛИОРАЦИЯ

В нашей стране сельское хозяйство ведется в сложных климатических условиях. Более 60% пашни и около 70% всех сельскохозяйственных угодий расположены в засушливых районах. Значительная часть пашни находится в зонах увлажнения.

Неблагоприятные климатические условия приводят к существенному снижению урожайности сельскохозяйственных культур, к заметным колебаниям валового сбора зерна, кормов и другой сельскохозяйственной продукции. Поэтому вопросам гидромелиорации земель в нашей стране придается исключительно большое значение.

Гидромелиорация решает задачи регулирования водно-воздушного режима почв в соответствии с требованиями наиболее эффективного использования земель.

Гидромелиорации, воздействуя в основном на водный режим почвы, оказывают большое влияние на ее воздушный, тепловой, микробиологический и вместе с ним на питательный режим и, следовательно, на плодородие почвы и направление почвообразовательного процесса.

Условия избытка влаги и недостатка в почве воздуха, тепла и усвояемой пищи растений развиты в местностях с невысокой температурой и большой влажностью воздуха. В силу климатических и гидрологических условий здесь наблюдается превышение атмосферных осадков над испарением и стоком, т. е. естественного прихода влаги над ее расходом, что приводит к созданию обширных площадей болот и заболоченных земель.

В условиях избыточного увлажнения дефицитное содержание в почве воздуха и усвояемой пищи, а также температура почвы. Проводимые здесь осушительные мелиорации направлены на усиление аэрации и повышение температуры почвы путем отвода избытка воды и поддержания нужного режима влажности.

Общая площадь земель, нуждающихся в осушительных мелиорациях в нашей стране, составляет (по разным оценкам) 200 ... 220 млн га, из них около 92 млн га — земель сельскохозяйственного использования. В Нечерноземной зоне РСФСР избыточно увлажнено около 13 млн га земель, или 26% всей площади сельскохозяйственных угодий зоны.

Большие площади земель нуждаются в осушительных мелиорациях в Западной Сибири, на Дальнем Востоке. Важное значение имеют осушительные мелиорации для Прибалтийских республик, Украинского и Белорусского Полесья и других территорий страны.

Осушительные мелиорации выполняются посредством осушительных систем.

Осушительной системой называют комплекс инженерных сооружений и механизмов, обеспечивающих сбор и отвод воды с осушаемой территории.

В состав осушительной системы входят следующие основные элементы. Регулирующая сеть, служащая для сбора и удаления с территории избыточных поверхностных и грунтовых вод (причины переувлажнения территории). Ограждающая сеть защищает территорию от поверхностных или грунтовых вод, притекающих извне. Проводящая сеть, которая связывает регулируемую и ограждающую сети с водоприемником. Водоприемник служит для приема воды, собираемой с осушительной территории (река, озеро, балка и др.).

Осушительные системы подразделяются на *открытые*, когда регулирующая сеть выполнена в виде открытых каналов, и *закрытые*, когда регулирующая сеть выполнена в виде закрытых дрен.

По способу отвода воды осушительные системы разделяются на самотечные и с машинным водоподъемом.

Обширной лесостепной зоне и смежным с ней районам в климатическом и гидрологическом отношении свойственны значительные колебания условий естественного увлажнения, соотношения между приходом и расходом влаги. Поэтому данную зону называют *зоной неустойчивого увлажнения*. Осушаемые земли этой зоны в отдельные годы или отрезки времени нуждаются в дополнительном увлажнении.

В этих зонах гидромелиорации обеспечиваются системами двустороннего действия, т. е. осушительно-увлажнительными системами.

Применяют либо поверхностное увлажнение, когда водный режим регулируют подачей воды по поверхности почвы, либо подпочвенное увлажнение, осуществляемое за счет подъема грунтовых вод при их подпитке из каналов или дрен, либо дождевание, осуществляемое посредством дождевальной техники.

Недостаток влаги при обеспеченности аэрации почв преобладает в южных районах, которые отличаются высокими температурами и низкой влажностью воздуха, высокой испаряемостью и небольшим количеством атмосферных осадков.

В этих условиях содержание влаги в почве дефицитное, что влечет к повышению концентрации растворов солей и других элементов и температуры почвы. Поэтому здесь проводится орошение, направленное на восполнение недостатка влаги и снижение температуры почвы.

2.3. ОРОШЕНИЕ

Общие сведения. *Орошение* (ирригация) — это искусственное увлажнение почвы для достижения высоких и устойчивых урожаев сельскохозяйственных культур.

Практически в орошении нуждаются почвы всех природных зон. В аридных зонах страны (пустынных и полупустынных) интенсивное ведение сельского хозяйства без орошения вообще невозможно. Благодаря орошению эти жаркие засушливые районы снабжают страну хлопком, рисом, кенафом, джутом, фруктами и другой продукцией.

Субаридная зона (степная) отличается недостаточным естественным увлажнением. Орошение в этой зоне дополняет естественные осадки, позволяя получать высокие и устойчивые урожаи зерновых, технических и кормовых культур, овощей.

Орошение дает большой эффект и в зонах неустойчивого увлажнения (Прибалтийские республики, Белорусская ССР, Нечерноземье и др.).

Виды орошения. В зависимости от регулярности увлажнения почв орошение делят на *регулярное* и *разовое*. При регулярном орошении почва увлажняется в нужные сроки и в требуемой степени в течение всего вегетационного периода. При этом преследуется цель максимального удовлетворения потребности в воде сельскохозяйственных культур.

Разовое орошение обеспечивает увлажнение почвы только раз в год, обычно это весенняя или осенняя влагозарядка.

Регулярное орошение — основной вид орошения, и осуществляется оно или путем периодического внесения определенных порций воды, аккумулируемых в почве за счет ее водопоглощающей способности, или непрерывной подачи влаги в соответствии с водопотреблением растений и складывающимися метеорологическими условиями.

Влияние орошения на почву. Орошение оказывает сложное и многообразное влияние на физические, химические, биологические и другие процессы, происходящие в почве, что должно учитываться в практической деятельности.

Орошение изменяет влажность, температуру, теплоемкость, механический состав, пористость, структурность, водопроницаемость и водоудерживающую способность почв, распределение химических элементов, уровень грунтовых вод и др.

При правильной организации орошения все эти явления могут способствовать процессу почвообразования и повышению ее плодородия. Однако при орошении могут возникать и негативные моменты.

Периодические поливы обуславливают постоянное движение в почве воды и минеральных солей, причем частицы мелкозема и соли вымываются вглубь, где они концентрируются и образуют плотный малопроницаемый для воды и воздуха слой.

Обильные поливы при слабом дренировании массива могут повышать уровень грунтовых вод и вызывать заболачивание орошаемых земель. Если при этом грунтовые воды сильно минерализованы, то в результате испарения воды в верхнем слое почвы отлагается много солей и почва оказывается засоленной.

Увлажнение почвы в особенности при динамическом воздействии капель дождя часто приводит к разрушению структуры верхнего слоя почвы, что влечет к заплыванию верхнего слоя пахотного горизонта и к образованию так называемой почвенной корки. Она увеличивает потери влаги, задерживает доступ воздуха к корням растений неблагоприятно сказывается на биологических процессах, понижая урожайность культур. Все эти

негативные моменты необходимо учитывать в практике орошения.

Способы орошения сельскохозяйственных культур. Существует три способа подачи воды и распределения ее на орошаемых полях.

Поверхностный полив, при котором распределение оросительной воды осуществляется путем тока ее по поверхности почвы.

Дождевание, когда распределение воды осуществляется в виде дождя, создаваемого над орошаемой площадью при помощи особых аппаратов, при этом увлажняется не только почва, но и приземная часть воздуха и надземная часть растений.

Внутрипочвенное орошение, когда вода подводится не с поверхности почвы, а снизу, по уложенным в земле трубам, и активный слой почвы увлажняется за счет всасывающей силы почвы.

Наибольшее распространение получили способы дождевания и поверхностного полива, наименьшее — способ внутрипочвенного орошения.

Сообразно принципам и технике подачи и распределения воды указанные способы орошения имеют свои характерные особенности.

Прежде всего нужно отметить, что в способах поверхностного и подпочвенного орошения увлажняется только почва, при дождевании орошаются также и наземные части растений, что оказывает положительное физиологическое действие.

В основе первых двух способов лежит принцип периодического снабжения водой, использующий аккумулирующую способность почвы; при третьем же способе можно осуществить принцип непрерывного орошения. К внутрипочвенному орошению относится прогрессивный способ капельного орошения.

2.4. ОРОСИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ. РЕЖИМ ОРОШЕНИЯ

Оросительные системы. Орошение представляет собой искусственное увлажнение активного слоя почвы с целью восполнения недостающей для нормального развития сельскохозяйственных растений влаги. Орошение осуществляется посредством оросительных систем.

Оросительной системой называют комплекс сооружений и механизмов, служащий для забора воды из источника, транспортирования и распределения ее по орошаемой площади. Оросительная система состоит из следующих элементов (см. рис. 4.3): водосточника 1; водозаборного сооружения (или узла машинного водоподъема) 2, посредством которого вода забирается из водосточника в потребных количествах; магистраль-

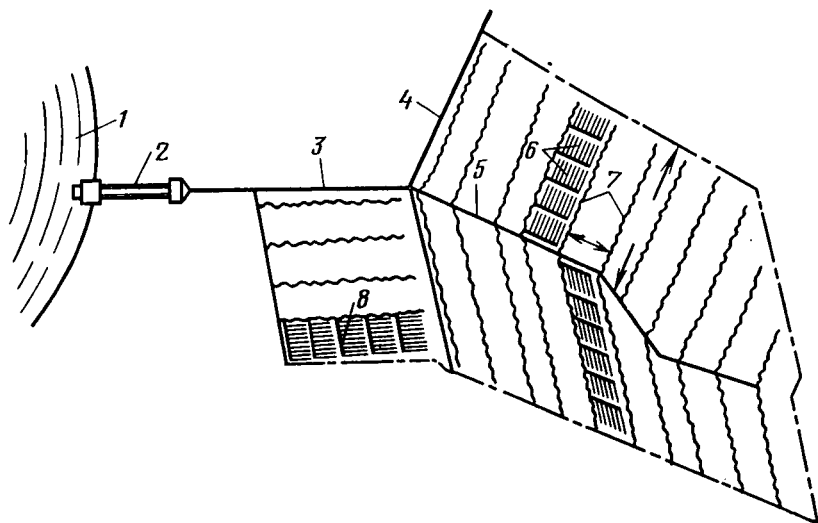


Рис. 4.3. Схема оросительной системы

ного канала 3, подводящего воду к межхозяйственным распределителям, состоящим из холостой части — от головного сооружения до распределительных каналов и рабочей части; межхозяйственных каналов 4, распределяющих воду между отдельными хозяйствами; хозяйственных распределителей 5 различного порядка, подающих воду во временные каналы на поливных участках; временной оросительной регулирующей сети внутри поливных участков, состоящей из временных, ежегодно устраиваемых оросителей 7, выводных борозд 8 и поливных борозд или полос 6, распределяющих воду на полях и переводящих ее в почвенную влажность нужной величины. Регулирующая оросительная сеть может также состоять из закрытых или передвижных трубопроводов и передвижных дождевальных или поливных агрегатов.

Оросительная система содержит, как правило, сбросную сеть, служащую для удаления с орошаемых площадей излишней поверхностной воды и располагаемую по пониженным отметкам орошаемых земель, и дренажную сеть, сооружаемую на орошаемых землях с близким залеганием грунтовых вод. Для регулирования и управления движением воды в системе служат искусственные регулирующие сооружения. Каждая оросительная система должна удовлетворять определенным хозяйственным задачам и обеспечивать требуемую водоподачу на поля. Каждый элемент системы должен находиться во взаимосвязи с другими элементами.

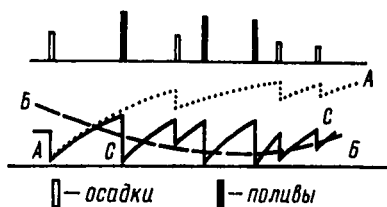


Рис. 4.4. Иллюстрация к установлению поливных норм

полива, дождевальные и системы внутрпочвенного орошения.

Оросительная система должна отвечать следующим требованиям:

обеспечивать подачу воды на орошаемые земли в требуемое время и в нужном количестве;

обеспечивать качественное увлажнение почвы;

иметь минимальные потери воды;

занимать минимальные площади отчуждения под элементы системы;

иметь минимальную стоимость строительства и эксплуатации.

Правильно подойти к проектированию всей оросительной системы, распределительных и магистрального каналов, водозаборных сооружений и поливной техники можно лишь при условии, если известна потребность в воде на полях, т. е. известен режим орошения сельскохозяйственных культур.

Режим орошения. Потребность воды для орошения необходимо знать для того, чтобы: 1) создавать и поддерживать на орошаемых полях тот водный режим почвы, который обеспечивает получение требуемых урожаев; 2) получать исходные данные для расчета оросительной системы и режимов ее работы.

Режим орошения представляет собой совокупность числа, сроков и норм полива и должен обеспечивать нужный для данной культуры водный режим в данных конкретных климатических и агротехнических условиях.

Предположим, что потребный режим влажности в активном слое почвы для данной культуры в течение вегетационного периода характеризуется кривой *Б—Б* (см. рис. 4.4). Естественный же режим влажности почв в том же слое в этот период характеризуется линией *А—А*. Сопоставление этих режимов показывает имеющийся дефицит необходимой для растений влаги, его размеры и изменения во времени. Этот дефицит и надлежит восполнить путем орошения. При орошении, основанном на принципе аккумуляции влаги в почве, дефицит влаги восполняется путем периодических поливов, при которых в почву, используя ее аккумуляционную способность, подается определенное количество

Оросительные системы бывают: 1) по типу водозабора — самотечные и с механическим водоподъемом; 2) по конструкции водопроводящей сети — открытые (каналы, лотки), закрытые (подземные напорные трубопроводы) и комбинированные (более крупные элементы — открытые, остальные — закрытые); 3) по способу полива — системы поверхностного

воды, расходуемое на транспирацию растений и испарение из почвы в течение межполивного периода времени.

Объем воды, вносимый на 1 га за один полив, называется *поливной нормой*. Объем воды, вносимый на один гектар за весь поливной период, называется оросительной нормой (это сумма всех поливных норм). Время, в течение которого выдается поливная норма, называется *периодом*, или *временем, полива*, время между двумя поливами — *межполивным периодом*.

Как указывалось выше, путем орошения должен быть восполнен дефицит потребности растений в воде в засушливых районах, т. е. покрыта разница между потребностями растений и имеющимися естественными ресурсами влаги. Поэтому количество воды M , которое должно быть подано на 1 га, занимаемый определенной культурой, за весь вегетационный период, или величина оросительной нормы определяется следующим образом:

$$M = E - \mu p_0 - \Delta W + E_0, \quad (4.2)$$

где E — общее водопотребление культурами — транспирация культур; p_0 — количество осадков, поступающее в активный слой почвы в течение вегетационного периода; μ — коэффициент использования осадков; E_0 — испарение с поверхности почвы за этот же период; ΔW — используемый внутренний запас влаги в почве;

$$\Delta W = W_0 - W + k, \quad (4.3)$$

где W_0 — запас влаги в активном слое почвы в начале вегетационного периода; W — запас влаги в этом слое в конце вегетационного периода (эта величина не должна быть меньше минимально допустимого для растений запаса влаги); k — количество капиллярной влаги, поступающей в активный слой почвы снизу от грунтовых вод при близком их залегании (это происходит при глубине залегания грунтовых вод меньше 2,5 м).

Вся оросительная норма M должна размещаться в активном слое почвы без потерь на просачивание в нижележащие слои.

Общее количество воды, подаваемое за вегетационный период, распределяется во времени в соответствии с потребностями растений в различные фазы их развития, т. е. оросительная норма распределяется по отдельным поливам нормами m , при этом $\Sigma m = M$. В нашу задачу входит установить значения поливных норм и частоты поливов.

Количество воды, которое можно дать за один полив (т. е. норма полива), вместе с наличным запасом влаги в почве не должно превышать потенциальной влагоемкости почвы.

Величину поливной нормы в общем виде можно записать так:

$$m = HA (\beta_{\max} - \beta_0), \quad (4.4)$$

где H — глубина активного слоя почвы, отвечающего фазе развития растений, м; A — полная влагоемкость почвы, или пористость (скважность) почвы, %; β_{\max} и β_0 — соответственно влажность, отвечающая предельной вла-

гоемкости, и начальная влажность почвы перед поливом, выраженные в процентах от пористости.

Запас воды в активном слое почвы после полива, равный W_1 , сейчас же начинает расходоваться на транспирацию и испарение.

Если суточный расход влаги с 1 га данной культуры в этот период равен ϵ м³/сут, то через τ суток после первого полива запас влаги в почве будет

$$W = W_1 - \tau\epsilon. \quad (4.5)$$

Этот запас влаги не должен приводить к снижению влажности ниже β_0 , т. е. не должно быть израсходовано влаги с 1 га больше m . Тогда связь между поливной нормой и частотой поливов или длительностью межполивного периода τ определяется условием

$$\tau = m/\epsilon. \quad (4.6)$$

Величина ϵ в течение вегетационного периода растений изменяется по фазам их развития и определяется на основе опытных данных для каждой культуры при конкретных природных условиях, агротехнике и урожайности. Поэтому сроки и число поливов должны быть согласованы с фазами развития растений, почвенными и климатическими условиями.

Водопотребление данной культуры при заданной плановой урожайности и все другие члены уравнения (4.2) зависят от метеорологических факторов (температура воздуха, количество осадков, ветровые условия и др.). Следовательно, оросительная норма определяется, по существу, случайными факторами и в различные годы будет различна.

Режим орошения, как правило, проектируют на год 95% обеспеченности дефицита водного баланса каждой культуры на основе данных для ряда лет (25 и более) по суммарному дефициту водного баланса.

Входит в практику формирование поливных режимов для каждого текущего года на основе расчетов дефицита водного баланса за каждую истекшую декаду. Этот дефицит представляют с нарастающим итогом от начала до конца поливного периода. По кривой нарастающего дефицита определяют сроки начала поливов (когда величина дефицита становится равной поливной норме) и число поливов.

При установлении режима полива нужно также определять продолжительность поливных периодов t , т. е. те агротехнические допустимые сроки, в течение которых в хозяйстве или системе может производиться полив данной культуры. Эта величина должна быть увязана с общим планом полива на системе и организацией труда в хозяйстве.

Увеличение t допускает менее форсированную работу системы и уменьшает напряжение труда на поливе, но создает более напряженные условия для других агротехнических работ.

Поливной период t колеблется от 3 до 15 дней в зависимости от сельскохозяйственных и климатических условий.

Итак, мы установили зависимости для поливных норм, оросительных норм, межполивных периодов. Легко видеть, что значения поливных норм зависят не столько от типа культур и стадий их развития, сколько определяются почвенно-геологическими характеристиками орошаемого массива, а оросительная норма и частота поливов определяются типом культуры, климатическими условиями, а также зависят от почвенных и агротехнических условий. Величина оросительной нормы по разным районам и годам колеблется ориентировочно в таких размерах: пшеница 600...2000 м³/га, хлопчатник 3000...6000, люцерна, 2000...6000, сады 1000...4000, пропашные культуры 1600...3500 м³/га и т. д.

При поливе дождеванием поливные нормы и режимы в целом должны корректироваться в соответствии с допустимыми нормами для данной техники в данных условиях.

Режим орошения совокупности культур в севообороте и в хозяйстве. Выше были установлены принципы и методы определения поливного режима отдельных сельскохозяйственных культур. Теперь рассмотрим принципы установления режима орошения площадей, занятых совокупностью культур, составляющих определенный севооборот. Режим орошения отдельной севооборотной площади должен учитывать:

потребности в воде каждой культуры севооборота;

почвенные, гидрологические и другие условия каждого поля севооборота;

плановые задания по поливным культурам и условия организации труда в хозяйстве.

Режим орошения севооборотной площади получается в результате суммирования режимов орошения полей всех культур.

Если фактически орошаемая площадь земель севооборота равна ω га, в часть этой площади, занимаемая данной культурой, — $a\omega$, то при поливной норме m_1 м³/га объем воды на ее полив составляет $a\omega m_1$ м³.

При продолжительности полива t_1 суток и при условии, что поливы ведутся круглосуточно, потребный расход воды для полива этой культуры определится следующим образом:

$$Q_1 = a\omega m_1 / t_1, \text{ м}^3/\text{сут} = a\omega m_1 / 86,4 t_1, \text{ л/с.} \quad (4.7)$$

Для другой культуры севооборота, которая составляет β часть всей севооборотной площади и имеет поливную норму m_2

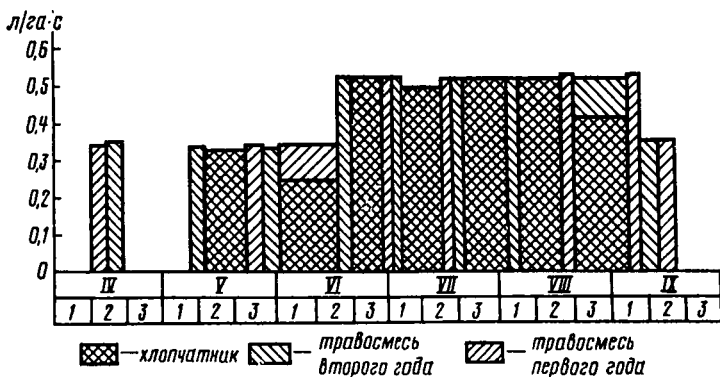


Рис. 4.5. График гидромодуля (режима орошения).

$m^3/\text{га}$ и поливной период t_2 , потребный расход

$$Q_2 = \beta \omega m_2 / t_2, \quad m^3/\text{сут} = \beta \omega m_2 / 86,4 t_2, \quad \text{л/с.}$$

Если данная культура составляет не одно, а n полей в севообороте и они поливаются одновременно, то соответствующие расходы распределяются по соответствующим каналам.

Зная поливной режим каждой культуры, определяют расходы воды в разные периоды, необходимые для всей севооборотной площади, путем суммирования соответствующих расходов в одновременные сроки. В результате получают неуккомплектованный график режима орошения. Если его выровнять путем изменения сроков полива, то получится уккомплектованный график режима орошения, он же график поливов. Такие графики целесообразно строить для небольших орошаемых участков. Для крупных систем составляются графики гидромодуля. При этом по оси абсцисс откладывают время, а по оси ординат — гидромодули, т. е. расходы воды, приходящиеся на 1 га орошаемой площади, складывая одновременные их значения. Значение гидромодуля определяется как частное:

$$q = Q/\omega.$$

Для первой и второй культур гидромодуль соответственно определяется:

$$q_1 = \alpha m_1 / 86,4 t_1, \quad \text{л}/(\text{га} \cdot \text{с}); \quad q_2 = \beta m_2 / 86,4 t_2, \quad \text{л}/(\text{га} \cdot \text{с}). \quad (4.8)$$

На рисунке 4.5 представлен график гидромодуля хлопково-люцернового севооборота.

График гидромодуля в первом его построении может иметь сильные колебания расходов воды (пики и провалы). В целях сглаживания графика, т. е. получения более равномерного водо-

потребления, проводят укомплектование графика путем изменения и смещения сроков полива, не выходя за допустимые их значения. Благодаря укомплектованию графика снижаются расчетные расходы, уменьшается требуемая производительность машин, а их работа становится более равномерной.

Путем наложения севооборотных режимов орошения устанавливаются внутривозделный план водопользования и режим работы всей хозяйственной системы.

Следует отметить, что режим орошения как отдельных культур, так и всей площади севооборота, кроме указанных выше факторов, связан также с техникой орошения. Так, расходы, подаваемые на орошаемые массивы, должны быть кратными производительности дождевальных машин. Время полива данного массива определяется производительностью и числом работающих на этом массиве машин.

2.5. ПОВЕРХНОСТНЫЙ ПОЛИВ

Для поверхностного полива характерны:

возможность получения различной глубины промачивания почвы;

сильное гравитационное промачивание верхних слоев почвы и аккумуляция в них запасов воды;

режимы орошения с большими колебаниями влажности почвы вследствие трудности производства частых поливов малыми нормами.

По распределению воды поверхностный полив можно разделить на две основные группы.

1. Способ распределения воды по всей поверхности поля сплошным слоем, когда вода в почву поступает в вертикальном направлении под действием в основном гравитационных сил. Это полив по полосам и затоплением.

2. Способ распределения воды по поверхности поля по бороздам, когда вода поступает в почву в боковом направлении, т. е. капиллярным путем. Это полив по сквозным и тупым бороздам.

Полив по полосам применяется при уклонах от 0,002 до 0,015 (не более 0,02) для культур узкорядного сева. Полоса ограничивается валками высотой 10... 15 см в зависимости от расхода и уклона. Ширина полос должна быть кратной захвату сельскохозяйственных орудий (1,8; 3,6 м). Длина полос (от 75 до 300 м) делается тем больше, чем меньше уклон, чем меньше проницаемость почвы и чем больше расход.

Полив затоплением производится путем создания на поверхности почвы сплошного слоя воды. Этот способ имеет ряд серьезных недостатков и допускается только при промывке засоленных почв и при орошении риса. В последнем случае орошаемая

площадь разделяется системой валиков на отдельные площади, называемые чеками, размером от 0,2 до 1 га, с шириной от 40 до 80 м. Средний слой затопления колеблется от 10 до 15 см. Валики, ограничивающие чеки, должны обеспечивать легкую проходимость тракторных агрегатов.

Полив по проточным бороздам осуществляется посредством движения воды небольшими струями по бороздам, так что вода поступает в почву (в борозды) главным образом капиллярным путем. В поливные борозды вода подается из выводных борозд (рис. 4.3) или же непосредственно из временных оросителей. Этот способ допускает применение междурядной обработки, обеспечивает хорошую аэрацию почвы и лучший микробиологический режим и применяется в основном для пропашных культур. Уклон борозд от 0,003 до 0,008, длина от 60 до 300 м. Ширина борозд по верху 25 ... 35 см. Увлажнение почвы в боковом направлении от борозды простирается в песчаных почвах на 20 ... 25 см, в супесях — на 25 ... 35, в суглинках — на 35 ... 45 см.

Сообразно боковому распространению увлажнения и способу посева культур расстояние между осями борозд принимают от 45 до 70 см, а глубину 12 ... 22 см.

Полив по тупым бороздам применяют на землях с малым уклоном. Глубокие тупые борозды наполняются водой, которая во время ее стояния в борозде поглощается почвой. Этот способ имеет некоторые положительные стороны: обеспечивает получение малых поливных норм, высокий КПД, уменьшение потерь на испарение. Применяется при орошении пропашных культур (хлопка) и овощей. Уклон местности должен быть 0,001 ... 0,002, глубина борозд 20 ... 25 см, ширина 40 ... 45 см, длина 40 ... 80 м, расстояние между осями поливных борозд 0,6 ... 0,7 м.

В целях рационального использования воды поливы, независимо от метода, должны вестись без сброса воды с полей и с поливными нормами, не превышающими дефицита влаги в активном слое почвы.

Рассмотренный метод самотечного поверхностного полива имеет в нашей стране широкое распространение. Около 50% всех орошаемых земель поливаются этим исторически сложившимся традиционным методом. Однако на сегодня этот метод не отвечает многим показателям требованиям механизированного сельскохозяйственного производства, т. к. имеет ряд недостатков, наиболее существенные из которых: 1) низкая производительность и тяжелые условия труда при производстве полива; 2) необходимость производства большого объема дорогих планировочных работ; 3) невозможность внесения оросительной нормы частыми поливами с малой поливной нормой; 4) возможность заболачивания и засоления сельскохозяйственных угодий.

Поверхностный полив остается одним из наиболее трудоемких

агротехнических процессов при возделывании сельскохозяйственных культур и составляет до 50% от общих трудозатрат по их возделыванию.

Производительность поливальщика при поливе по бороздам и полосам обычно не превышает 0,5...1,0 га за смену, а на участках со сложным рельефом — часто не превышает 0,2...0,4 га. Поэтому механизация и автоматизация поверхностного полива — одна из главных задач орошаемого земледелия.

2.6. СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ ПОВЕРХНОСТНОГО ПОЛИВА

Производительность труда поливальщика зависит от того, насколько будут снижены затраты времени и труда на процесс подключения борозд и полос к выводной борозде и обеспечено распределение крупных поливных токов (100...500 л на одного поливальщика). Для повышения труда поливальщика и улучшения условий и качества полива применяются различные приемы, приспособления и машины. Наиболее распространены из них простейшие средства механизации (поливные трубки, сифоны), гибкие и жесткие поливные трубопроводы и поливные машины.

При механизированном поверхностном поливе благодаря строгому нормированию выпуска воды повышается равномерность орошения, представляется возможность регулирования поливной нормы.

Простейшие средства механизации распределения воды. Для облегчения распределения воды из выводной борозды в поливные широко применяются простейшие средства: поливные трубки, сифоны, щитки.

Поливные трубки изготавливаются из пластмассы, листового железа, камыша, бамбука и т. п. Перед поливом их укладывают в валик поливной борозды или временного оросителя. Один поливальщик может обслуживать до 100 поливных борозд и управлять поливным током до 100 л, что повышает производительность в 1,5...2 раза.

Для подачи воды в борозды и полосы из каналов применяются также сифоны — изогнутые трубки, изготавливаемые из полиэтилена, резины, металла и т. п.

Поливные сифоны целесообразно применять для подачи воды в борозды или полосы длиной не менее 150...200 м. В противном случае частая перестановка сифонов или трубок связана с большими трудозатратами. Обычно поливальщик обслуживает до 100 поливных сифонов и управляет расходом до 100 л. В этом случае производительность достигает 3...4 га за смену. На од-

ного поливальщика необходимо иметь два комплекта поочередно устанавливаемых трубок или сифонов.

Поливные щитки изготавливаются из листового железа с вырезом для выпуска воды и устанавливаются перед поливной бороздой с расположением водовыпускного отверстия на определенной высоте, чтобы напор над отверстием щитков был одинаков.

Более совершенный способ распределения воды по бороздам — это распределение с помощью передвижных поливных трубопроводов. Применяются жесткие, полужесткие и гибкие (шланги) трубопроводы. По принципу распределения воды по водовыпускным отверстиям различают трубопроводы с индивидуально регулируемыми водовыпусками и трубопроводы с нерегулируемыми водовыпусками, т. е. не имеющие регулирующих приспособлений на водовыпускных отверстиях. Для равномерного распределения воды по водовыпускам эти трубопроводы должны прокладываться с положительным уклоном, примерно равным уклону пьезометрической линии. В этом случае регулировка водоподдачи осуществляется в голове трубопровода посредством задвижки. Такие трубопроводы рассчитаны на работу под небольшим напором в 0,2 ... 1,5 м.

Трубопровод с нерегулируемыми отверстиями при неровном рельефе не дает струй с одинаковыми расходами. В этом случае трубопроводы с регулируемыми отверстиями могут быть отрегулированы на один и тот же расход. Однако регулировка представляет трудоемкую операцию. При неровном рельефе требуется увеличение напора до 2 ... 5 м вод. ст. и более.

Жесткие поливные трубопроводы изготавливают из листовой стали, алюминия и его сплавов, пластмасс и других материалов. Такой трубопровод собирается из отдельных звеньев труб длиной, как правило, 5 м, диаметром 110 ... 300 мм. Звенья соединяются посредством разъемных муфт различной конструкции.

Для механизации сборки, транспортировки и укладки звеньев трубопровода применяются специальные трубоукладчики, оборудованные захватом и контейнером для размещения труб. Однако широкого применения эти трубоукладчики пока не нашли.

Гибкие поливные трубопроводы или шланги имеют ряд преимуществ в сравнении с жесткими благодаря возможности их компактной сборки и удобству транспортировки. Поэтому работам по созданию и внедрению машин для поверхностного полива с механизированной укладкой и сборкой гибких поливных и транспортирующих трубопроводов уделяется особое внимание.

Наибольшее распространение получают капроновые шланги из так называемой мелиоративной ткани (капроновый корд с двусторонним покрытием полиизобутиленом и наружным светоотражающим слоем).

Перед поливом транспортирующий шланг раскладывается по заранее подготовленной трассе, вдоль основного уклона, к нему через тройники и патрубки присоединяются два-три поливных шланга, из которых вода подается в борозды через водовыпускные отверстия. В случае подвода воды каналом или лотком транспортирующий шланг присоединяют к трубчатому водовыпуску или сифону. При закрытой оросительной сети шланг присоединяют к гидранту.

До окончания полива на данной позиции трубопровода поливальщик должен подготовить к работе следующий участок для того, чтобы вода из подводящей сети расходовалась непрерывно.

Для повышения производительности и облегчения труда поливальщика применяются намоточные устройства для шлангов, навешиваемые на тракторы Т-28Х4М и МТЗ-80 и представляющие собой барабан-катушку с гидроприводом.

Дальнейшее совершенствование этого способа механизации полива привело к созданию специальных поливных машин.

Поливные машины. Поливные машины делятся на две группы: работающие позиционно и в движении. В машинах, работающих позиционно, распределение воды по бороздам и полосам осуществляется посредством шлангов. Технология полива с помощью позиционно работающих поливных машин отличается от полива из передвижных трубопроводов и шлангов тем, что механизирован процесс раскладки, сборки и перемещения шлангов с позиции на позицию.

Поливная шланговая машина содержит следующие узлы:
энергетическую базу для агрегатирования и привода всех узлов машины;

осевой насос с приводом от ВОМ трактора для забора воды из канала и подачи ее в шланг;

комплект шлангов, состоящий из транспортирующих шлангов, не имеющих водовыпускных отверстий, и поливных шлангов с водовыпусками, предназначенных для транспортировки и распределения воды по бороздам и полосам;

емкость для размещения комплекта шлангов;

механизмы для раскладки и сборки шлангов;

всасывающую и нагнетательную линии для забора воды из оросителя и подачи ее в шланги;

газоструйный вакуум-аппарат для механизированного заполнения насоса водой при его запуске;

механизм подъема и опускания всасывающей линии;

водомерное устройство для учета объема поданной воды;

комплект арматуры для соединения транспортирующих и поливных шлангов в единую систему.

Поливные агрегаты различаются по принципу сборки шлангов.

Поливные передвижные агрегаты ППА-165, ППА-165У и ППА-300 осуществляют намотку шлангов на барабан. Поливальщик ПШН-165 осуществляет послынную укладку шланга в контейнер. Поливной агрегат навесной ПАН-165 использует дистанционную сборку шланга «гармошкой» на подвесном канате.

В комплект ППА-165 (см. рис. 4.6) входят: трактор Т-28Х4М, навесная насосная станция ННС-165 с расходом воды 165 л/с и напором 6 м вод. ст., прицепная одноосная тележка ТШП-400 с гидравлическим приводом для раскладки, намотки и транспортировки поливного шланга длиной 400 м из мелиоративной ткани (диаметром 350 мм). Агрегат можно использовать по частям: комплект шлангов без насосной станции или насосную станцию без шлангов. Тележка цепляется к устройству, смонтированному на левой полуоси трактора. Она может двигаться за задними колесами или слева от трактора.

Насос (10ПР) 4 устанавливается на раме, которая крепится к правой полуоси трактора. Привод насоса осуществляется от ВОМ трактора через клиноременную передачу. Всасывающая линия 3 состоит из водозабора в виде сетчатой металлической коробки и резиноканевого армированного шланга диаметром 250 мм, который опускается и поднимается ручной лебедкой через трособлочную систему. Нагнетательная линия состоит из стальной сварной трубы диаметром 300 мм и коробки с обратным клапаном, который перекрывает напорную линию при заполнении насоса водой посредством газоструйного аппарата 2.

Поливной шланг состоит из отрезков длиной 100 м. Они соединяются патрубком и двумя хомутами. Конец трубопровода глушится рычажным зажимом.

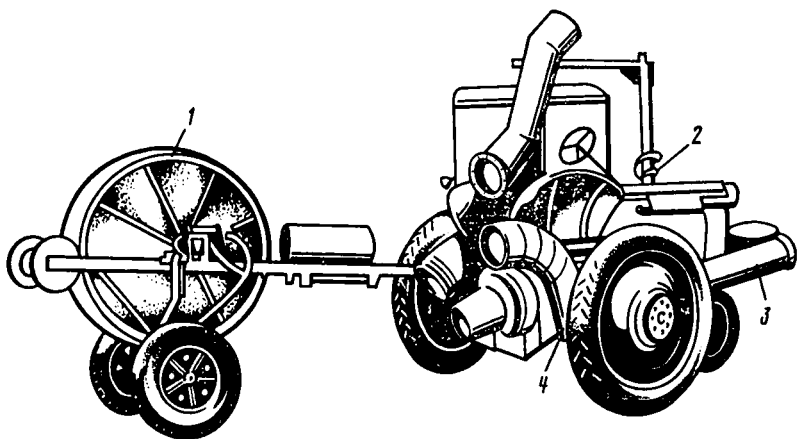
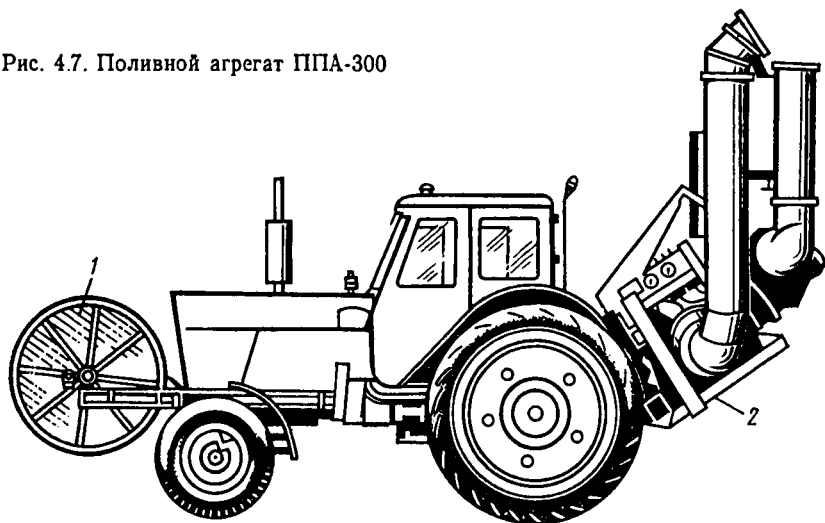


Рис. 4.6. Поливной передвижной агрегат ППА-165

Рис. 4.7. Поливной агрегат ППА-300



При раскладке поливного трубопровода агрегат движется поперек поливной сети, поливной трубопровод сматывается с барабана 1 и укладывается на почву. Рабочий расправляет и соединяет звенья шлангов. По окончании полива шланг наматывают на барабан 1, при этом агрегат движется вдоль трубопровода или сбоку от него.

Поливной передвижной агрегат ППА-165У отличается от ППА-165 компоновкой; все части агрегата навешены на трактор. Насосная станция расположена сзади трактора и приводится от ВОМ через карданный вал и редуктор. Шланговый барабан навешен спереди трактора. Предусмотрено агрегатирование с тракторами Т-40М и МТЗ-80.

Передвижной поливной агрегат ППА-300 (см. рис. 4.7) имеет конструктивную схему, аналогичную схеме ППА-165У, но в нем применен более производительный насос марки ОГ5-30, с расходом воды до 300 л/с. Насосная станция 2 навешивается сзади, а барабан 1 — впереди трактора.

Поливальщик ПШН-165 содержит транспортирующий и поливные шланги. Машина механизует раскладку и сборку транспортирующего шланга. При сборке шланг укладывается в контейнер челночным способом посредством специального механизма. Сборка поливных шлангов осуществляется путем намотки на катушки, имеющие гидропривод, а раскладка их осуществляется вручную. Остальные узлы аналогичны узлам машины ППА-165У.

Проходя по краю поливного участка, машина раскладывает вдоль борозд транспортирующий трубопровод, а через каждые

100...120 м поперек к нему укладываются вручную поливные шланги, которые соединяются с транспортирующим посредством гибких тройников, муфт и хомутов.

Поливной агрегат навесной ПАН-165 предназначен для полива на инженерной оросительной сети. В агрегате осуществлена сборка шланга «гармошкой» на несущем канате. Для этой цели машина снабжена прицепной тележкой и якорем с мачтой. На тракторе и тележке закреплен несущий канат, к которому кольцами подвешивается шланг, собранный «гармошкой». Для раскладки шланга тележку отцепляют от агрегата и прикрепляют к специальным анкерам. Трактор отходит от тележки, двигаясь поперек борозд, отпуская несущий и собирающий канаты. При этом шланг растягивается, повисая на кольцах под натянутым несущим канатом. Около оросителя трактор останавливается, и несущий канат вместе со шлангом опускается на поверхность земли. После полива трактор подтягивает к себе освобожденную тележку, наматывая на лебедку канат, а собирающий канат стягивает шланг к стойке трактора. Затем трактор с тележкой переезжает на новую позицию. Достоинство этой машины — сборка шланга без заезда на политую площадь.

На равнинных, безуклонных площадях при внесении больших поливных норм целесообразно применять поливные машины, работающие в движении. Один из наиболее проработанных вариантов такой машины — это агрегат, созданный на базе дождевального агрегата ДДА-100М, имеющего двухконсольную ферму, навешенную на трактор. К нижнему водопроводящему поясу (трубам) фермы приварены штуцера, на которые надеваются гибкие шланги. Вода насосом, навешенным на задний мост трактора, забирается из канала, вдоль которого движется агрегат, подается в водопроводящий пояс фермы и распределяется через шланги в борозды. Агрегат движется вдоль борозд, что исключает необходимость тока воды вдоль всей борозды, при этом происходит непосредственная подача ее к месту впитывания из борозды. Это улучшает режим полива и обеспечивает возможность полива на безуклонных участках или, наоборот, с большим уклоном, когда используются прерывистые борозды, образующие лунки, заполняемые водой.

2.7. ОРОШЕНИЕ ДОЖДЕВАНИЕМ

Достоинства, недостатки и перспективы развития.
При орошении дождеванием вода подается на поле в виде дождя, создаваемого путем распыления ее специальными дождевальными аппаратами и дождевальными машинами, забирающими воду из открытых каналов, закрытых трубопроводов или других

источников. Орошение дождеванием имеет следующие достоинства:

применимость при сложном микрорельефе и допустимость менее тщательной планировки полей;

увлажнение не только почвы, но и растений, и приземного слоя воздуха;

возможность сокращения длины оросительной сети на единицу орошаемой площади;

отсутствие препятствий перекрестной обработке сельскохозяйственных культур;

возможность давать более частые поливы малыми нормами и производить освежающие поливы в жаркую пору;

меньшая глубина промачивания почвы, что важно при орошении земель с близким залеганием грунтовых вод и засоленных почв;

сохранение структуры почвы при соответствующих агротребованиям характеристиках дождя;

возможность забора воды на орошение из каналов, идущих в выемке.

Во многих случаях дождевание оказывает более благоприятное физиологическое воздействие на растения, что ведет к повышению урожая.

К недостаткам орошения дождеванием относятся:

потребность в механической энергии для создания напора, необходимого для распыления воды, что удорожает эксплуатацию;

неравномерность полива при ветре.

Качество искусственного дождя и распределение воды при дождевании должны отвечать определенным агротехническим требованиям, согласно которым искусственный дождь должен иметь характеристики, исключающие неблагоприятное его воздействие на почву и культуры, способствовать повышению плодородия почв и урожайности орошаемых культур.

Характеристики искусственного дождя и проявляемые к ним агротехнические требования. Слои осадков и интенсивность дождя. Под *слоем осадков* понимают глубину слоя воды, который образовался бы, если дождь выпадал бы на ровную непроницаемую поверхность. Слои осадков измеряются в миллиметрах с указанием интервала времени выпадения этого слоя. Вследствие растекания воды по указанной контрольной поверхности слой осадков во всех точках этой поверхности будет одинаков, независимо от того, равномерно или неравномерно выпадал дождь как по контрольной площади, так и во времени, т. е. в данном случае имеем средний слой осадков h_c — результат осреднения осадков как по площади, так и во времени. Слои осадков за данный промежуток времени t , выпавший на площадь F ,

выразится

$$h_c = W/F, \quad (4.9)$$

где W — выпавший объем воды, л/сут.

Средняя интенсивность дождя ρ_c выражает приращение слоя осадков в единицу времени:

$$\rho_c = h_c/t, \quad (4.10)$$

где t — время, с, за которое выпали осадки слоем h_c , мм.

Для дождевальных машин средняя интенсивность может быть представлена как частное от деления расхода машины Q_m на площадь одновременного захвата дождем F_m :

$$\rho_c = Q_m/F_m. \quad (4.11)$$

При испытании машин средний слой осадков и среднюю интенсивность дождя измеряют посредством дождемерных сосудов, расставляемых в определенном порядке на контрольной площадке. Средний слой определяется осреднением данных всех дождемеров.

Если рассматривать слой осадков для каждого дождемера в отдельности, площадь которого f_d мала в сравнении с контрольной площадью F , то можно принять слой в данном дождемере за истинный слой h в данной точке площади F . Выпадение дождя во времени в данной точке может быть неравномерным, поэтому интенсивность

$$\rho_0 = h/t \quad (4.12)$$

будет представлять осредненное во времени значение интенсивности дождя в данной точке и называется *осредненной интенсивностью*.

Поскольку интенсивность дождя в данной точке может меняться во времени, то выделяют еще одно значение интенсивности, называемое *действительной*, или *истинной*, *интенсивностью* ρ , характеризующей приращение слоя дождя в данной точке в данный момент времени:

$$\rho = dh/dt, \quad (4.13)$$

где dh — элементарное приращение слоя дождя в данной точке за элементарный промежуток времени dt .

При этом необходимо оговориться, что вследствие дискретности процесса выпадения капель дождя в данной точке функция $h=f(t)$ будет прерывистой и вводимое понятие интенсивности — условным.

Равномерность распределения дождя по площади полива оценивают с помощью графиков распределения истинного слоя или осредненной интенсивности дождя. На основе

экспериментальных данных по распределению осредненной интенсивности по площади строят частотный график: $p=f(\rho_0)$, где p — число дождемеров с показанием данной интенсивности. Одновременно p определяет площадь, политую дождем данной интенсивности, т. е. каждому дождемеру соответствует определенная поливаемая площадь. Оценка равномерности распределения проводится по значению среднеэффективной интенсивности $\rho_{\text{ср.эф}}$ и коэффициенту эффективного полива. Коэффициент эффективного полива представляет собой отношение площади, эффективно политой, ко всей площади:

$$K_{\text{эф.п}} = F_{\text{эф}}/F. \quad (4.14)$$

Эффективно политой площадью считается площадь, которая полита с интенсивностью, укладывающейся в пределы $\pm 25\%$ от $\rho_{\text{ср.эф}}$. Здесь $\pm 25\%$ — это допустимые пределы колебания средней нормы полива по агротехническим данным.

Среднеэффективная интенсивность — это интенсивность, соответствующая наибольшему эффективному расходу, т. е. интенсивность, в пределах $\pm 25\%$ отклонения от которой заключена наибольшая производительность машины, следовательно, она должна соответствовать максимуму эффективного расхода. Отсюда для ее определения надо построить график зависимости: $Q_{\text{эф}}=f(\rho_0)$.

Для построения этого графика данные интенсивности разбивают на интервалы $\Delta\rho_0$, при этом график $p=f(\rho_0)$ превращается в ступенчатый (см. рис. 4.8) с площадями каждой ступени F_1, F_2, F_3 и т. д. — соответственно каждому интервалу.

Для интенсивности, соответствующей каждому среднему значению интервала ρ_1, ρ_2, ρ_3 и т. д., определяют значения эффективных площадей $F_{\text{эф}1}, F_{\text{эф}2}, F_{\text{эф}3}$ и т. д., т. е. площадей, политых с интенсивностью, укладывающейся в пределы $\pm 25\%$ соответственно от ρ_1, ρ_2, ρ_3 и т. д.

Из определения понятия эффективной площади следуют выражения для определения значений эффективных площадей:

$$\left. \begin{aligned} F_{\text{эф}1} &= 0,5F_1; \\ F_{\text{эф}2} &= F_2; \\ F_{\text{эф}3} &= 0,25F_2 + F_3 + 0,25F_4; \\ F_{\text{эф}4} &= 0,5F_3 + F_4 + 0,5F_5, \\ &\text{и т. д.} \end{aligned} \right\} \quad (4.15)$$

Произведение $F_{\text{эф}n}$ на соответствующую интенсивность F_{0n} дает значение эффективного расхода. По максимуму графика $Q_{\text{эф}}=f(\rho_0)$ определяют значение $\rho_{\text{ср.эф}}$ и значение эффективной

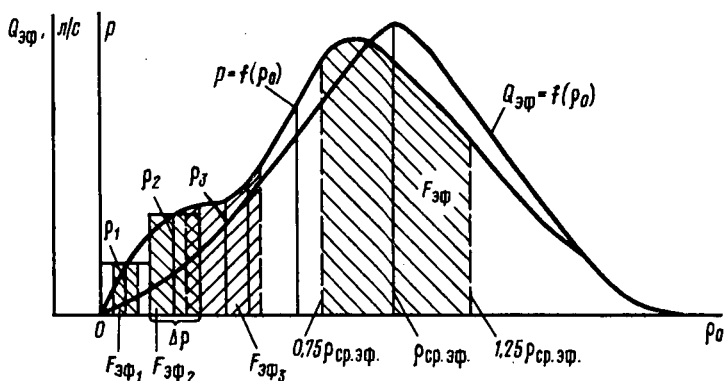


Рис. 4.8. График распределения осредненной интенсивности

площади $F_{эф}$, политой машиной с интенсивностью $0,75\rho_{ср.эф} < \rho_0 < 1,25\rho_{ср.эф}$.

Далее определяют $K_{эфл}$. По агротребованиям его значение должно быть не менее 0,7.

Наряду с коэффициентом эффективного полива по графику $p = f(\rho_0)$ определяют коэффициенты недостаточного полива и избыточного полива соответственно:

$$K_{недл} = F_{недл}/F; \quad K_{избл} = F_{избл}/F, \quad (4.16)$$

где $F_{недл}$ — площадь, политая с интенсивностью $\rho_0 < 0,75 \rho_{ср.эф}$; $F_{избл}$ — площадь, политая с интенсивностью $\rho_0 < 1,25 \rho_{ср.эф}$.

Значения F для всех этих формул определяют путем планиметрирования соответствующих площадей частотного графика.

Крупность капель и их динамическое воздействие на почву и культуры. При распаде дождевых струй образуется большое число капель, размеры которых изменяются в довольно широких пределах. Для оценки качества дождя необходимо уметь характеризовать степень дисперсности жидкости. Для почвы и растений наиболее благоприятны капли малого размера.

Один из критериев дисперсности распада струи — средний размер капель, который дает некоторое упрощенное представление о степени дисперсности жидкости.

В соответствии с положениями математической статистики среднее значение диаметра капли может определяться по какому-либо одному характерному признаку, например объему, поверхности и т. п. В связи с этим средний диаметр характеризует не все геометрические свойства капель, а лишь одно из них. Поэтому исчисление среднего размера капель производят в зави-

симости от того определяющего свойства, которое стремятся отобразить в этом среднем размере. Например, в опрыскивателях для борьбы с вредителями важная характеристика — поверхность диспергированной жидкости.

Для характеристики искусственного дождя наибольший интерес представляют объемы капель. Поэтому оценку искусственного дождя ведут по среднеобъемному диаметру капель, определяемому как среднекубическая величина

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^{i=n} i d_i^3}{n}}, \quad (4.17)$$

где i — число капель данного диаметра d_i ; n — общее число капель.

По агротехническим требованиям d_c должно быть не более 1,5 мм.

Однако средний диаметр капель характеризует дисперсность жидкости далеко не полностью, так как при одном и том же его значении возможны различные распределения капель по размерам. Поэтому мнение производителей и ученых все больше склоняется к необходимости оценивать гранулометрический состав дождя на основе статистического анализа распределения числа капель по величине диаметра.

Среднекубический диаметр капель как характеристика крупности дождя еще не определяет воздействие дождя на почву и растения, так как одни и те же капли при падении с разными скоростями будут оказывать различное воздействие. Для почвы и растений имеет значение не просто размер падающих капель, а их динамическое воздействие или сила удара.

Воздействие дождя на почву представляет собой дискретный процесс в виде ударов отдельных капель и характеризуется отдельными кратковременными импульсами. Это воздействие вследствие исключительно малого времени удара и малой площади контакта капли с почвой сопровождается возникновением больших давлений на указанных локальных площадках. Это и приводит к активному разрушению структурных образований на поверхности почвы, уплотнению ее и кольматации пор, что и определяет снижение впитывающей способности почвы.

Рассмотрим, от каких параметров и в какой степени зависит сила удара капли о почву. Из уравнения изменения количества движения имеем

$$St = mv, \quad (4.18)$$

где S — сила удара капли, Н; t — время, в течение которого длится удар, с; m — масса капли, кг; v — скорость падения капли, м/с.

Как видим, сила соударения капли с почвой зависит от времени, величина которого определяется характером удара. Если

удар капли о почву неупругий, то время t может быть выражено зависимостью

$$t = kd_k/v, \quad (4.19)$$

где k — коэффициент пропорциональности, характеризующий степень деформации капли, при которой частицы воды изменят направление движения так, что воздействие их на почву прекратится ($k=1/2$), d_k — диаметр капли, м.

Принимая форму капли шарообразной, массу ее можно определить как

$$m = \frac{\pi d_k^3}{6} \rho.$$

В этом случае сила удара будет пропорциональна квадрату диаметра и квадрату скорости падения капли:

$$S = \frac{\rho \pi}{6k} v^2 d_k^2, \quad (4.20)$$

где ρ — плотность жидкости, м³/кг.

Если удар капли о почву упругий, то время t будет представлять время, за которое упругие волны пересекут каплю в прямом и обратном направлении, т. е.

$$t = 2d_k/v_s, \quad (4.21)$$

где v_s — скорость распространения упругих волн в капле, т. е. скорость распространения звука в воде, м/с.

Тогда

$$S = k' \rho \frac{\pi v_s}{6} v d_k^2, \quad (4.22)$$

где k' — коэффициент, учитывающий неупругость почвы.

Проверка этих зависимостей показала, что ни одна из них не отвечает в количественном отношении опытным данным. Но функционально действительности отвечает зависимость (4.22), где должно быть скорректировано лишь значение постоянного коэффициента.

Итак, при постоянных ρ и v_s сила удара капли пропорциональна произведению скорости на квадрат диаметра. Следовательно, можно полагать, что величина, характеризующая допустимое значение силы удара, — это критерий силы удара

$$S_k = N v d_k^2, \quad (4.23)$$

где $N = \frac{\pi}{6} \rho v_s$.

Сила удара S определится:

$$S = k'S_k.$$

При этом предельное значение критерия силы удара S_k^{np} может быть установлено экспериментом для различных почв и включено в агротехнические требования.

Если полагать, например, что естественный дождь благоприятен при размере капель до 2,5 мм в диаметре, то предельное значение критерия силы удара $S_k^{np} = 34,0$ Н, поскольку скорость падения этих капель 7,3 м/с.

Для характеристики дождевальнoй машины и создаваемого ею дождя важны как размер капли, так и скорость ее падения на почву, которые должны лимитироваться силой удара падающей капли. Для оценки этих параметров разработана измерительная система «Спектр», позволяющая замерять диаметры капель с фиксацией скорости падения. При этом можно определить как осредненные значения силы удара, так и ее распределение по количеству капель n в функции диаметра.

В первом приближении оценку динамических свойств дождя можно проводить по среднему значению критерия силы удара капель:

$$S_k^c = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} v_i d_{ki}^2}{n} N. \quad (4.24)$$

Можно полагать дождь удовлетворительным, а среднее значение критерия силы удара допустимым, если $S_k^c \leq S_k^{np}$.

Необходимо отметить, что предельно допустимые значения критерия силы удара капель для почвы и культур в общем случае, очевидно, должны зависеть не только от скорости и размера капель, но и от частоты их падения. Это особенно должно быть существенным для нежных широколистных культур, когда суммарное воздействие капель на лист может существенно превзойти воздействие одиночной капли.

Наряду с силой удара в качестве характеристики динамического воздействия капель на почву можно принять также давление p капли в месте ее контакта с почвой. В силу физической сущности процесса разрушения структурных образований почвы под влиянием их смачивания и раздавливающего воздействия динамического давления капли, выделять в качестве определяющего данный процесс параметра указанное давление представляется наиболее предпочтительным.

Если полагать, что площадь контакта капли и почвы пропорциональна площади диаметрального сечения капли, то давление

определится из зависимости (4.22):

$$p = \frac{4S}{\alpha \pi d_k^2} = \frac{2}{3} k \rho v_3 v, \quad (4.25)$$

где α — коэффициент, корректирующий площадь контакта, далее входит в k .

Аналогично критерию силы удара, величину $p_k = N_{p\nu}$ назовем *критерием динамического давления*, тогда $p = k p_k$, где

$$N_{p\nu} = \frac{2}{3} \rho v_3 = 9,5 \cdot 10^5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Как видим, величина давления капли на почву в месте их контакта не зависит от размера капли, а является лишь функцией скорости падения капель. Если предположить, что процесс эрозии почвы определяется давлением, развиваемым каплей при ударе, то для характеристики эрозии достаточно знать только скорость падения капель. Значит, можно полагать, что изменение скорости впитывания и величина нормы полива до стока — функции скорости падения капель.

Допустимые нормы полива при дождевании. В соответствии с агротехническими требованиями полив дождеванием должен проводиться без образования стока на поверхности почвы, начало которого может быть фиксировано визуально по образованию луж во впадинах.

Для определения нормы полива до стока $m_{д.с}$ или времени дождевания t_6 при безнапорном впитывании воспользуемся широко принятой зависимостью

$$t_6 = A_6 / \rho_d^n, \quad (4.26)$$

где t_6 — время полива до образования луж (начала стока), т. е. время безнапорной инфильтрации, ч; A_6 — коэффициент впитывания, зависящий от типа почв и характеристик дождя в данной точке; ρ_d — интенсивность дождя в данной точке; n — показатель степени, зависящий от типа почв.

Коэффициент впитывания A_6 определяем в данной точке с учетом введенного первого критерия — критерия силы удара каплей S_k .

Обработка экспериментов показывает, что коэффициент впитывания и критерий силы удара капель связаны гиперболической зависимостью, т. е. для данных почв выполняется условие

$$A_6 \sqrt{S_k} = A_{6i} \sqrt{S_{ki}},$$

или

$$A_6 = \frac{A_{6i} \sqrt{S_{ki}}}{\sqrt{S_k}}, \quad (4.27)$$

где A_{6i} и S_{ki} — соответственно коэффициент впитывания и критерий силы удара для какого-то изученного экспериментального конкретного случая.

В частности, таким изученным случаем может быть дождь с диаметром капель 1,5 мм, для которого в таблице 7 приведены значения постоянной впитывания для различных почвенных условий — от самых легких, характеризующихся показателем степени $n = 1,25$, до тяжелых с $n = 3$.

Расчетная формула для постоянной впитывания с учетом изложенного переписывается так

$$A_6 = \frac{A_{6,1,5} \sqrt{S_{K1,5}}}{\sqrt{S_K}}$$

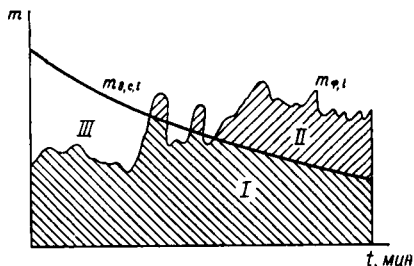


Рис. 4.9. График распределения фактической нормы и нормы до стока

7. Постоянная впитывания для различных групп почв

Показатель	Группа почвы							
	легкие	средние I	средние II	тяжелые I	тяжелые II	тяжелые III	очень тяжелые I	очень тяжелые II
№ типа почвы	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
n	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0
A_6 1,5	71,5	60	50,6	36,0	25,2	15,2	8,6	5,4

В соответствии с этой формулой и формулой (4.23), полагая, что k для данных почв постоянно, можно рассчитать значение A_6 , а зная ρ_d в данной точке, можно определить t_6 в данной точке согласно зависимости (4.26) и далее определить $m_{д,с} = \rho_d t_6$. Зависимости для определения значений v , d_K и ρ_d приводятся в специальной литературе.

Согласно изложенному, норма полива до стока меняется от точки к точке орошаемой площади в зависимости от характеристик дождя. Следовательно, даже при выдаче равномерного слоя дождя, но при разных его динамических характеристиках увлажнение почвы будет неоднородным; т. к. $m_{д,с}$ и время полива до стока $t_{д,с}$ в каждой точке будут разными, то разным будет и время напорного впитывания, т. е. после начала стока.

Зная тип почвы и характеристики дождя в каждой i -й точке участка, поливаемого машиной, можно получить картину распределения нормы до стока $m_{д,с,i}$ (см. рис. 4.9). Наряду с этим имеется картина распределения фактически выданных норм $m_{ф,i}$.

При этом

$$m_{ф,i} = \rho_{ф,i} t_{пол,i} \quad (4.28)$$

где $\rho_{\Phi t}$ — действительная (фактическая) интенсивность дождя в данной точке; $t_{\text{пол}}$ — время полива (фактическое), ч.

Как видно из рисунка 4.9, на определенной площади $m_{\Phi i}$ выходит за пределы $m_{\text{д.с.}}$, т. е. в определенных точках часть нормы $m_{\text{н.с}}$ выпадает после начала стока: $m_{\text{н.с}} = m_{\Phi i} - m_{\text{д.с.}}$.

Суммарный объем воды $W_{\text{н.с.}}$, подаваемый после начала стока, определится:

$$W_{\text{н.с.}} = \sum_i (m_{\Phi i} - m_{\text{д.с.}i}) f_i, \quad (4.29)$$

где f_i — площадь, м², поливаемая нормой $m_{\Phi i} > m_{\text{д.с.}}$.

Часть этого объема впитается в точках выпадения, часть — стечет.

Доля этого объема α от выданной нормы в общем случае определяет качество полива, равномерность увлажнения почвы, объем стока, эрозийный смыв почвы и др.

В общем случае величина α выражается:

$$\alpha = \frac{\sum_i (m_{\Phi i} - m_{\text{д.с.}i}) f_i}{\sum_1^n m_{\Phi i} f_i}. \quad (4.30)$$

Задавшись величиной α , можно определить допустимое время полива $t_{\text{доп}}$, т. е. определить допустимую норму для данной машины в данных условиях. Поливные нормы в режиме орошения не должны превышать указанных допустимых поливных норм.

Технологические возможности машины определяются величиной этой нормы и равномерностью распределения впитавшейся нормы.

2.8. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ДОЖДЕВАЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК

Классификация дождевальной техники. Дождевальную технику классифицируют по разным признакам: по применяемым дождевальным насадкам, по способу перемещения агрегатов при поливе, по основным конструктивным признакам и др.

Мы будем придерживаться классификации по основным конструктивным признакам, которые в значительной мере определяют и технологический процесс полива, и расчеты режимов работы. По этим признакам можно выделить следующие основные типы дождевальной техники.

1. Многоопорные широкозахватные дождевальные машины.
2. Дождевальные машины консольного типа.
3. Дальнеструйные дождевальные машины.

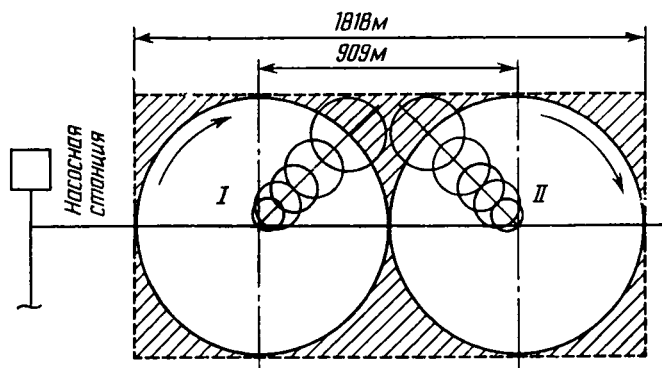


Рис. 4.10. Схема работы дождевальной машины ДМ-100 «Фрегат»

4. Дождевальные установки с разборным трубопроводом.

5. Стационарные дождевальные системы.

Многоопорные широкозахватные машины. Эти машины, в свою очередь, могут быть подразделены по принципу передвижения и работы на следующие типы.

1. Машины с перемещением по кругу с поливом в движении.

2. Машины фронтального передвижения с позиционным поливом.

3. Машины фронтального передвижения с поливом в движении.

К первому типу широкозахватных машин, осуществляющих полив в движении по кругу, относится дождевальная машина ДМ-100 «Фрегат». Машина представляет собой водопроводящий трубопровод, расположенный на колесных опорах и снабженный дождевальными аппаратами. Полив происходит в движении при вращении трубопровода вокруг неподвижной опоры, как это показано на схеме (см. рис. 4.10). Машина «Фрегат» отличается высокой степенью автоматизации рабочего процесса и может применяться в различных почвенно-климатических зонах.

Она комплектуется из отдельных секций, каждая из которых состоит из двухколесной самоходной опорной тележки с гидроприводом и звена водопроводящего трубопровода с дождевальными аппаратами. На опорах смонтированы А-образные фермы с системой тросового крепления трубопровода и узлами автоматических систем синхронизации движения и аварийной остановки машины.

Промышленностью выпускаются машины с 16, 15, 14, 13 и 12 тележками конструктивной длиной соответственно 453,5; 423,9; 394,3; 364,7 и 335,1 м. Возможно также применение машины с

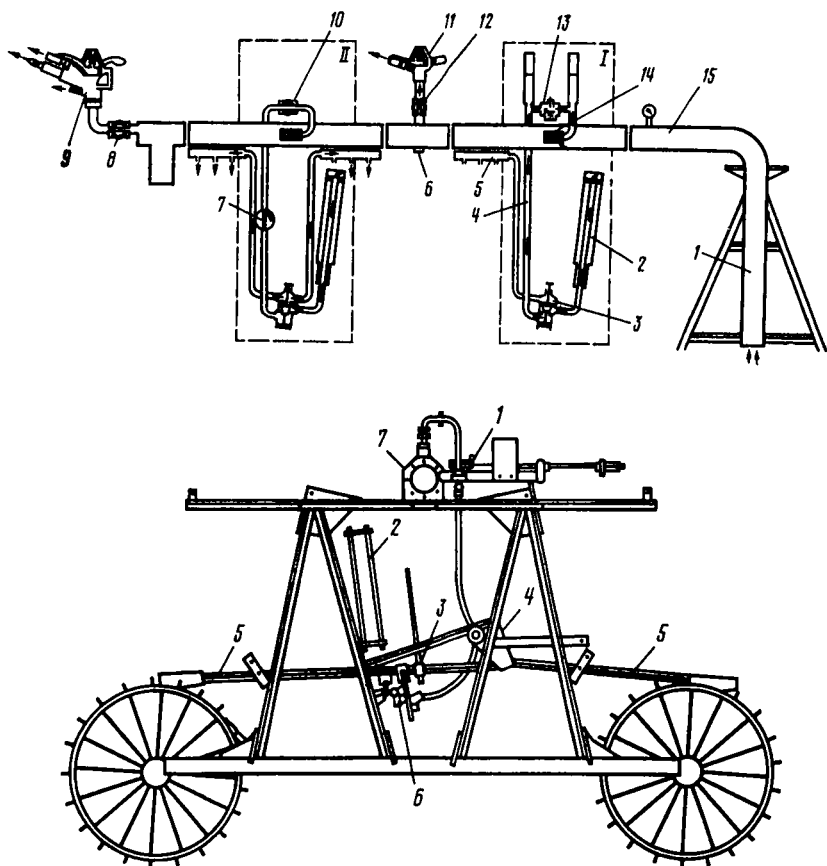


Рис. 4.11. Гидравлическая схема машины «Фрегат»: сверху — водопроводящий пояс; внизу — ходовая тележка

меньшим числом тележек. Производительность машин по расходу меняется от 60 до 100 л/с.

Водопроводящий трубопровод выполнен из оцинкованных стальных труб двух диаметров: 178 мм (до седьмой опоры) и 152 мм (от седьмой опоры до конечного аппарата). Расстояние между опорами составляет: с первой по седьмую — 24,7 м, с седьмой по шестнадцатую — 29,6 м. Длина консольной части последней тележки 17,1 м.

Гидравлическая схема машины ДМ-100 «Фрегат» представлена на рисунке 4.11. Через стояк 1 неподвижной опоры вода поступает в трубопровод 15 машины, на котором располагаются

через определенные расстояния дождевальные аппараты 11. На стояке под аппаратами 11 располагаются краны 12, служащие для регулирования расхода воды, поступающей в аппарат 11. На конце трубопровода 15 размещается дальноструйный (концевой) аппарат 9, который может перекрываться краном 8. Привод машины осуществляется от гидроцилиндров 2, работающих за счет энергии воды, идущей на полив, и расположенных на каждой опорной тележке. Вода в гидроцилиндр 2 поступает через фильтр 14, дроссельный клапан 13, тканево-резиновый шланг 4 и клапан-распределитель 3. Из гидроцилиндра 2 вода сливается по сливным трубкам 5. На концевой опоре вода в гидроцилиндр 2 поступает через кран-задатчик 7 скорости движения опоры, перед которым стоит регулирующий кран 10 системы механической защиты. Схема привода тележки также представлена на рисунке 4.11. Из водопроводящего пояса 7 машины вода через дроссельный клапан 1 поступает в распределительный клапан 6, а оттуда по пустотелому штоку — в верхнюю полость гидроцилиндра 2. Под действием напора воды гидроцилиндр 2 будет подниматься вверх, увлекая за собой двуплечий рычаг с косынкой 4, соединенной с толкающей штангой 5. При перемещении штанги 5 ее концевые выступы упираются в почвозацепы колес и толкают их; колеса поворачиваются на некоторый угол, увлекая за собой водопроводящий пояс 7. Подъем гидроцилиндра 2 продолжается до тех пор, пока двуплечий рычаг не упрется в зацеп 3 вертикальной тяги, связанной с рычагом переключения распределительного клапана 6. При этом открывается сливное отверстие распределительного клапана 6 и прекращается поступление воды в гидроцилиндр 2. Под действием возвратной пружины шток гидроцилиндра 2 опускается, и вода через сливные патрубки и перфорированные полиэтиленовые трубы выливается на поверхность орошаемого участка.

При опускании гидроцилиндра 2 толкающие шланги отходят назад, в первоначальное положение, и выступы их входят в зацепление со следующими почвозацепами. Когда гидроцилиндр 2 достигает своего нижнего положения, срабатывает распределительный клапан 6, закрывая сливное отверстие, и вода снова начинает поступать в гидроцилиндр 2. Затем рабочий цикл повторяется.

Питание распределительного клапана 6 и гидроцилиндра 2 осуществляется через дроссельный клапан 1 гидросистемы, который служит для автоматической синхронности движения опор. Шток клапана 1 связан посредством стержня с тягами, которые крепятся к каждой трубе с обеих сторон тележки. Когда скорость той или иной тележки меняется, трубопровод изгибается, тяги перемещают стержень, который своим скосом действует на шток дроссельного клапана 1, увеличивая или уменьшая поступ-

ление воды через него в гидроцилиндр 2, благодаря чему скорость движения тележки автоматически выравнивается.

Машина «Фрегат» оборудована системами механической и электрической аварийной остановки в случае изгиба трубопровода, превышающего допустимую величину.

Система механической защиты основана на автоматическом регулировании расхода воды, поступающей в гидроцилиндр концевой тележки. К гидроцилиндру вода поступает через шаровой клапан 10, привод которого соединен с неподвижной опорой посредством проволоочной тяги, проходящей вдоль всего трубопровода. Тяга поддерживается на роликах, а конец ее прикреплен к фланцу поворотного колена на неподвижной опоре.

При изгибе трубопровода меняется натяжение проволоки, стержень привода шарового клапана перемещается и подача воды в гидроцилиндр уменьшается. В случае недопустимого изгиба шаровой клапан 10 полностью перекрывает проходное отверстие. В результате концевая тележка останавливается, приводя в действие описанную выше систему синхронизации, которая обеспечивает в итоге остановку всех остальных тележек.

Система электрической защиты состоит из ртутных выключателей, установленных на каждой тележке и соединенных последовательно.

Ртутные выключатели закреплены на маятниках рядом с механизмами привода дроссельных клапанов системы синхронизации. При изгибе трубопровода стержень механизма привода перемещается, наклоня маятник с ртутным выключателем на некоторый угол. При опасном изгибе угол наклона увеличивается настолько, что ртутный выключатель размыкает цепь управления реле, и исполнительный механизм останавливает насосную станцию или перекрывает задвижку на входе воды в дождевальную машину.

Схема работы дождевальной машины «Фрегат» представлена на рисунке 4.10. К центру орошаемого участка, где установлен гидрант, подводится под напором вода. К гидранту присоединяется трубопровод дождевальной машины посредством вращающегося колена, установленного на неподвижной опоре. При поступлении воды в трубопровод гидроцилиндры приводят в движение тележки и трубопровод вращается вокруг гидранта, орошая прилегающую к гидранту круговую площадь радиусом, равным длине захвата машины, которая может быть различной в зависимости от количества тележек.

Поливная норма обычно выдается за один оборот машины. Поэтому величина поливной нормы зависит от скорости вращения машины. При обороте за 54 часа агрегат выдает воды 300 м³/га, а за 9 суток — 1000 м³/га. Для установления требуемой

нормы скорость регулируют краном, размещенным на водопроводящей линии гидросистемы концевой тележки.

Скорость остальных тележек обеспечивается автоматически системой синхронизации движения машины.

Для равномерного распределения слоя осадков по площади полива расход воды в дождевальных аппаратах должен увеличиваться по определенной закономерности от неподвижной опоры к концевой части машины. Для этого в комплект дождевальной машины включены четыре серии среднеструйных аппаратов кругового действия и один концевой аппарат. Каждая серия аппаратов имеет набор сменных сопел различных диаметров, позволяющих получить требуемый расход воды. Концевой аппарат работает по сектору и обеспечивает полив участков, не захватываемых машиной.

Машины «Фрегат» применяются как по схеме одиночного, так и группового использования. В последнем случае машина может использоваться для работы на двух позициях. После окончания работы на одной позиции машину без разборки перемещают к следующему гидранту путем продольной буксировки. В этих целях колеса всех тележек переводят в транспортное положение путем поворота их на 90° , затем поднимают толкатели, отсоединяют тяги дроссельных клапанов, снимают проволоку системы механической аварийной остановки и устанавливая буксировочный трос. Ось машины при буксировке должна совпадать с линией, соединяющей гидранты смежных позиций.

Самоходная машина «Фрегат» — одна из наиболее совершенных дождевальных машин. Принцип круговой работы машины и автоматизация процесса позволяют снизить до минимума работы по обслуживанию агрегата.

Представитель второго типа широкозахватных машин — колесный дождевальный трубопровод ДКШ-64 — «Волжанка», схема работы которого представлена на рисунке 4.12, а. Машина состоит из двух дождевальных крыльев 1 и 6 общей шириной захвата до 800 м. Каждое крыло собирается из 32 звеньев. Звено представляет собой алюминиевую трубу 5 длиной 12,6 м с фланцами на концах для соединения звеньев между собой. Посередине каждой трубы 5, как на оси, крепится опорное колесо 7 (см. рис. 4.12, б) диаметром 1,95 м. Опорное колесо 7 разъемное и состоит из двух половин, соединяемых болтами. К трубопроводу колесо 7 крепится посредством разъемной ступицы, стягиваемой болтами. На конце каждого звена установлен струйный дождевальный аппарат 9 с расходом в 1 л/с с механизмом самоустановки (см. рис. 4.12, в), представляющим собой U-образный патрубков с противовесом 10, шарнирно соединенный со стояком. Механизм самоустановки удерживает дождевальный аппарат в вертикальном положении.

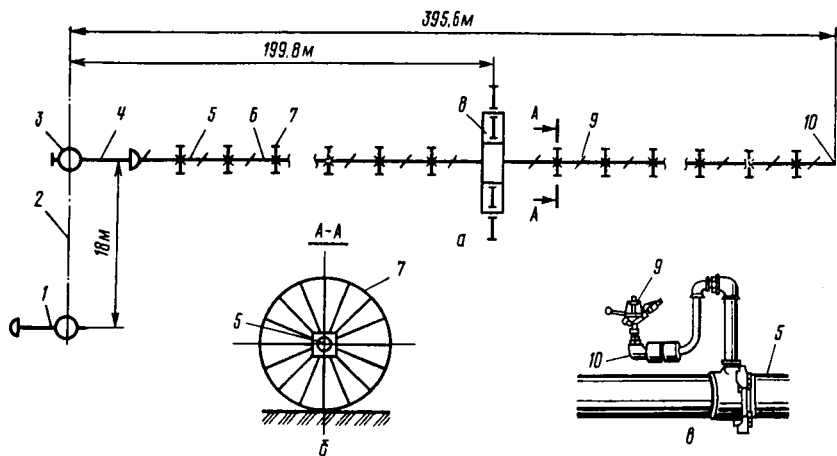


Рис. 4.12. Дождевальная машина ДКШ-64 «Волжанка»:

а — схема работы; *б* — опорное колесо; *в* — крепление дождевального аппарата

Каждое звено трубопровода снабжено сливным клапаном, предназначенным для слива воды из трубопровода перед переездом установки на новую позицию.

В середине каждого крыла монтируется приводная двухколесная тележка 8 велосипедного типа с бензиновым двигателем ЗИД-4, реверс-редуктором и цепной передачей.

Реверс-редуктор снабжен муфтой сцепления, имеющей три положения: «Прямой ход», «Нейтральное» и «Обратный ход», в которые она устанавливается с помощью рукоятки управления. Муфта должна переключаться до пуска двигателя или при малых его оборотах, когда центробежная автоматическая муфта выключена.

На выходном валу реверс-редуктора закреплена звездочка цепной передачи привода ведущих колес приводной тележки.

Монтаж крыльев начинают от гидранта 3, для присоединения к которому служат телескопическая труба 4 и колонка. Дождевальное крыло обязательно располагают перпендикулярно к линии 2 гидрантов. Для этого перед сборкой трубопровода устанавливают вешки по его осевой линии. По краям крыла устанавливают звенья, снабженные двумя колесами, на расстоянии 2,8 м от концов трубы, на остальных звеньях, как указывалось выше, колеса располагаются посередине. По обе стороны приводной тележки размещают проходные звенья труб, не имеющие патрубков для крепления аппаратов.

Полив осуществляется следующим образом.

После подключения крыла к гидранту открывают задвижку. Вода под напором поступает в трубопровод, закрывает сливные клапаны, и в работу включаются дождевальные аппараты. После выдачи дождевальным крылом поливной нормы гидрант закрывают и отсоединяют это крыло от гидранта. Затем запускают двигатель и перемещают крыло на следующую позицию на расстоянии 18 м. Заглушив двигатель, подсоединяют трубопровод к гидранту и открывают задвижки. Аналогичные операции производят со вторым крылом.

При использовании поливных колесных трубопроводов нельзя допускать их большого искривления, которое может возникнуть при переездах трубопровода с позиции на позицию вследствие некоторого отставания концов трубопровода. Искривление устраняется реверсивным перемещением трубопровода или вручную.

Машина ДКШ-64 «Волжанка» имеет следующие основные технические данные.

Число аппаратов на дождевальном крыле, шт	32
Расход воды дождевального крыла, л/с	32
Напор на гидранте, м вод. ст	40
Расстояние между гидрантами, м	18
Площадь, поливаемая с одной позиции крыла, га	0,72
Средняя интенсивность дождя с учетом перекрытия, мм/мин	0,27
Расстояние между оросительными трубопроводами, м	800
Высота трубопровода над землей, м	0,89

Машина предназначена для полива дождеванием зерновых, овоще-бахчевых и других культур высотой до 0,8 ... 1,1 м, а также многолетних трав, лугов и пастбищ на ровных участках с уклоном до 0,02.

Для орошения высокостебельных культур создана многоопорная дождевальная машина позиционного полива и фронтального перемещения ДФ-120 «Днепр». Водопроводящий трубопровод машины смонтирован на опорных двухколесных тележках велосипедного типа и поддерживается системой тросов. Дождевальные аппараты располагаются на открылках длиной 13,7 м, фиксируемых тросами в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Каждая тележка приводится от электродвигателя с редуктором через цепную передачу. Питание электроэнергией обеспечивается от передвижной электростанции, смонтированной на тракторе. В конструкции машины предусмотрена синхронизация перемещения тележек при фронтальном ее переезде с позиции на позицию.

Машина работает позиционно с питанием от гидранта напорной подводящей сети. Ширина захвата машины 460 м, расстояние между гидрантами 54 м. Высота расположения трубопровода 2,1 м, расход воды 120 л/с.

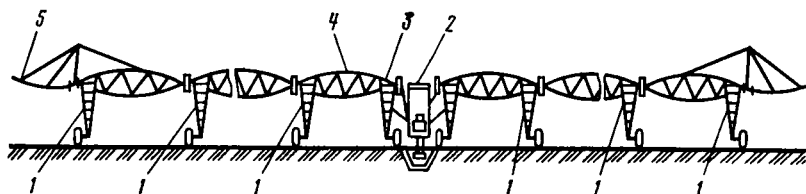


Рис. 4.13. Схема машины ЭДМФ «Кубань».

К третьему типу широкозахватных машин относится машина «Кубань» (ЭДМФ) — электрифицированная дождевальная машина фронтального перемещения с поливом в движении. Она предназначена для полива зерновых, овоще-бахчевых и технических культур, многолетних трав и других культур, включая высокостебельные.

Машина «Кубань» представляет собой движущийся фронтально вдоль канала водопроводящий трубопровод (см. рис. 4.13), состоящий из двух дождевальных крыльев, опирающихся на 16 опорных тележек 1, и силового агрегата 2, установленного на раме и подвешенного на тросах и угольниках к центральной балке и центральным опорным тележкам 3.

Главный трубопровод состоит из шарнирно сочлененных между собой пролетов труб длиной 52,5 м. Трубопроводы пролетов поддерживаются жесткими фермами 4, опирающимися на опорные тележки 1. Шарнирное соединение секций трубопровода обеспечивает машине определенную гибкость в вертикальной плоскости, позволяющую приспособляться к неровностям поля, а также в горизонтальной плоскости для осуществления работы системы автоматического управления фронтального движения машины. К каждому концу крыла машины жестко присоединена консольная часть трубопровода 5, поддерживаемая тросовыми оттяжками.

Силовой агрегат смонтирован на общей раме и включает дизель-насосную установку ДНУ-120/70 и генератор ЕС 5-82-4У2. Дизель-насосная установка состоит из дизеля К-272М с жидкостным охлаждением и центробежного насоса, соединенных между собой эластичной муфтой.

Передний конец коленчатого вала дизеля соединен с генератором посредством трансмиссии. Мощность генератора 30 кВт, он обеспечивает питание электроэнергией приборов системы управления машины и двигателей мотор-редукторов опорных тележек.

Каждая опорная тележка машины снабжена электродвигателем МАП-121-4 мощностью 1,2 кВт, питающимся от трехфазной сети напряжением 380 В.

Опорная тележка имеет два ведущих колеса с пневматическими шинами повышенной проходимости. Привод от электродвигателя к каждому колесу осуществляется через червячные мотор-редукторы, закрепленные на раме, карданные валы и червячные колесные редукторы.

Крайние тележки машины — ведущие, их скорость движения задается заранее и определяет время прохода обрабатываемой площади, т. е. определяет норму полива. Режим движения этих тележек задается на щите управления и может быть непрерывным или стартстопным с продолжительностью включения и остановки электродвигателя тележки от 1 до 100 с.

Привод промежуточных тележек имеет меньшее передаточное число редуктора, чем привод крайних тележек. Это выполнено для обеспечения большей скорости перемещения промежуточных тележек, что позволяет перемещать главный трубопровод строго по линии без перекоса и излома.

Для поддержания прямой общей линии главного трубопровода все опорные тележки, кроме крайних, снабжены механизмом управления движением тележки, состоящим из рычажной системы, связанной с трубопроводом, которая через специальный прибор управляет включением или отключением электродвигателя привода тележки при отставании или забегании ее относительно соседних тележек.

При включении машины в работу последовательно выполняют следующие основные операции. Вначале задают направление ее движения, затем осуществляют пуск дизеля электростартером от аккумуляторной батареи и заполнение насоса водой при помощи газоструйного аппарата и далее запускают насос. Затем включают подачу воды и после заполнения трубопровода проверяют давление по манометру, которое не должно превышать 0,45 МПа. Далее пускают генератор. После этого подают электропитание на приводные электродвигатели концевых тележек.

При перемещении концевых тележек в заданном направлении изменяется угловое положение пролетов, сочлененных с концевыми тележками, что через рычажную систему и специальные приборы приводит к включению электродвигателей на второй и пятнадцатой (примыкающих к концевым тележкам) опорах. Таким же образом по угловым положениям пролетов последовательно включают приводные электродвигатели опорных тележек левого и правого крыла.

В дальнейшем за счет большей скорости движения промежуточных тележек по сравнению с концевыми будет последовательно происходить отключение приводных электродвигателей промежуточных и агрегатных тележек.

За счет того что концевые тележки продолжают движение, вновь возникают угловые перемещения пролетов и последова-

тельно включаются приводные электродвигатели промежуточных тележек. Это обеспечивает синхронизацию прямолинейности машины при движении.

Машина снабжена устройством стабилизации движения, предназначенным для автоматического слежения за ходом машины вдоль канала. Оно содержит кронштейны со стабилизаторами, которые соприкасаются при движении машины с направляющим тросом, натянутым вдоль канала. При отклонении агрегатной тележки, на которой закреплено устройство стабилизации, от начальной линии движения на 70 мм вправо возникающий сигнал через специальные приспособления приводит к уменьшению скорости движения тележек левого крыла и машина выравнивает курс. Аналогичным образом происходит выравнивание курса в случае смещения агрегатной тележки на 70 мм влево от линии движения.

Таким образом машина имеет систему управления и защиты, обеспечивающую выбор направления движения, пуск и остановку ее, задание средней скорости движения для обеспечения выдачи требуемой нормы полива, ручную остановку с любой тележки, автоматическую синхронизацию движения в линию и автоматическую стабилизацию движения по каналу, а также аварийную остановку. Автоматизирована остановка машины и в конце гона.

При срабатывании любого из аварийных сигнализаторов машина автоматически останавливается и выключается силовой агрегат (дизель).

Машина имеет следующие основные технические данные: расход 170 л/с, номинальный напор 0,34 МПа, средняя интенсивность дождя 1,2 мм/мин, средняя скорость перемещения — минимальная 0,19 м/мин, максимальная 2,0 м/мин, минимальная норма полива за один проход 600 м³/га, ширина захвата машины 800 м, дождевальные насадки — дефлекторные и секторные в количестве 294 шт. Один механик-оператор обслуживает 8...10 машин.

Дождевальные машины консольного типа. Промышленно-

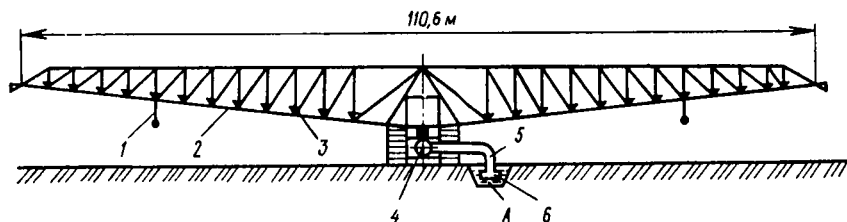


Рис. 4.14. Принципиальная схема дождевального агрегата ДДА-100МА

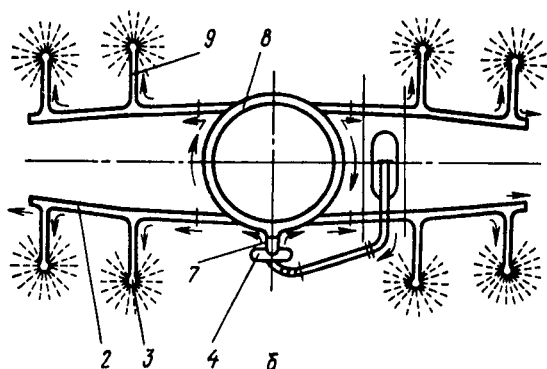


Рис. 4.15. Схема водопроводящей системы дождевального агрегата ДДА-100МА.

стью выпускаются две модификации двухконсольных дождевальных агрегатов: агрегат ДДА-100М, монтируемый на тракторе ДТ-75МХ-С4 и агрегат ДДА-100МА, также монтируемый на тракторе ДТ-75МХ-С4. В конструктивном отношении оба агрегата унифицированы, но последний более производительный и имеет ряд усовершенствований.

Принципиальная схема агрегата ДДА-100МА и схема его водопроводящей системы представлены, соответственно на рисунках 4.14 и 4.15. Основные узлы агрегата: трактор ДТ-75МХ-С4 с переоборудованными коробкой передач и валом отбора мощности, двухконсольная пространственная ферма 2 с поворотным кругом 8 и открывками 9, на которых установлены короткоструйные насадки 3, рама с четырьмя гидроцилиндрами для крепления фермы 2 на тракторе, консольный центробежный насос 4 типа 8К-12 со специальным кронштейном, всасывающая линия 5, напорная линия, эжектор для заливки водой всасывающей линии 5 и насоса 4 при пуске агрегата, приспособление для учета расхода воды, гидropодкормщик и др.

Трактор служит самоходной опорой агрегата и источником энергии для его передвижения и привода насоса. Трактор отличается от серийного специальной коробкой передач, установленной вместо обычной, валом отбора мощности, переоборудованным для привода насоса, и некоторыми второстепенными узлами и деталями: кронштейнами топливного бака, съемными боковинами капота двигателя и др. На тракторе смонтированы рама для крепления фермы, центробежный насос и гидросистемы агрегата.

Специальная коробка передач обеспечивает движение агрегата при поливе с малыми скоростями, которые составляют (без учета буксования) 0,2... 1,05 км/ч, транспортная скорость движения агрегата — 5 км/ч. Вал отбора мощности вращается

со скоростью 1603 мин^{-1} . Коробка передач отличается от серийной набором шестерен и измененными первичным валом и валом заднего хода.

Двухконсольная ферма 2 не только несущая конструкция, но ее нижний пояс служит водопроводящей линией, подводящей воду к дождевальным насадкам 3, равномерно распределяющим воду по орошаемому участку; насос 4 забирает воду из оросителя А по всасывающей линии 5 через всасывающий клапан 6 и подает ее через напорный патрубок 7 в поворотное кольцо 8 и в водопроводящие трубы нижнего пояса фермы. Отсюда вода по открылкам 9 поступает в насадки для разбрызгивания.

Агрегат имеет 52 короткоструйных насадка, рассчитанных на одинаковый расход воды ($2,3 \text{ л/с}$). Два дополнительных насадка, установленных на концах фермы, рассчитаны на удвоенный расход воды ($4,6 \text{ л/с}$). Так как давление воды в водопроводящем поясе фермы с удалением от насоса уменьшается, то для получения одинакового расхода каждого насадка их выходные отверстия имеют различные диаметры. 20 насадков в средней части фермы (по 5 шт. на каждой трубе) имеют диаметр проходных отверстий 12 мм, следующие 16 насадков — 13 мм, затем 12 насадков с диаметром 14 мм и крайние насадки на трубах фермы — 15 мм. Два насадка, установленных по одному на конце каждой консоли, имеют отверстия диаметром 19,5 мм.

Открылки и насадки каждого размера должны быть установлены только на соответствующих панелях. Менять их места нельзя, так как это значительно увеличит неравномерность полива.

Ферма агрегата представляет собой пространственную конструкцию с одним верхним и двумя нижними поясами. Консоли фермы состоят из отдельных панелей: 13 промежуточных и одна концевая. Поперечное сечение фермы — равносторонний треугольник. Размеры его сторон уменьшаются с удалением от поворотного круга.

Консоли фермы имеют по одной опорной дуге 1, которая предотвращает соприкосновение фермы с землей и предохраняет ее от повреждений.

В центральной части фермы имеется поворотный круг 8. Он служит для соединения двух консолей фермы, а также для поворота фермы вокруг вертикальной оси трактора для перевода агрегата в транспортное положение при переездах на большие расстояния. Для этой цели круг 8 фермы установлен на четыре роликовые опоры, закрепленные на штоках гидравлических цилиндров, установленных на раме, монтируемой на тракторе.

Для закрепления фермы в нужном положении на поворотном круге 8 предусмотрены откидные упоры.

Насосная установка агрегата представляет собой насос с всасывающей и напорной линиями. Центробежный насос 8К-12 отличается от серийного специальным кронштейном, которым насос крепится к заднему мосту трактора, и удлиненным валом, служащим одновременно валом отбора мощности вместо обычного ВОМ трактора.

Всасывающая линия состоит из металлического трубопровода, двух шарнирных муфт, плавучего всасывающего клапана, противовеса и линий подвода воды.

Всасывающий клапан состоит из пустотелого корпуса, съемной сетки, горловины, на которую надевается резиновый шланг, и обратного клапана, который предотвращает слив воды из всасывающей линии после остановки насоса.

Устройство всасывающей линии позволяет трактористу во время полива наблюдать из кабины за положением плавающего клапана в оросителе. Управление подъемом и опусканием всасывающей линии гидрофицировано и производится из кабины трактора.

Для заливки насоса и всасывающей линии перед пуском дождевальный агрегат ДДА-100МА оборудован газоструйным аппаратом. Этот аппарат состоит из газоструйного насоса (эжектора), установленного на выхлопной трубе двигателя трактора, и шланга, соединяющего эжектор с нагнетательной частью насоса. Управляют эжектором из кабины трактора с помощью тяги.

Гидросистема агрегата служит для управления его рабочими органами. Она состоит из четырех гидроцилиндров двухстороннего действия (штоки их служат опорой фермы), предназначенных для выравнивания консолей фермы при поливе, одного гидроцилиндра одностороннего действия, служащего для подъема и опускания всасывающей линии, и маслопроводов гидравлической системы.

Дождевальная агрегат ДДА-100МА оборудован гидрокормщиком для внесения растворимых минеральных удобрений с поливной водой.

При работе агрегат движется вдоль временного канала и орошает полосу шириной 120 м. Поэтому оросительная сеть состоит из земляных каналов — временных оросителей, нарезанных параллельно один другому на расстоянии 120 м и имеющих пропускную способность 130 л/с. При поливе агрегаты совершают повторные проходы вдоль каналов, обеспечивая выдачу требуемой нормы.

В связи с тем что временный ороситель имеет уклон и глубина воды в нем обычно недостаточна для нормальной работы

всасывающего клапана, во время полива оросительный канал перегораживается на отдельные участки (бьефы) с помощью перемычек из мелиоративной ткани или брезента, которые создают подпор воды на этих участках и поддерживают глубину воды, необходимую для работы всасывающего клапана машины. В связи с этим поливы производят по бьефам длиной от 100 до 300 м в зависимости от уклона канала.

После окончания полива на одном оросителе агрегат переезжает на следующий. Если на местности имеются препятствия, мешающие движению агрегата при расположении фермы перпендикулярно к его продольной оси, то перед переездом ферму устанавливают параллельно продольной оси трактора.

Дальнеструйные дождевальные машины. Отечественной промышленностью выпускаются две машины этого типа — ДДН-70, агрегируемая с тракторами ДТ-75 и Т-74, и ДДН-100, агрегируемая с тракторами Т-150, Т-4А и ДТ-75М.

Они предназначены для орошения овощных и технических культур, садов, лесопитомников и т. п. с забором воды из открытого водонсточника.

Машины ДДН-70 и ДДН-100 — рамной навесной конструкции. При их разработке предусмотрена максимальная унификация машин. Общий вид машины ДДН-100 представлен на рисунке 4.16 (вверху), а кинематическая схема — на рисунке 4.16 (внизу).

Машина состоит из следующих основных узлов: карданной передачи 1 с кожухом, рамы, насоса 4, редуктора 2, червячного редуктора 3, ствола 8 с механизмом поворота 6 и ограничителем сектора полива 7, всасывающего трубопровода 5, эжектора и гидродокормщика 9.

Карданная передача 1 передает вращение от вала отбора мощности трактора к редуктору 2.

Рама машины предназначена для монтажа насос-редуктора и представляет собой сварную конструкцию прямоугольного сечения. Она снабжена осями и ушками для монтажа ее на систему навески трактора в трех точках.

Насос 4 и редуктор 2 смонтированы в одном узле. Редуктор 2 одноступенчатый, повышающий частоту вращения с 100 мин^{-1} на валу отбора мощности до 2118 мин^{-1} на рабочем колесе насоса 4. На фланце корпуса редуктора 2 крепится с центровкой корпус консольного насоса. Для агрегатирования с тракторами различной мощности применяются сменные рабочие колеса насоса. При мощности трактора 130...150 л. с. насос используется с рабочим колесом диаметром 322 мм. При агрегатировании машины с трактором ДТ-75М используется рабочее колесо диаметром 305 мм.

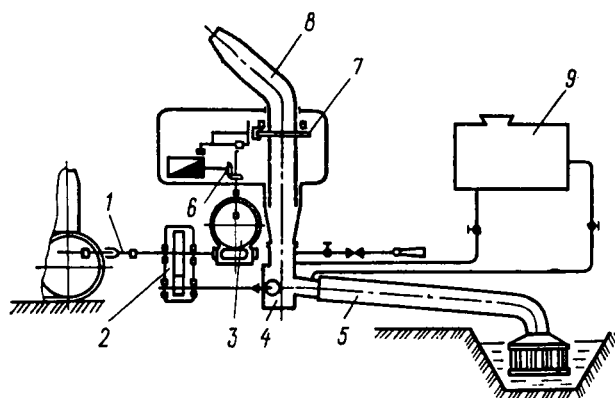
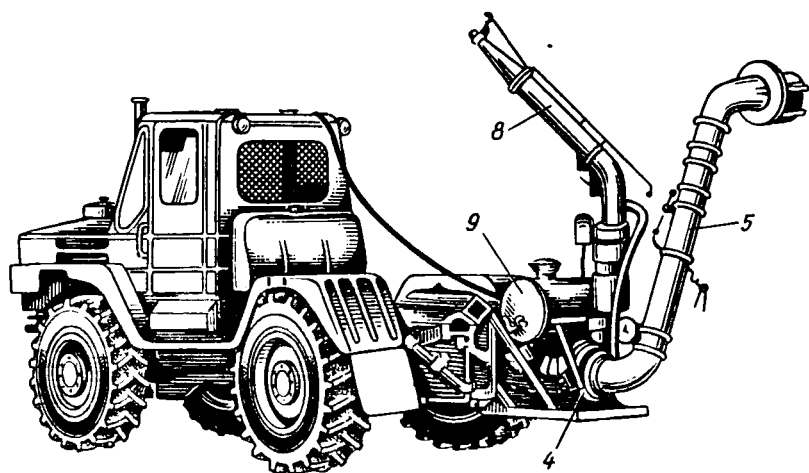


Рис. 4.16. Дальнеструйная дождевальная машина ДДН-100:
вверху — общий вид; внизу — кинематическая схема.

Червячный редуктор 3 — промежуточный узел между основным редуктором 2 и механизмом поворота 6 ствола 8 и предназначен для снижения частоты вращения валика механизма поворота 6 ствола 8.

Механизм поворота 6 служит для кругового или секторного вращения ствола 8 в целях обеспечения распределения дождя по орошаемому кругу.

Ствол 8 имеет два сопла: большое и малое. Большое сопло сменное и имеет диаметр выходного отверстия 54, 60 и 65 мм. Струя, выходящая из этого сопла, орошает периферийную часть

круга. Над малым соплом располагается разбрызгивающая воду лопатка, которой регулируется равномерность полива внутренней части круга. Сопла снабжены откидными клапанами, перекрывающими их при заполнении насоса водой с помощью эжектора.

Всасывающий трубопровод 5 служит для забора воды из открытых оросительных каналов и водоемов. Подъем и опускание всасывающей линии гидрофицированы.

Машина снабжена гидроподкормщиком 9, предназначенным для внесения в почву минеральных удобрений в процессе дождевания. Гидроподкормщик 9 выполнен в виде бака, в верхней части которого расположена воронка для засыпки удобрений. При работе машины вода поступает в бак по трубе от напорного патрубка насоса, растворяет минеральные удобрения и засасывается через трубу во всасывающий патрубок насоса.

Дальнеструйные машины работают позиционно, забирая воду из канала и орошая круговую площадь. После полива одной позиции машина перемещается вдоль канала и устанавливается на другой позиции и т. д., а затем перемещается на следующий канал. Позиции машины могут располагаться в вершинах квадрата или треугольника в шахматном порядке с обеспечением требуемого перекрытия дождя со смежных позиций.

Машина ДДН-70 в конструктивном отношении аналогична ДДН-100, хотя некоторые элементы ее менее совершенны. Так, не гидрофицирован подъем всасывающей линии и более громоздкий основной редуктор. Она имеет меньшую производительность и меньший радиус полива.

Существенный интерес представляет использование дождевателей ДДН-70 и ДДН-100 с забором воды из напорных трубопроводов. В этом случае всасывающая линия дождевальной машины подсоединяется к шлангу или разборному трубопроводу, которые присоединяются к гидрантам оросительной системы.

Производительность машины ДДН-100 составляет 100 л/с, а ДДН-70 — 70 л/с. По конструкции машины просты и удобны в эксплуатации, однако качество дождя этих машин хуже всех остальных (высокая интенсивность дождя, большое динамическое воздействие капель). Это ограничивает масштабы их применения.

Дождевальные установки с разборным трубопроводом. Для орошения небольших по площади участков применяется комплект ирригационного оборудования КИ-50 «Радуга» (см. рис. 4.17).

Комплект включает прицепную насосную станцию (СНП-50/80) 1 и среднеструйную дождевальную переносную установку позиционного действия с гидроподкормщиком.

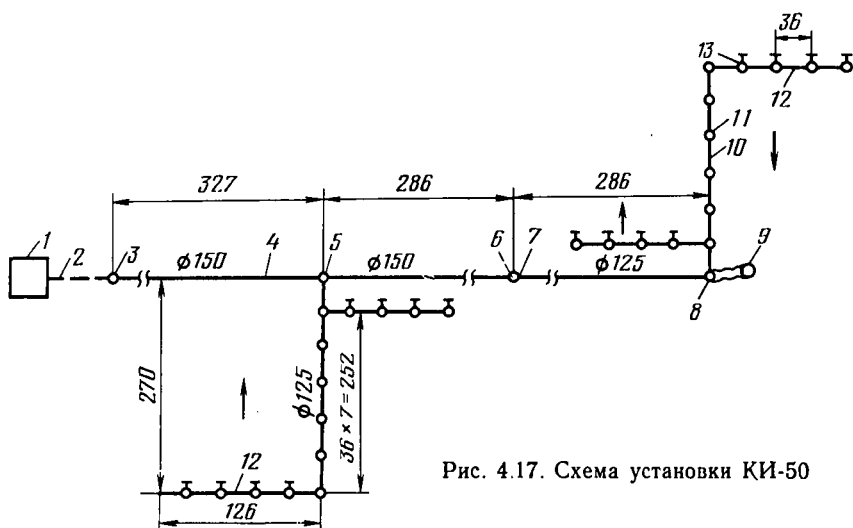


Рис. 4.17. Схема установки КИ-50

Дождевальная установка состоит из магистрального трубопровода 4, двух распределительных трубопроводов 10 и четырех дождевальных крыльев 12 с шестнадцатью среднеструйными дождевальными аппаратами 13 марки «Роса-3» — по четыре на каждом крыле. В комплект входит один гидроподкормщик 9, устанавливаемый в начале распределительного трубопровода 10. Магистральный 4 и распределительные 10 трубопроводы и дождевальные крылья 12 собирают из быстроразборных звеньев труб разного диаметра, соединенных шаровыми муфтами. Длина звеньев трубопровода 6 м. За счет гибкого соединения оси труб могут отклоняться друг от друга на угол 15° , что важно при использовании этих установок на участках с волнистым рельефом.

Магистральный трубопровод 4, подключаемый или непосредственно к насосной станции 1, или посредством гидранта 3 к закрытому трубопроводу 2, имеет три гидранта-водовыпуска 5, 6 и 8. К этим гидрантам при помощи S-образных колен 7 подсоединяются распределительные трубопроводы 10, а к их двусторонним гидрантам-водовыпускам 11 — дождевальные крылья 12.

После полива площади на данной позиции дождевальные крылья 12 перемещают на новую позицию, для чего трубопровод разбирается и переносится вручную.

Ирригационный комплект КИ-50 обеспечивает возможность быстро организовать полив различных участков без особых подготовительных и строительных работ.

Стационарные дождевальные системы. Эти системы содержат стационарную насосную станцию и уложенные под землей напорные трубопроводы, подводящие воду от насосной станции на орошаемый участок. В определенных местах на трубопроводах располагаются гидранты, выходящие на поверхность земли. На них монтируют струйные дождевальные аппараты. Трубы обычно располагают ниже пахотного горизонта.

Стационарные дождевальные системы — это капитальные сооружения, и они требуют больших единовременных затрат и значительного количества труб, что ограничивает их широкое распространение. Однако такие системы весьма удобны при эксплуатации и дают возможность полностью автоматизировать полив и производить его без участия людей.

Расстояние между трубами и гидрантами определяется типом дождевальных насадков, под которые проектируется система, а насадки, в свою очередь, — типом почв и культур, располагаемых на данном участке.

2.9. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ДОЖДЕВАЛЬНЫХ НАСАДКОВ

Независимо от типа и конструкции дождевальной машины или установки дождевальные насадки — непременная составная часть каждой из них. Они выполняют заключительную операцию технологического процесса — распределение воды в виде дождя по орошаемой площади. От качества работы насадков зависит качество дождя, т. е. качество всего технологического процесса, выполняемого машиной.

В практике дождевания известно много различных типов дождевальных насадков, характеризующихся различными принципами действия и конструктивным оформлением. Классификация их может быть проведена по ряду признаков. Широко принято подразделять насадки по дальности полета струи на три условные категории: короткоструйные, среднеструйные, дальнеструйные.

Классификация насадков по дальности полета струи имеет свое логическое обоснование. Радиус захвата определяет расстояние между позициями дождевальных машин и оросительных трубопроводов. Но при этом следует отметить, что существующее различие насадков по величине радиуса захвата не носит достаточно строгой формы.

Наиболее рациональная — классификация насадков по типу создаваемого потока, т. е. по характеру гидравлического процесса образования искусственного дождя. В этом случае все насадки подразделяются на две группы: веерные и струйные.

К веерным насадкам относятся насадки, создающие широкий веерообразный поток в виде тонкой пленки. Эти насадки

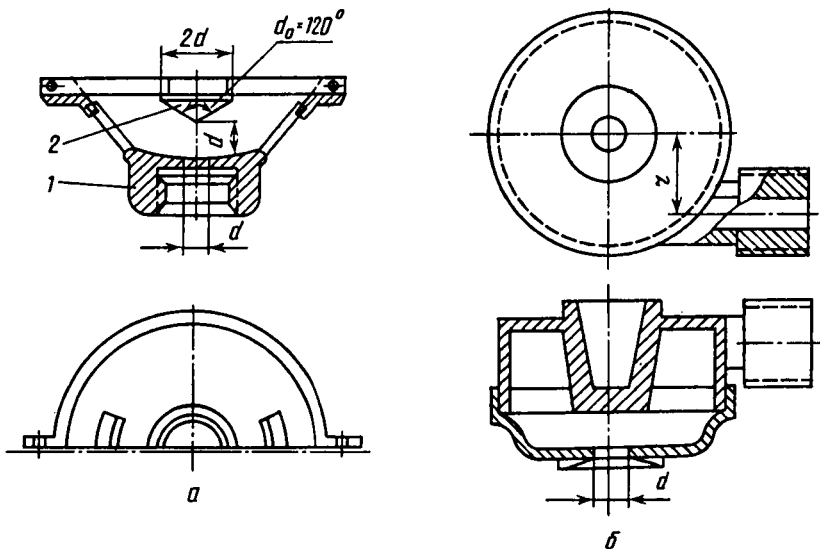


Рис. 4.18. Веерные насадки:
 а — дефлекторный; б — центробежный

работают неподвижно на позиции и одновременно орошают всю прилегаемую к данной позиции площадь.

К струйным относятся насадки, создающие поток воды в виде осесимметричных одной или нескольких струй. При поливе ствол насадка вращается вокруг вертикальной оси, благодаря чему обеспечивается угловое перемещение струи и выпадение дождя на площади круга, прилегающего к данной позиции насадка, с радиусом, примерно равным дальности полета струи, называемым *радиусом захвата*.

Такая классификация, помимо наиболее полного соответствия характеру создаваемого потока, определяющему общие гидравлические закономерности процесса образования искусственного дождя, рациональна еще и в том отношении, что отвечает конструктивным особенностям насадков.

К веерным насадкам, в силу их определения, относятся дефлекторные и центробежные насадки (см. рис. 4.18).

Наиболее широкое распространение среди них получил дефлекторный насадок (см. рис. 4.18, а). В нижней части воронкообразного корпуса 1 насадка имеется резьба для навинчивания ее на патрубок или открылок дождевальная машины. В средней части корпуса 1 находится диафрагма с отверстием. В верхней части воронки укреплен планка, к которой крепится дефлектор 2, выполненный в виде конуса и расположенный верши-

ной в сторону диафрагмы. Ось дефлектора 2 совпадает с осью отверстия в диафрагме.

Струя воды, вытекающая из отверстия диафрагмы, обтекает конус дефлектора 2 и образует пленку воронкообразной (верной) формы. При дальнейшем движении пленка распадается на капли и орошает прилегающую к насадку круговую площадь. Обычно угол конусности дефлектора 2 принимается 120° , и пленка стекает с дефлектора под углом 30° к горизонту.

Дефлекторные насадки используются в двухконсольных дождевальными машинах и дождевальными установках с разборным трубопроводом.

При выращивании культур в защищенном грунте широкое применение находят центробежные насадки (см. рис. 4.18, б). В этих насадках жидкость перед выходным отверстием сопла приобретает интенсивное вращение в камере закручивания, куда она поступает через тангенциальные каналы. В результате наличия тангенциальной составляющей скорости, при истечении из сопла жидкость отбрасывается на периферию выходного отверстия. При выходе из сопла жидкость образует тонкую пленку, подобную пленке, стекающей с конического дефлектора. При дальнейшем движении эта пленка теряет устойчивость и распадается, образуя искусственный дождь.

Струйные насадки принято именовать дождевальными аппаратами. Они классифицируются по рабочим параметрам на среднеструйные и дальнеструйные.

К среднеструйным относятся аппараты с радиусом захвата до 30...35 м, работающие при давлении от 0,15 до 0,4 МПа. К дальнеструйным относят аппараты с радиусом захвата 50 м и более, работающие при давлении свыше 0,4 МПа. Имеются аппараты с расходом 80 л/с, работающие при давлении 0,8...1,0 МПа.

Среднеструйные аппараты получили наиболее широкое распространение.

Все струйные аппараты содержат следующие конструктивные элементы.

1. Корпус дождевального аппарата, предназначенный для соединения аппарата с водопроводящим стояком и крепления вращающегося ствола.

2. Ствол аппарата с коленом, соединенные с корпусом посредством стакана, размещенного в направляющем и упорном подшипниках.

3. Сопло, закрепленное на конце ствола и служащее для формирования струи.

4. Выпрямитель или успокоитель, расположенный в проточной полости ствола аппарата, служащий для выравнивания по-

тока и снижения турбулентных пульсаций, что способствует увеличению дальности полета струи.

5. Механизм поворота ствола аппарата.

По конструкции механизмы поворота и по принципу его действия дождевальные аппараты (струйные насадки) подразделяются на следующие группы:

- с приводом от качающегося коромысла;
- с приводом от турбинки;
- с приводом от вакуума, создаваемого потоком жидкости;
- с приводом от реактивного действия струи.

Дождевальные аппараты коромыслового типа имеют много конструктивных разновидностей.

На рисунке 4.19, *а* изображен среднеструйный аппарат ПУК-2. Он состоит из стакана 11, расположенного в корпусе 9. Стакан 11 переходит в ствол 12, оканчивающийся сменными соплами — большим 6 и малым 8, и имеющий ударный прилив 4. В стволе 12 расположен успокоитель 7. Струя воды, вылетающая из малого сопла, ударяется о лопатки коромысла 5 и поворачивает его в сторону на определенный угол. Коромысло 5, поворачиваясь на оси 2, закручивает возвратную пружину 1 с крышкой 3. Раскручиваясь, пружина 1 возвращает коромысло 5 в первоначальное положение. В конце обратного хода коромысло 5 ударяет о прилив ствола, поворачивая последний на некоторый угол. Далее цикл повторяется, и ствол 12 вращается вокруг вертикальной оси. Манжета 10 уплотняет соединение аппарата с гидрантом.

Принцип работы и основные конструктивные элементы аппарата с коромыслом, качающимся относительно горизонтальной оси, видны из рисунка 4.19, *б*, на котором представлен аппарат «ГрузНИИГиМ». Основные части этого аппарата: корпус 5, ствол 4, снабженный успокоителем потока 3, коромысло 7, закрепленное на горизонтальной оси 6. На конце коромысла 7 имеются неподвижная лопатка 1 и прилив в виде клина. Коромысло 7 уравнивается противовесом. Струя, вытекающая из сопла 2, ударяет о лопатку 1 и отбрасывается, благодаря соответствующей внутренней поверхности лопатки 1, вверх и в сторону — вправо. Вследствие реактивного воздействия струи коромысло 7 выбрасывается из струи вниз и стремится повернуться в сторону — влево. Этот момент вращения воздействует на ось 6 и поворачивает ствол 4 аппарата на некоторый угол.

В дождевальных аппаратах с приводом от турбинки поворот ствола осуществляется за счет энергии струи, отбираемой активной турбинкой.

На рисунках 4.20 *а* и *б* представлен аппарат ДД-30. Принцип работы его следующий. В струю вводится лопастная ак-

тивная турбинка 4, посаженная консольно на трансмиссионный валик. Струя приводит во вращение турбинку 4 с достаточно большой частотой вращения — 1000... 1500 мин⁻¹. Ее вращение через две червячные передачи 2 и 5 и шатун передается на храповой механизм поворота ствола 7 с реверсивным устройством 3, обеспечивающим работу аппарата по сектору, ограниченному упорами 1. Кулисно-храповой механизм закреплен на подвижном стволе 7 так, что храповик отталкивается от зубьев храпового колеса, неподвижно закрепленного на корпусе аппарата. Положение турбинки 4 может меняться относительно струи посредством регулировочного упора 6.

Дождевальная аппарат с механизмом привода, работающим за счет разрежения, снабжен соплом, в средней части проточной полости которого имеется сжатое сечение, т. е. сопло заканчивается конически расходящимся насадком. В сжатом сечении устанавливается давление ниже атмосферного. Создаваемое насадком разрежение по специальному каналу передается к вакуумному двигателю, например диафрагменному. Колебательные движения диафрагмы через храповой механизм или другую передачу обеспечивают привод ствола аппарата.

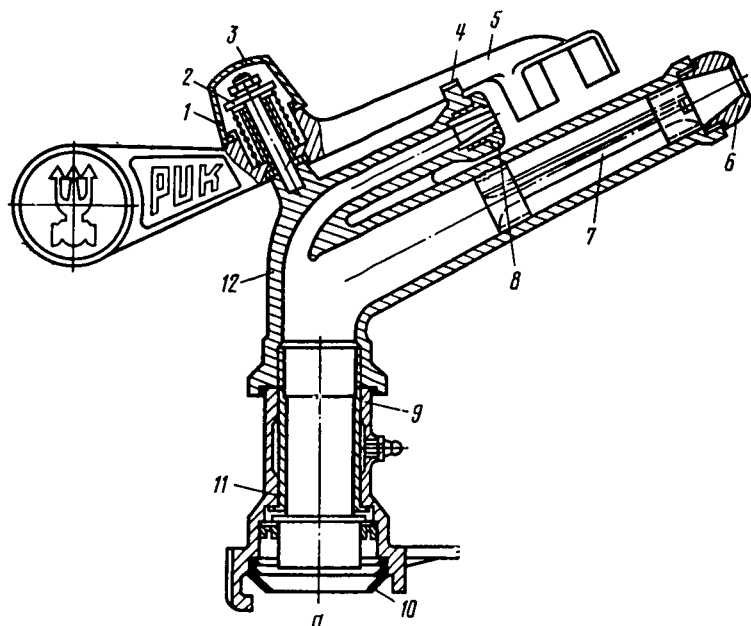


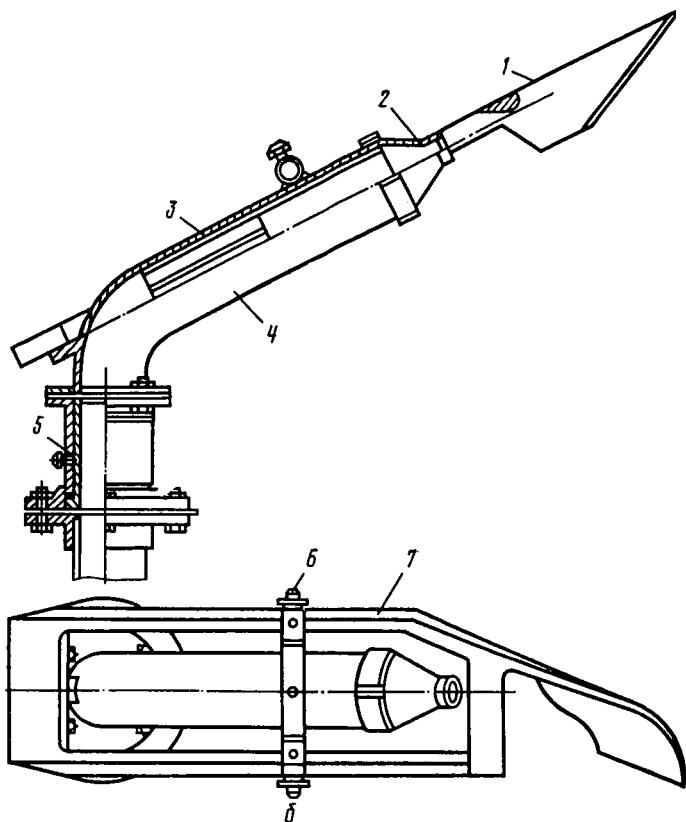
Рис. 4.19. Среднеструйные дождевальные аппараты коромыслового
 а — с коромыслом, качающимся в горизонтальной плоскости; б — с коромыс

Привод ствола дождевального аппарата от реактивного действия струи осуществляется благодаря наклону оси сопла к оси ствола аппарата. Реактивное усилие, вызванное изменением направления потока, обеспечивает поворот ствола.

В таблице 8 приведены технические данные дождевальных аппаратов, выпускаемых отечественной промышленностью.

Наряду с этими аппаратами выпускается комплект аппаратов, состоящий из четырех серий, входящих в комплектацию дождевальной машины «Фрегат», и среднеструйный аппарат для машины «Волжанка».

Основные параметры дождевальных насадков и машин в целом, определяющие агротехнические характеристики дождя, — это напор, под которым происходит истечение из насадка, расход каждого насадка (аппарата) и машины в целом и



типа:

лом, качающимся в вертикальной плоскости

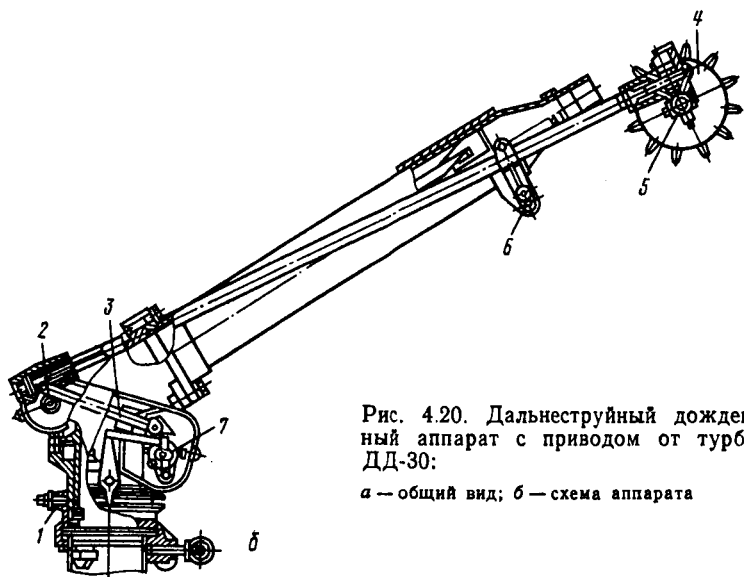
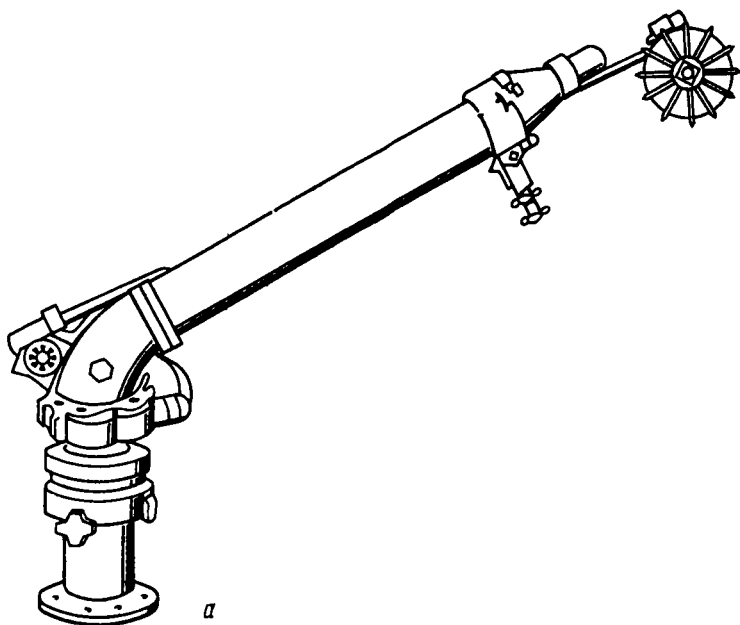


Рис. 4.20. Дальнеструйный дождеваль-
ный аппарат с приводом от турбинки
ДД-30:

a — общий вид; *b* — схема аппарата

радиус захвата дождевальных насадков, определяемый дальностью полета струи.

8. Технические данные дождевальных аппаратов

Тип аппарата (марка)	Характеристика					
	Диаметр сопла (основного), мм	Напор, м	Расход, л/с	Радиус действия, м	Средняя интенсивность без перекрытия, мм/мин	Масса аппарата, кг
«Роса-1»	6...8	20...40	0,48...0,68	13...18	0,1	0,8
«Роса-2»	6...9	20...40	1,0...3,4	15...18	—	1,4
«Роса-3»	7...13	20...45	2,5...5,5	16...31	—	2,2
ДД-15	16...26	50...60	5...15	40...45	0,160	15
ДД-30	26...34	50...65	15...30	57	0,175	16
Аппараты «ГрузНИИГиМ»						
№ 1	34	65	31,5	59	0,172	27
№ 2	25	55	15,3	42	0,166	18,7
№ 4	18	45	7,2	31	0,144	7,5

Расход воды через насадок определяется по формуле истечения через отверстие

$$Q = \mu F \sqrt{2gH}, \quad (4.31)$$

где μ — коэффициент расхода, определяемый формой сопла, через которое происходит истечение; F — площадь отверстия, m^2 ; g — ускорение свободного падения, m^2/c ; H — напор, под которым происходит истечение, м.

Значение коэффициента μ зависит от формы сопла. Для струйных дождевальных аппаратов, в которых истечение происходит через конические сопла, коэффициент расхода зависит от угла его конусности и может быть получен по справочным данным.

Расход дождевального аппарата, имеющего несколько сопел (основное и дополнительные), определяется как сумма расходов всех сопел. Расход дождевальной машины складывается из расходов всех дождевальных насадков, которыми оснащена машина. При этом для равномерного полива в таких машинах, как двухконсольные агрегаты, дождевальный трубопровод «Волжанка» и других, работающих фронтально, необходимо обеспечить равенство расходов, подаваемых каждым насадком. Практически этого добиваются установкой на машинах дождевальных насадков разного диаметра.

Более сложно решается вопрос распределения расхода в машинах, поливающих в движении по кругу («Фрегат»). Помимо изменения напора по длине машины, меняется орошаемая пло-

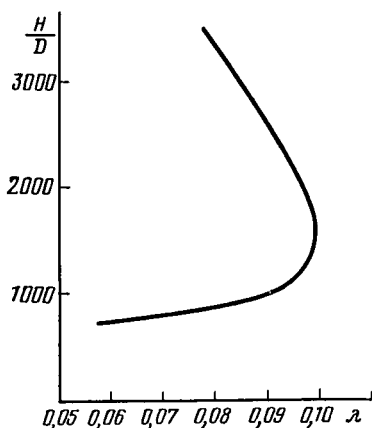


Рис. 4.21. График зависимости коэффициента λ от относительного напора

хвата, определяемый дальностью полета струи и капель, образующихся при ее распаде.

Теоретическая дальность полета тела R_T , брошенного с начальной скоростью v_0 под углом θ_0 к горизонту, определяется формулой

$$R_T = v_0^2 \sin 2\theta / g. \quad (4.32)$$

С учетом значения скоростного напора в сжатом сечении струи $H = v_0^2 / 2g$ зависимость (4.32) может быть выражена через напор:

$$R_T = 2H \sin 2\theta. \quad (4.33)$$

При этом значение скоростного напора

$$H = \varphi^2 H_0,$$

где φ — коэффициент скорости сопла; H_0 — напор перед соплом, м.

Однако в действительности дальность полета крайних капель (струи) сокращается вследствие сопротивления воздуха, на преодоление которого затрачивается часть энергии, т. е. часть скоростного напора.

Зависимость для расчета действительной дальности полета капель получена на основе экспериментов, исходя из предположения, что дальность полета струи, вследствие потери напора на преодоление сопротивления, сокращается на величину, которая соответствует дальности полета струи в случае исте-

щадь, приходящаяся на единицу ее длины. Для проведения расчетов и установки соответствующих аппаратов в паспортных данных машины приводятся таблицы для определения размера сопел и напора аппарата.

Для более точного регулирования расхода каждый дождевальная аппарат имеет на входе пробковый кран, позволяющий регулировать расход воды. Контроль этого расхода ведется по скоростному напору в сжатом сечении струи, измеряемому специальным приспособлением со скоростной трубкой.

Следующий параметр дождевального насадка — радиус за-

чения под напором, равным потерянному. Эта зависимость имеет вид

$$R = 2H \sin 2\theta_0 \left(1 - 4\lambda \frac{H}{D} \sin \theta_0 \right), \quad (4.34)$$

где λ — экспериментальный коэффициент, учитывающий сопротивление воздуха; D — диаметр струи в сжатом ее сечении, м.

Значения коэффициента λ установлены на основе экспериментов и представлены на рисунке 4.21. Зная расход струи и радиус захвата, можно определить среднюю интенсивность дождя как частное от деления расхода на площадь захвата и оценить приемлемость данных аппаратов для данных условий.

Контрольные вопросы и задания. 1. Что включает в себя понятие «мелиорация»? 2. Какие существуют виды гидромелиораций? 3. Расскажите о цели создания и принципах построения оросительных систем. 4. Какие выделяют способы орошения сельскохозяйственных культур? 5. Что включает в себя понятие «режим орошения»? 6. Расскажите о средствах механизации поверхностного полива. 7. В чем состоит технологический принцип дождевания? 8. По каким признакам классифицируется дождевальная техника? 9. В чем состоит принципиальное различие позиционного полива и полива в движении? 10. Какие машины наиболее доступны для полной автоматизации полива? 11. По каким параметрам подбираются машины для данных конкретных условий? 12. Какие применяются типы дождевальных насадков и каковы их принципы действия?

Раздел 5. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Глава 1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ВОДОСНАБЖЕНИЯ

1.1. ОСОБЕННОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ. СИСТЕМЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Особенности сельскохозяйственного водоснабжения. Сельскохозяйственное водоснабжение — это отрасль водного хозяйства, в задачи которой входит удовлетворение производственных и бытовых потребностей в воде объектов сельского хозяйства.

Основное отличие сельскохозяйственного от коммунального и промышленного водоснабжения заключается в рассредоточенности потребителей и сезонной цикличности сельскохозяйственного производства.

Вода в сельском хозяйстве расходуется на хозяйственно-питьевые нужды населения, в коммунальных предприятиях (бани, прачечные, больницы, столовые), на животноводческих комплексах и фермах, предприятиях по первичной переработке сельскохозяйственной продукции в ремонтных мастерских и на пожаротушение.

Сельское хозяйство ведется на обширных территориях, что обуславливает рассредоточенность населенных пунктов и различных водопотребителей по площади землепользования. Кроме того, водопотребители (люди, животные, машины), выполняя производственные операции (пахота, уборка, пастьба животных), перемещаются по территории. Все это увеличивает дальность транспортировки воды, усложняет системы водоснабжения и затрудняет их эксплуатацию.

Растениеводство и животноводство тесно связаны с непрерывно изменяющимися агроклиматическими факторами, которыми обуславливается цикличное чередование видов сельскохозяйственных работ. Эти обстоятельства приводят к неравномерной загрузке систем водоснабжения, влияют на размещение сооружений, их типы и конструкции и на технико-экономические показатели.

Системой водоснабжения называется комплекс сооружений для получения воды из природных источников, ее очистки, транспортирования и подачи потребителям.

Системы водоснабжения состоят из следующих видов водопроводных сооружений:

водозаборных сооружений, с помощью которых осуществляется забор воды из природных источников;

насосных станций, поднимающих воду из водозабора и подающих ее в водопроводную сеть или водонапорную башню;

очистных сооружений, осуществляющих очистку природной воды в соответствии с требованиями потребителя;

водопроводной сети, транспортирующей воду к потребителям;

регулирующих и запасных емкостей для хранения воды.

Водопроводом называют централизованную систему водоснабжения, в которой подача и распределение воды осуществляются по трубам.

Все системы водоснабжения можно классифицировать по следующим характерным признакам:

степени централизации — децентрализованная, централизованная и комбинированная системы;

виду использования природных источников — системы водоснабжения, получающие воду из поверхностных источников (реки, озера и моря), из подземных источников (родниковые, артезианские, грунтовые воды), и смешанного питания;

способам подачи воды — самотечные системы (гравитационный), с механической подачей воды (с помощью насосов) и комбинированные.

При децентрализованной системе водоснабжения каждый хозяйственный или производственный центр снабжения водой обособлен (вне зависимости от других объектов). На каждом центре устраивается локальный трубопровод, а для небольших водопотребителей — местные системы водоснабжения.

При централизованной системе водоснабжения все сельскохозяйственные объекты снабжаются водой по единой водопроводной системе (групповым водопроводам).

При комбинированной системе водоснабжения отдельные группы потребителей снабжаются водой централизованно с помощью групповых водопроводов, а другие группы потребителей снабжаются водой децентрализованно по локальным трубопроводам.

В самотечных системах отметка места расположения водозабора превышает отметку территории водопотребителя, за счет этого напора (с учетом потерь напора) вода транспортируется самотеком к потребителю. Во втором случае этот напор создается с помощью насосов, и затем вода транспортируется потребителю.

По надежности подачи воды системы водоснабжения делятся на три категории.

Системы водоснабжения крупных предприятий и населенных пунктов с численностью более 50 тыс. жителей, где не допускаются перерывы в подаче воды, относят к первой категории.

Системы водоснабжения промышленных предприятий и населенных пунктов с численностью менее 50 тыс. жителей, а также групповые сельскохозяйственные водопроводы относят ко второй категории. Здесь допускаются перерывы в подаче воды до 5 ч.

Системы водоснабжения мелких промышленных предприятий и населенных пунктов с численностью до 500 жителей, где допускаются перерывы в подаче воды до 1 суток, относят к третьей категории.

1.2. НОРМЫ И РЕЖИМ ВОДОПОТРЕБЛЕНИЯ

Для проектирования систем водоснабжения нужно знать количество потребляемой воды и режим ее потребления. Суммарное водопотребление устанавливают по числу потребителей (люди, животные, машины). Расчетное число потребителей воды в сельских населенных пунктах и хозяйственных центрах устанавливают на перспективу их развития в течение 10... 15 лет.

Системы водоснабжения возводятся сразу или по очередям. В случае строительства по очередям необходимо установить число водопотребителей на конец каждой очереди строительства. Поскольку число водопотребителей в отдельных хозяйственных центрах (пастбища, полевые станы, фермы) может изменяться по сезонам, то необходимо иметь сведения о составе водопотребителей в каждом сезоне.

Для определения водопотребления перспективный организационно-хозяйственный план, предусматривающий развитие хозяйства, — основной документ.

Среднее (за год) суточное водопотребление каждой группы потребителей определяют по среднесуточным нормам согласно СНиП 2.04.02—84.

В сельской местности общественные здания и коммунальные учреждения обслуживают обычно жителей нескольких населенных пунктов. В этих случаях учитывают дополнительные расходы воды на них, руководствуясь СНиПом.

Нормы расхода воды животными зависят от условий их содержания и оборудования животноводческих помещений.

При механизированном удалении навоза расход воды на одну голову увеличивают на 4... 10 л/сут в зависимости от способа удаления.

Нормы потребления воды животными на пастбищах несколько меньше, чем при стойловом содержании, так как отпадает

потребность в воде на приготовление корма, уборку помещений и т. д.

На сезонных пастбищах при выборе норм водопотребления необходимо учитывать температуру воздуха, влажность, сочность травостоя и другие факторы.

На промышленных предприятиях, кроме производственных нужд, необходимо учитывать хозяйственно-питьевые потребности в воде рабочих при норме на человека 25 л/смену в холодных и 40 л/смену в горячих цехах.

В сельском строительстве расход воды считают по удельным расходам на единицу объема строительных работ. Например, на приготовление 1 м³ бетона расходуют 2...2,5 м³ воды, на кладку 1000 шт. кирпича — 0,11...0,12 м³ и т. д.

Кроме регулярного обеспечения расхода воды на хозяйственно-питьевые нужды, необходимо при проектировании систем водоснабжения учесть расчетный расход воды на пожаротушение. В зависимости от размеров населенного пункта, плотности и характера его застройки устанавливают число возможных одновременных пожаров. Нормы расхода воды для пожаротушения принимаются по СНиП 2.04.02—84. Расчетную продолжительность пожара принимают равной 3 ч. Пожарный запас воды должен всегда храниться в резервуарах чистой воды.

Режим водопотребления в населенных пунктах в течение года изменяется под влиянием природных, социально-экономических, хозяйственных и технических факторов. Колебание суточных расходов воды зависит от погодных условий, режима работы предприятий, чередования рабочих, выходных и праздничных дней, проведения культурных и спортивных мероприятий, различных случайных явлений.

В течение суток могут также изменяться часовые расходы воды, вызываемые сменой дня и ночи, распорядком работы и другими случайными явлениями.

Внутри каждого часа водопотребление также колеблется. Однако в расчетах эти колебания не учитывают, считая, что в течение часа водопотребление не изменяется.

Для того чтобы система водоснабжения работала надежно, ее рассчитывают по максимальному суточному расходу $Q_{сут. max}$.

Отклонение максимального суточного расхода от среднесуточного характеризуется *коэффициентом суточной неравномерности* $K_{сут. max}$, показывающим, во сколько раз расчетный расход $Q_{сут. max}$ превышает среднесуточный $Q_{сут. ср}$.

Иногда при расчетах систем водоснабжения требуется знать минимальный расчетный суточный расход $Q_{сут. min}$. В этом случае, аналогично вышеизложенному, вводят коэффициент неравномерности $K_{сут. min}$, показывающий, во сколько раз расчетный расход $Q_{сут. min}$ меньше среднесуточного $Q_{сут. ср}$. Коэффициент

суточной неравномерности рекомендуется принимать для сельских населенных пунктов: $K_{сут.маx}=1,3$; $K_{сут.мин}=0,7$.

Расчетные суточные расходы можно определить по формулам

$$\begin{aligned} Q_{сут.маx} &= K_{сут.маx} Q_{сут.ср}; \\ Q_{сут.мин} &= K_{сут.мин} Q_{сут.ср}. \end{aligned} \quad (5.1)$$

Средний часовой расход в сутки максимального водопотребления, $м^3/ч$:

$$Q_{ч.ср} = Q_{сут.маx}/24 = K_{сут.маx} Q_{сут.ср}/24, \quad (5.2)$$

где $Q_{сут.ср}$ — полное суточное водопотребление, $м^3/сут$, определяемое суммой суточных расходов различных групп водопотребителей:

$$Q_{сут.ср} = (q_1 N_1 + q_2 N_2 + \dots + q_n N_n)/1000, \quad (5.3)$$

где q_1, q_2, \dots, q_n — нормы водопотребления по группам, $л/сут$; N_1, N_2, \dots, N_n — число потребителей по группам с одинаковыми нормами и режимом водопотребления.

На среднечасовой расход воды рассчитывают водозаборы, очистные сооружения, насосные станции I подъема.

На максимальный и минимальный часовой расход воды с учетом колебаний часовых расходов рассчитывают водопроводные сети и водонапорные башни:

$$\left. \begin{aligned} q_{ч.маx} &= K_{ч.маx} Q_{сут.маx}/24; \\ q_{ч.мин} &= K_{ч.мин} Q_{сут.мин}/24, \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

где $K_{ч.маx}$ и $K_{ч.мин}$ — коэффициенты часовой неравномерности, показывающие, во сколько раз максимальный или минимальный часовой расход превышает среднечасовой.

Коэффициенты часовой неравномерности для сельских населенных пунктов можно определить по зависимостям:

$$\left. \begin{aligned} K_{ч.маx} &= \alpha_{маx} \beta_{маx}; \\ K_{ч.мин} &= \alpha_{мин} \beta_{мин}, \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

где коэффициент α зависит от благоустройства зданий, числа смен и других местных условий и принимается: $\alpha_{маx}=1,2 \dots 1,4$; $\alpha_{мин}=0,4 \dots 0,6$; коэффициент β выбирают в зависимости от числа жителей:

тыс. чел.	До 1	1,5	2,5	4	6	10
$\beta_{маx}$	2	1,8	1,6	1,5	1,4	1,3
$\beta_{мин}$	0,1	0,1	0,1	0,2	0,25	0,4

В результате наблюдений за системами водоснабжения установлено, что коэффициенты часовой неравномерности $K_{ч.маx}$ имеют следующие числовые значения:

для жилой зоны благоустроенных поселков	1,4...1,6
для небольших жилых поселков	1,8...2,0
для молочных ферм крупного рогатого скота	1,9
для отдельных коровников	2,2...2,5

Поскольку условно считают, что в течение часа расход воды остается постоянным, то расчетный секундный расход (л/с) в час максимального и минимального водопотребления:

$$\left. \begin{aligned} q_{\max} &= Q_{\text{ч.макс}} 1000/3600 = Q_{\text{ч.макс}}/3,6; \\ q_{\min} &= Q_{\text{ч.мин}}/3,6. \end{aligned} \right\} \quad (5.6)$$

Зная индивидуальные нормы водопотребления всех потребителей, можно определить секундные, часовые, суточные и годовые расходы воды.

1.3. ТРЕБОВАНИЯ К КАЧЕСТВУ ВОДЫ

Природная вода всегда содержит различные вещества в виде растворенных или механических примесей (растворенные соли, окислы, газы; нерастворенные — минеральные и органические частицы и живые организмы в виде микробов, инфузорий, мельчайших водорослей). Примеси придают воде свойства, которые изменяются в зависимости от их состава и количества. Качество природной воды характеризуется совокупностью физических (температура, мутность, цветность, запах и привкус), химических (содержание и концентрация различных химических веществ) и бактериологических свойств.

В зависимости от назначения к качеству воды предъявляют различные требования, согласно которым ее можно разделить на воду, используемую для хозяйственно-питьевых целей, для коммунальных предприятий и для нужд сельского хозяйства.

Вода для хозяйственно-питьевых целей должна быть безвредна для здоровья человека, иметь хорошие органолептические свойства (ощущаемые нашими органами чувств) и быть пригодной для использования в быту. Качество хозяйственно-питьевой воды определяется государственным стандартом.

Температура воды природных источников колеблется в широких пределах от 0 до 25°C. Оптимальная температура воды для хозяйственно-питьевых целей 8...12°. Для водопоя сельскохозяйственных животных рекомендуется вода температурой 7...15°C. При использовании воды температурой меньше 7°C у животных возникают заболевания, понижается продуктивность и т. д.

Мутность воды зависит от содержания в ней взвешенных частиц, например частиц песка, глины, илистых частиц органического происхождения, планктона и водорослей. Мутность из-

меряют в миллиграммах сухого вещества, содержащегося в 1 л воды (мг/л). По мутности воды природные источники подразделяют: на маломутные (с содержанием примесей до 50 мг/л), средней мутности (50... 250), мутные (250... 2500) и высокомутные (более 2500 мг/л). Мутность воды поверхностных природных источников может достигать десятков тысяч мг/л. Мутность воды подземных природных источников незначительна. Стандартом на питьевую воду допускается мутность до 1,5 мг/л.

Цветность воды, т. е. ее желтоватая, коричневая или желто-зеленая окраска, объясняется главным образом наличием в ней гумусовых веществ и определяется путем сравнения исследуемой воды с эталонами искусственно подкрашенной. В качестве эталонов окраски берут водные растворы разной концентрации невыцветавших солей платины и кобальта. Цветность выражают в градусах платино-кобальтовой шкалы, разделенной на 500. По интенсивности окраски природные воды можно разделить на малоцветные (до 35°) и цветные (более 35°). Цветность питьевой воды, подаваемой водопроводом, по стандарту не должна превышать 20°. В отдельных случаях допускается цветность воды до 35°.

Запах и привкус воды природных источников обуславливаются наличием в ней различных растворенных минеральных солей, газов, органических веществ и микроорганизмов. Оценивают их при температуре 20 °С по пятибалльной шкале. Так, например, слабый запах и привкус, не поддающийся обнаружению потребителем, оценивается в 1 балл. Далее с появлением запаха и привкуса число баллов увеличивается. Питьевая вода по стандарту при температуре 20 °С и при подогревании ее до 60 °С не должна иметь запаха более 2 баллов и привкуса при 20 °С более 2 баллов. Минерализованные воды подземных источников часто имеют солоноватый и даже горько-солоноватый привкус. Следует отметить, что оценка запаха и привкуса по пятибалльной шкале весьма субъективна, так как зависит от индивидуальной восприимчивости исследователя.

Химические свойства воды определяются активной реакцией, жесткостью, сухим остатком, окисляемостью, содержанием железа, марганца, фтора, хлоридов и сульфатов, меди, цинка и т. д.

Активная реакция воды (водородный показатель рН) характеризует ее кислотность или щелочность, по которой судят об агрессивности воды (при $pH < 7$ среда кислая, при $pH = 7$ среда нейтральная, при $pH > 7$ среда щелочная). Знание значения рН воды источника в различные периоды года дает правильную оценку качества воды и позволяет правильно выбрать метод очистки. Для питьевой воды значение рН должно быть в

пределах 6,5... 8,5. Вода большинства природных источников имеет значение рН в этих пределах.

Жесткость воды обуславливается количеством растворенных в ней солей кальция и магния. Различают карбонатную жесткость (или временную), которая характеризуется наличием двууглекислых солей кальция и магния, и некарбонатную (или постоянную), которая характеризуется наличием сульфатов, хлоридов, нитратов и других солей.

Карбонатные соли при кипячении разлагаются, переходят в нерастворимые соединения и выпадают в виде рыхлых осадков. Некарбонатные соли при выпаривании образуют плотную твердую накипь. Суммарную жесткость воды (карбонатную и некарбонатную) называют *общей жесткостью*. Жесткость воды измеряют в миллиграмм-эквивалентах на 1 л воды (мг-экв/л). Вода разных природных источников имеет разную жесткость. Речная вода обладает относительно небольшой жесткостью (жесткость воды реки Москвы в течение года колеблется от 2 до 5 мг-экв/л). Вода подземных источников в большинстве случаев имеет более значительную жесткость, чем речная вода.

Для питья может использоваться относительно жесткая вода, так как наличие солей в ней не ухудшает ее вкусовые качества и не вредно для здоровья. Для хозяйственных нужд использование воды с большой жесткостью вызывает ряд неудобств: образуется накипь на стенках котлов, увеличивается расход мыла при стирке, медленно развариваются мясо и овощи.

Поэтому общая жесткость воды для хозяйственно-питьевого водоснабжения не должна превышать 7 мг-экв/л. Для водопоя скота допускается жесткость воды до 10... 40 мг-экв/л.

Сухой остаток характеризует общее количество веществ (кроме газов), содержащихся в воде в растворенном состоянии. Определяется он как остаток от выпаривания профильтрованной воды и высушивания задержанного остатка до постоянной массы.

В воде, используемой для хозяйственно-питьевого водоснабжения, сухой остаток не должен превышать 1000 мг/л.

Щелочность воды обуславливается присутствием в ней гидратов, карбонатов, бикарбонатов и солей слабых кислот. Различают щелочность гидратную, карбонатную, бикарбонатную, силикатную и т. д. Щелочность, как и жесткость воды, выражается в мг-экв/л.

Железо содержится в воде в форме растворенного двухвалентного железа (воды подземных источников) и в форме комплексных соединений, коллоидов или тонкодисперсной смеси (воды поверхностных источников).

Наличие железа в воде может придать ей плохой вкус, легко образуется осадок, вызывая зарастание водопроводных труб.

Содержание железа в воде для хозяйственно-питьевых целей допускается в количестве не более 0,3 мг-экв/л. Содержание в питьевой воде других химических веществ не должно превышать следующих норм, мг/л: марганца — 0,1, меди — 1, цинка — 5, фтора — 1,5, бериллия — 0,0002, молибдена — 0,25, мышьяка — 0,05, свинца — 0,03, селена — 0,001, стронция — 2, гексаметафосфата — 3,5, триполифосфата — 3,5, полиакриламида — 2, радия-226 — $1,2 \cdot 10^{-10}$ Ки/л, нитратов — 10.

Бактериальная загрязненность воды характеризуется общим числом бактерий в 1 мл воды, а также содержанием в 1 л воды кишечных палочек (коли-индекс). Большинство бактерий, встречающихся в природной воде, безвредно для человека. Однако в воде могут находиться болезнетворные бактерии, вызывающие такие заболевания людей, как брюшной тиф, холера, дизентерия, туляремия, паратиф и др. Они появляются в воде главным образом путем попадания в нее экскрементов человека и животных.

Согласно стандарту на питьевую воду допускается общее число кишечных палочек в 1 л воды (коли-индекс) не более 3.

Если количество природной воды не отвечает требованиям стандарта для хозяйственно-питьевых целей, ее подвергают обработке (осветлению, обесцвечиванию, обеззараживанию, обезжелезиванию и фторированию).

1.4. СПОСОБЫ УЛУЧШЕНИЯ КАЧЕСТВА ВОДЫ

Основные способы улучшения качества воды для хозяйственно-питьевых целей — это осветление, обесцвечивание, обеззараживание, обезжелезивание и фторирование.

Осветление воды, т. е. удаление из нее взвешенных примесей и уменьшение мутности, может быть достигнуто: отстаиванием воды в отстойниках, фильтрованием через сетки на микрофильтрах, барабанных ситах, акустических фильтрах, через слой фильтрующего порошка на намывных фильтрах или через слой фильтрующего материала в скорых фильтрах и центрифугированием в гидроциклонах.

Для ускорения процесса осветления воды применяют коагулирование. С этой целью в воду добавляют различные химические реагенты — коагулянты, способствующие связыванию частиц, обуславливающих мутность, в крупные хлопья, что ускоряет их выпадение в осадок в отстойниках.

Обесцвечивание воды, т. е. устранение растворенных веществ или окрашенных коллоидов, может быть достигнуто коагули-

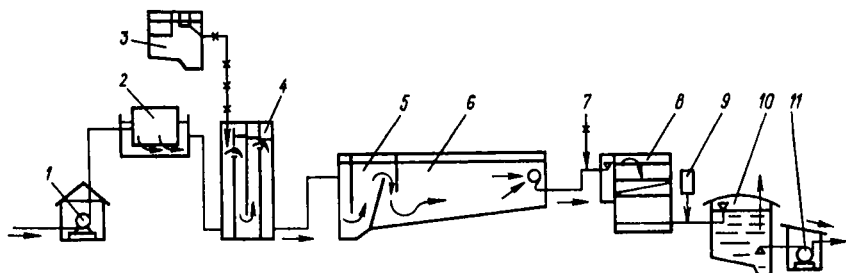


Рис. 5.1. Технологическая схема с отстойниками:

1 — насосная станция I подъема; 2 — барабанные сетки; 3 — реагентное хозяйство; 4 — перегородчатый смеситель; 5 — вихревая камера хлопьеобразования; 6 — отстойник; 7 — ввод реагентов для дезодорации и фторирования; 8 — скорый фильтр; 9 — установка для обеззараживания воды; 10 — резервуар чистой воды; 11 — насосная станция II подъема

рованием или применением различных окислителей (хлор, озон и др.) и сорбентов (активный уголь).

Обеззараживание воды производят для уничтожения содержащихся в воде болезнетворных бактерий и вирусов путем введения в воду после фильтрования окислителей: хлора и его производных, озона и перманганата калия.

Поверхностные воды природных источников обычно подвергают осветлению — обесцвечиванию, обеззараживанию, а подземные воды — умягчению, дезодорации, обезжелезиванию, деманганизации и т. д.

Обезжелезивание воды, т. е. снижение содержания солей железа до требований ГОСТа, может быть достигнуто применением безреагентных и реагентных методов удаления железа.

Для предотвращения заболевания кариезом зубов производят фторирование воды путем внесения в нее фторсодержащего реагента.

При доведении качества питьевой воды до требований ГОСТа, помимо вышеописанных процессов, иногда применяют дезодорацию (удаление нежелательных запахов и привкусов) путем аэрации, введения окислителей и сорбентов; умягчение (удаление солей жесткости) путем введения в воду щелочных реагентов, которые вызывают выпадение в осадок солей жесткости; опреснение (снижение общей минерализации воды).

Для технологических целей воду подвергают осветлению, глубокому умягчению, обессоливанию, обескремниванию, деманганизации, дегазации, обесфториванию и др.

Рассмотрим наиболее распространенные технологические схемы улучшения качества воды, представляющие собой сочетание необходимых технологических процессов и сооружений.

Наиболее часто применяемая как в нашей стране, так и за

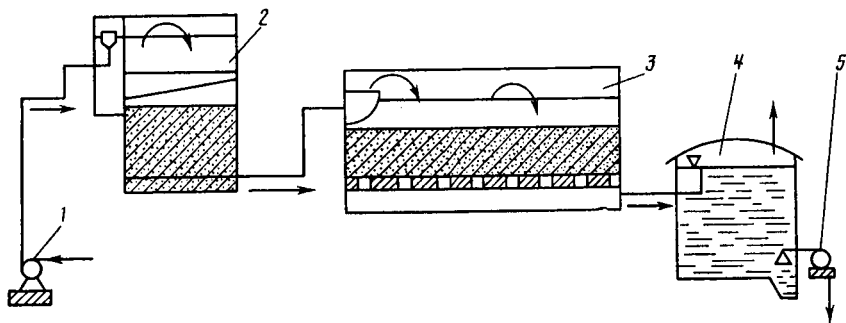


Рис. 5.2. Технологическая схема с медленными фильтрами:

1 — насосная станция I подъема; 2 — предварительный скорый фильтр; 3 — медленный фильтр; 4 — резервуар чистой воды; 5 — насосная станция II подъема

рубжом основная технологическая схема улучшения качества воды представлена на рисунке 5.1. Эта схема применима при любой производительности и любом качестве воды. Природная вода с помощью насосной станции I подъема подается на барабанные сетки для извлечения из воды крупных плавающих взвесей, затем — в смеситель, куда вводится коагулянт. Заготовка и дозирование реагента осуществляются в реагентном хозяйстве при помощи специальной аппаратуры. После смешения воды с реагентом смесь попадает в камеру хлопьеобразования, встроенную в отстойник, где происходит процесс коагулирования примесей воды и выпадения в осадок хлопьев в отстойнике (горизонтального или вертикального типа). По мере движения воды в скорый фильтр в нее вводятся при необходимости реагенты для дезодорации и фторирования, растворы и суспензии которых приготавливаются на специальных установках. Фильтрованием заканчивается осветление и обезцвечивание воды. Далее вода подвергается обеззараживанию и аккумулируется в резервуарах в сети водопотребителя.

При обработке воды для технических целей надобность в дезодорации, фторировании и обеззараживании ее отпадает.

На рисунке 5.2 представлена безреагентная технологическая схема улучшения качества воды с медленными фильтрами без удаления песка при регенерации. Здесь обрабатываемая вода проходит сначала скорый фильтр со скоростью фильтрования 2...3 м/ч, затем медленный фильтр и поступает в резервуар чистой воды, откуда насосными станциями II подъема подается в сеть потребителя. Эта технологическая схема отличается конструктивной простотой и надежностью эксплуатации, но требует больших площадей под сооружения и имеет ограничения как по качеству воды, так и по производительности.

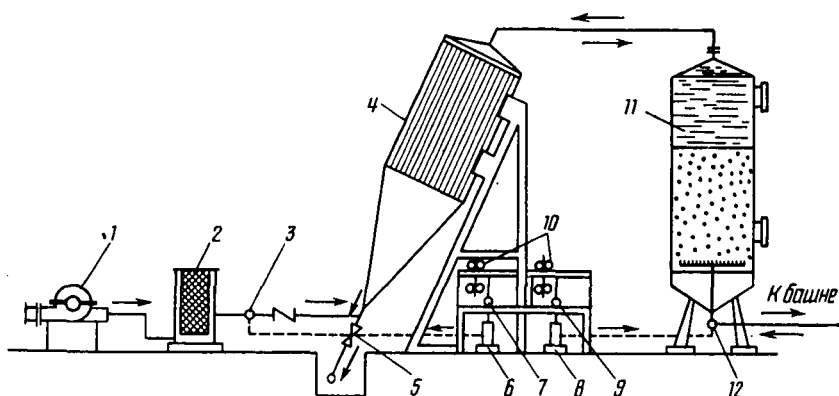


Рис. 5.3. Водоочистная установка типа «Струя»:

1 — насос подачи воды; 2 — сетчатый фильтр; 3 — вид коагулянта; 4 — многоярусный отстойник с вихревой камерой; 5 — операционная задвижка; 6 — насос-дозатор коагулянта; 7 — оборудование для коагулирования; 8 — насос-дозатор хлорреактента; 9 — оборудование для обеззараживания; 10 — электромешалка; 11 — напорный скорый фильтр; 12 — ввод обеззараживающего реактента

Для осветления и обеззараживания воды как в реактентном, так и в безреактентном режиме разработаны установки заводского изготовления типа «Струя» с производительностью от 25 до 800 м³/сут, широко применяемые в сельской местности (рис. 5.3).

Глава 2. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

2.1. ВОДОЗАБОРНЫЕ СООРУЖЕНИЯ ИЗ ПОВЕРХНОСТНЫХ И ПОДЗЕМНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Водозаборы. Водозаборное сооружение, водозабор — гидротехническое сооружение, предназначенное для забора воды из источника водоснабжения. Основное требование к водозаборным сооружениям — бесперебойное обеспечение водой снабжаемого объекта в нужном количестве и соответствующего качества. Эти сооружения одновременно с бесперебойным обеспечением водой потребителя должны учитывать особенности и свойства используемых природных источников.

Все водозаборные сооружения могут быть разделены на две группы по виду используемого природного источника воды: сооружения для забора поверхностных вод (береговые, русловые); сооружения для забора подземных вод (трубчатые и шахтные колодцы, горизонтальные водозаборы, лучевые водозаборы и каптажи родников).

Выбор типа и конструкции водозабора зависит от топографических и физико-географических условий районов (климат, рельеф), гидрологических и гидрогеологических особенностей источников водоснабжения (связь водоносных пластов друг с другом и с поверхностными водами, область и источник питания, мощность источника питания, качество воды), возможности использования местных строительных материалов, организации зоны санитарной охраны.

От выбора месторасположения водозабора в значительной степени зависит надежная и бесперебойная его работа. При выборе места расположения водозабора следует пользоваться следующими рекомендациями: место расположения водозабора должно быть по возможности ближе к потребителю; размещение водозабора не должно противоречить интересам других водопотребителей и перспективным водохозяйственным мероприятиям на водоисточнике; топографические, гидрологические, геологические и гидрогеологические условия должны быть подходящими для строительства и эксплуатации водозабора; решения должны быть простые и экономичные.

Не рекомендуется размещение водозабора в акваториях портов, бухт, в зоне разрушения берегов и отложения наносов, в верховьях водохранилищ, в местах зимовья рыбы, возникновения заторов, зажоров и полного промерзания водотока, нагона плавника и водорослей. При размещении водозабора в устьях рек, впадающих в моря, следует учитывать морские приливы, ветровые сгоны и нагоны воды.

Начнем рассмотрение водозаборов с сооружений для забора воды из поверхностных источников.

На реках применяют два типа водозаборов: береговые и русловые, которые отличаются между собой расположением водоприемного сооружения относительно берега (см. рис. 5.4). У водозаборов берегового типа водоприемник совмещается с береговым колодцем, и его водоприемные отверстия всегда доступны для обслуживания, что гарантирует их бесперебойную работу. Поскольку вода забирается у самого берега реки, то в этом месте берег должен быть крутым, устойчивым, незатопляемым в период паводков и удобным для размещения водозабора. В свою очередь, береговые водозаборы по конструктивному оформлению бывают двух типов: отдельные и совмещенные с насосной станцией. Отдельные береговые водозаборы сооружают при слабых грунтах берега и неблагоприятных топографических условиях. Совмещенные с насосной станцией береговые водозаборы сооружают при прочных скальных грунтах. Совмещение берегового колодца и насосной станции значительно упрощает обслуживание водозабора, повышает надежность его работы, позволяет использовать насосы с малой вы-

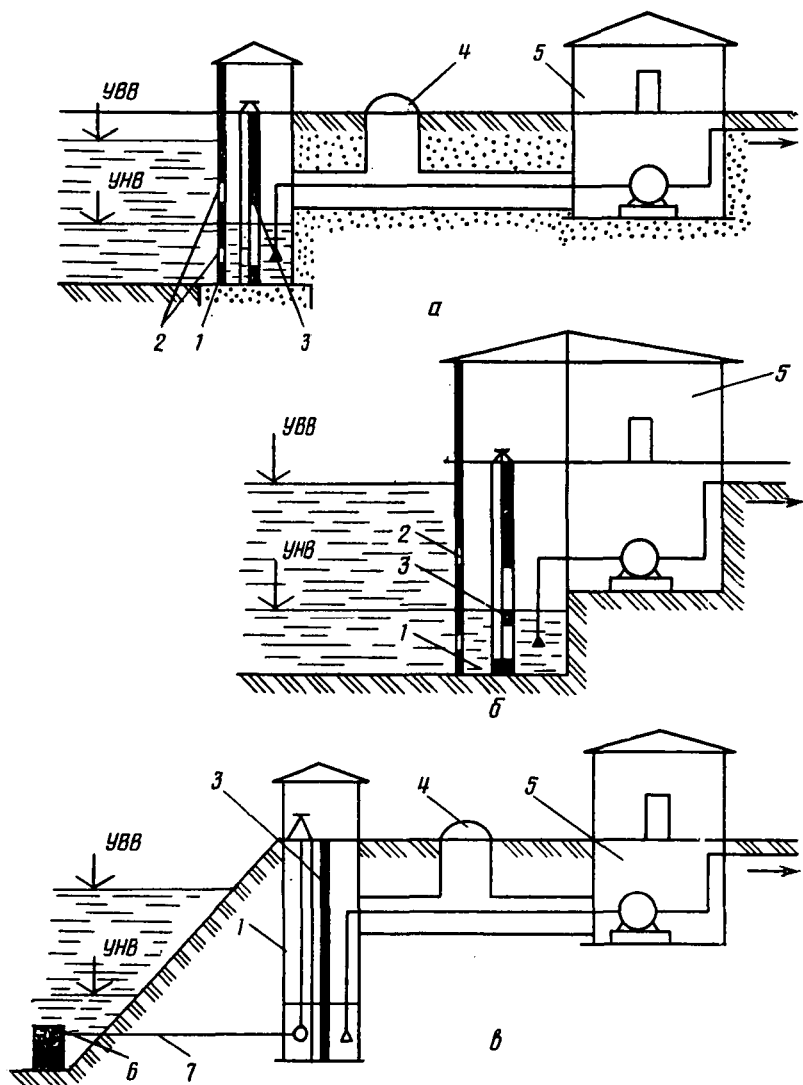


Рис. 5.4. Речные водозаборы:

а — береговой раздельный; *б* — береговой совмещенный; *в* — русловый; 1 — водозаборный колодец; 2 — окна; 3 — сетка; 4 — галерея; 5 — насосная станция; 6 — оголовок; 7 — самотечные линии

сотой всасывания и значительной амплитудой колебания уровня воды в реке.

Береговой водозабор представляет собой комплекс сооружений по приему воды у самого берега и состоит из: водоприемного сетчатого колодца и насосной станции I подъема (рис. 5.4, а и б).

Водоприемные отверстия, через которые вода поступает в водозабор, располагают в передней стенке колодца на различных уровнях, что позволяет осуществлять забор наиболее чистой воды при максимальном и минимальном уровнях воды в реке.

Нижнее из водоприемных отверстий должно находиться не менее чем на 0,5 м выше дна водоема, а верхнее — не менее чем на 0,2 м ниже нижней кромки льда. Размеры отверстий и их число определяются гидравлическими расчетами. Для предотвращения попадания крупных плавающих предметов в колодец водоприемные отверстия перекрывают съемными сороудерживающими решетками, установленными в пазах с наружной стороны колодца. При необходимости в летний период их можно заменить плоскими рыбозащитными сетками. Сороудерживающие решетки представляют собой металлическую раму, сваренную из уголкового стали или швеллера с металлическими вертикальными стержнями круглого или прямоугольного сечения с размерами в свету 30 ... 100 мм. Съемные решетки очищают вручную на служебном мостике или балконе служебного павильона. Поднимают решетки для очистки по направляющим швеллеров, забетонированных в стенке берегового колодца с помощью грузоподъемных устройств. С внутренней стороны водоприемные устройства оборудуют клапанами или щитами, позволяющими в любое время года полностью или частично перекрывать отверстие для осмотра или проведения ремонта.

Внутри берегового колодца находятся также сороудерживающие сетки, которые обеспечивают полную очистку воды от сора и делят колодец на два отделения: водоприемное — перед сеткой и всасывающее — за сеткой. Эти сетки могут быть двух типов: плоские (подъемные) и вращающиеся.

Забор воды осуществляется всасывающими трубопроводами насосов после процеживания воды через сетки из всасывающего отделения берегового колодца. Береговой колодец оборудуется илоудаляющими устройствами — эжекторами, специальными приемниками, взмучивающими трубопроводами для разрыхления слежавшегося осадка.

При раздельной компоновке водозабора берегового типа насосная станция I подъема располагается на некотором удалении от берегового водоприемного колодца на участке с более прочным основанием. Береговой колодец и насосная станция

соединяются между собой всасывающими трубопроводами, уложенными в проходной галерее.

Русловой водозабор (рис. 5.4, в) состоит из оголовка (водоприемного устройства), расположенного в реке или канале, самотечных или сифонных водоводов, водоприемно-сетчатого колодца и насосной станции I подъема. В зависимости от расположения водоприемно-сетчатого колодца и насосной станции I подъема, русловые водозаборы бывают двух типов (по аналогии с береговыми водозаборами): раздельной компоновки и совмещенной.

При относительно чистой воде в реке и небольшой производительности водозабора в состав руслового водозабора входят: оголовок, всасывающий трубопровод и насосная станция I подъема. В этом случае вода очищается сеткой оголовка, заменяющей решетки на водоприемных отверстиях.

Так как водоприемная часть русловых водозаборов труднодоступна для осмотра, самотечные и сифонные трубопроводы могут засоряться, заиливаться и забиваться шугой, то условия их эксплуатации значительно сложнее, а надежность в работе меньше по сравнению с береговыми водозаборами. Поэтому применение русловых водозаборов ограничено.

В нашей стране 90% централизованных систем сельскохозяйственного водоснабжения, использующих подземные воды. Эти воды особенно ценны для хозяйственно-питьевого водоснабжения, т. к. они обладают высокими санитарными качествами. Воды подземных источников образуются путем просачивания в землю атмосферных осадков и поверхностных вод и встречаются в виде родников (ключей), выклинивающихся на поверхность земли, грунтовых вод, содержащихся в верхних слоях грунта и в водоносных пластах, перекрытых (сверху и снизу) водонепроницаемыми грунтами. Грунтовые воды могут протекать в напорном и безнапорном режимах. Напорные подземные воды иногда называют *артезианскими*. Напорные подземные воды, как правило, высокого санитарного качества, так как они, просачиваясь через толщу грунта, очищаются от механических примесей и бактерий и поэтому могут использоваться для хозяйственно-питьевых целей без очистки. Температура подземных вод постоянна.

Напорные водоносные пласты обычно обладают большим запасом воды, чем безнапорные.

В зависимости от мощности (толщины) водоносного пласта и глубины его залегания, водообильности, гидравлических характеристик подземного потока, для забора подземных вод устраивают следующие водоприемные сооружения (водозаборы): водозаборные скважины, шахтные колодцы, горизонтальные водозаборы, лучевые водозаборы, каптажи родников. При этом

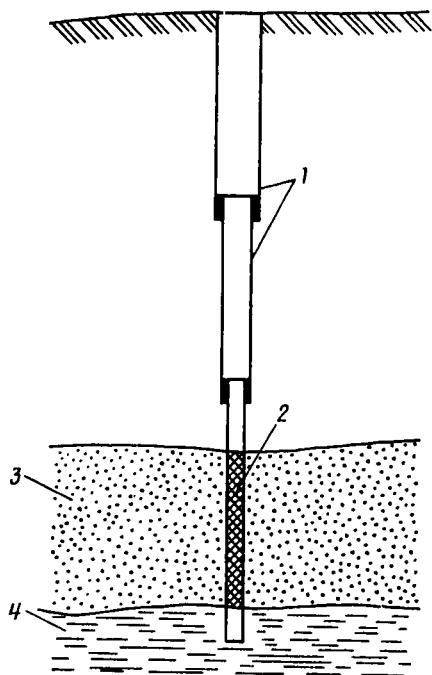


Рис. 5.5. Трубчатый колодец:

1 — колонна труб; 2 — фильтр; 3 — водоносный пласт; 4 — водонепроницаемый слой

водозаборные сооружения могут быть совершенными и несовершенными. Те водозаборы, которые прорезают водоносный пласт полностью, достигая подстилающего водонепроницаемого слоя, называют *совершенными*. А те водозаборы, которые прорезают водоносный пласт частично, не достигая водоупора, называют *несовершенными*.

Водозаборные скважины или трубчатые буровые колодцы применяют при относительно глубоком залегании водоносных пластов (более 10 м) и значительной их мощности (более 5...6 м) и устраивают как в напорных, так и безнапорных водоносных пластах (см. рис. 5.5).

Трубчатые колодцы — наиболее распространенный вид сооружений для забора подземной воды, т. к. они имеют много преимуществ перед другими водозаборами. Трубчатые колодцы представляют собой пробуренные в земной коре скважины глубиной от 10 до 1000 м (чаще всего 100...150 м и диаметром от 75 до 500 мм). В рыхлых и неустойчивых скальных и полускальных породах ствол скважины закрепляют обсадными трубами одного или нескольких диаметров, расположенными телескопически. В качестве обсадных труб для крепления скважин применяют стальные бесшовные, водогазопроводные, асбоцементные, полиэтиленовые и пластмассовые трубы. В пределах водоносного слоя устанавливают фильтровую колонну, состоящую из водоприемной (фильтрующей) части, надфильтровой трубы и отстойника.

Фильтр — основная часть трубчатого колодца, т. к. от его конструкции зависят условия и длительность эксплуатации колодца. Конструкцию и размеры фильтра выбирают в зависимости от различных условий: гидрогеологических, режима эксплуатации скважины, глубины скважины, агрессивности воды, дебита и т. д.

Фильтры бывают дырчатые (круглые или щелеобразные отверстия в стенках каркаса), сетчатые (фильтровальные сетки из латунной, медной, стальной проволоки, накладываемые на внешнюю боковую поверхность каркаса), щелевые, гравийные, проволочные, каркасно-стержневые и пористые. Надфильтровая труба должна быть выше башмака обсадной колонны не менее чем на 3 м при глубине скважины до 30 м и не менее чем на 5 м — при глубине скважины более 30 м. Отстойник обычно устраивают в виде глухой трубы длиной до 2 м.

При расчете трубчатых колодцев обычно по заданному расходу забираемой воды определяют число колодцев, размеры фильтров и расстояние между колодцами.

Шахтные колодцы широко применяют в первых от поверхности безнапорных водоносных пластах, сложенных рыхлыми породами и залегающих на глубине 30 м. При мощности водоносного пласта до 3 м строят шахтные колодцы совершенного типа с вскрытием всей мощности пласта. При мощности водоносного пласта больше 3 м допускается строительство совершенных и несовершенных шахтных колодцев со вскрытием части пласта. Принципиальная схема шахтного колодца показана на рисунке 5.6. Вода поступает в колодец из безнапорного водоносного пласта через боковые отверстия и дно (если колодец несовершенного типа).

При расположении водоприемной части в песчаных грунтах на дне колодца предусматривается обратный песчано-гравийный фильтр или фильтр из пористого бетона, а в стенках водоприемной части колодцев — фильтры из пористого бетона или гравийные. Обратный фильтр устраивается из нескольких слоев песка и гравия толщиной 0,1 ... 0,15 м каждый, общей толщиной 0,4 ... 0,6 м с укладкой в нижнюю часть фильтра мелких, а в верхнюю — крупных фракций. Вода из шахтных колодцев в основном поднимается насосами, которые иногда оказывается возможным разместить в самих колодцах. Диаметр шахтного колодца не превышает 3 ... 4 м.

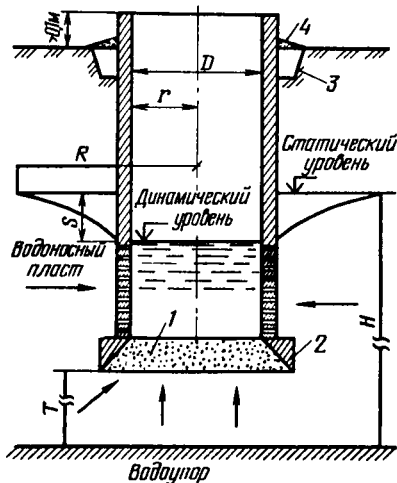


Рис. 5.6. Шахтный колодец:

1 — донный фильтр; 2 — оголовок; 3 — глиняный замок; 4 — отмостка

При больших расчетных диаметрах колодцев целесообразнее увеличить их число. При устройстве нескольких колодцев их располагают в одну линию. Расстояние между колодцами принимается в зависимости от радиуса кривой депрессии R , значения которого при разных грунтах приведены ниже в метрах:

для мелкого песка ($d=0,1...0,24$ мм)	50...100
для песка средней крупности ($d=0,25...0,5$ мм) . .	100...200
для крупного песка ($d=0,5...1,0$ мм)	200...400
для мелкого гравия ($d=2...3$ мм)	400...600
для гравия средней крупности ($d=3...5$ мм)	600...1500

Приток воды к колодцу можно определить по следующим зависимостям:

при $T \geq r$ по формуле В. Д. Бабушкина

$$Q = \frac{2\pi krS}{\frac{\pi}{2} + \frac{r}{T} \left(1 + 1,18 \lg \frac{R}{4H} \right)}; \quad (5.7)$$

при $R/H < 10$ по формуле Форхгеймера

$$Q = 4krS, \quad (5.8)$$

где k — коэффициент фильтрации; S — понижение уровня воды при откачке, м; T — расстояние от фильтра колодца до водоупора, м; R — радиус влияния колодца, м; H — мощность водоносного пласта, м.

Значение коэффициента фильтрации k , м/сут, для приближенных расчетов можно принять согласно следующим данным:

для очень мелкого песка	5..15
для мелкого песка	10...40
для песка средней крупности	25...100
для крупного песка	50...400
для гравия с крупным песком	200...600
для галечника с очень крупным песком	500...900

При проектировании шахтного колодца следует иметь в виду, что слой воды в нем должен быть не менее 1 ... 2 м. В зависимости от материала крепления стенок шахтные колодцы бывают бетонными, железобетонными, кирпичными, каменными (из бутового камня) и деревянными (ряжевыми). При небольшом диаметре колодцев их выполняют сборными из железобетонных колец.

Для индивидуального или группового пользования в сельской местности нашли широкое применение деревянные ряжевые колодцы. Они имеют обычно в плане квадратную форму от 1×1 до 1,4×1,4 м и выполняются из бревен диаметром 14 ... 18 см, стесанных с внутренней стороны, или брусьев шириной 20 ... 22 см.

С целью предотвращения попадания в колодец загрязнений и поверхностных вод стенки его поднимают над поверхностью

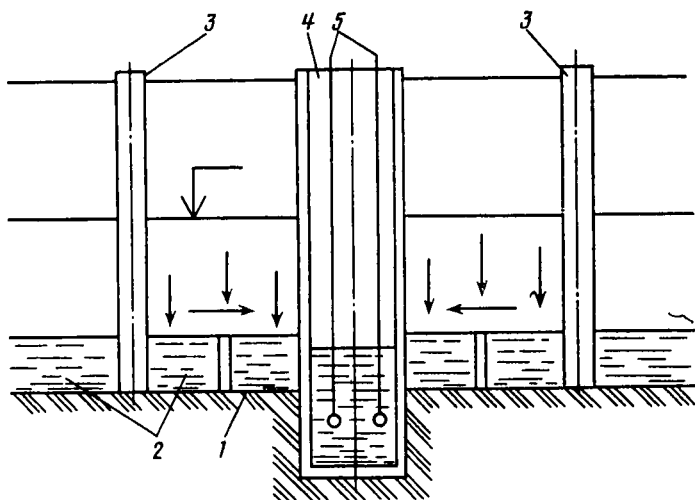


Рис. 5.7. Горизонтальный водозабор:

1 — водозаборная галерея; 2 — водопримемные отверстия; 3 — смотровые колодцы; 4 — водосборный колодец; 5 — водоподъемные трубы

воды на 0,7 ... 1 м с устройством отстойки. Вокруг колодца у поверхности земли устраивают глиняный замок шириной 0,7 м и глубиной 1 ... 2 м. Колодец закрывают крышкой.

Горизонтальные водозаборы представляют собой дренажи разных типов или водосборные галереи, укладываемые на подстилающем водоупоре в пределах безнапорного водоносного пласта на глубину до 8 м (см. рис. 5.7). Они могут быть устроены в виде каменно-щебеночной дрены, трубчатой дрены, водосборной галереи и водосборной штольни.

Для исключения выноса частиц грунта из водоносного пласта в водопримемной части горизонтального водозабора предусматривают обратный 2 ... 3-слойный фильтр с толщиной отдельных слоев не менее 15 см. Водозаборы устраивают перпендикулярно к направлению движения грунтового потока и с некоторым уклоном. Вода поступает из грунта в дренажные трубы через отверстия диаметром 10 ... 20 мм и стекает в водосборный колодец, расположенный в средней части галереи. Из сборного колодца вода на поверхность земли подается насосами. В случае длинных водозаборов через каждые 20 ... 50 м устраивают смотровые колодцы, которые служат для осмотра галереи, вентиляции ее, очистки водозаборов и т. д.

Суточный приток воды, поступающей в горизонтальный совершенный водозабор, можно определить по формуле Дюпюи

$$Q = kl(H^2 - h^2)/R, \quad (5.9)$$

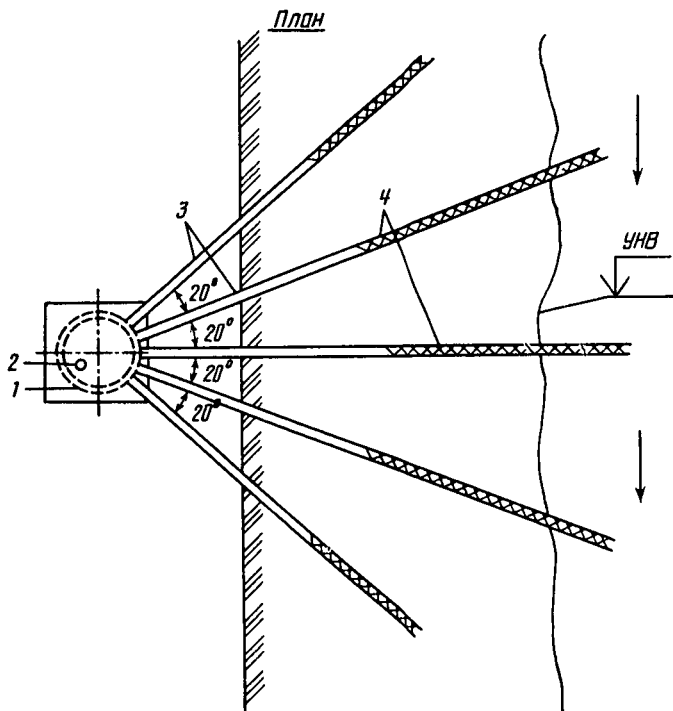


Рис. 5.8. Лучевой водозабор:

1 — водосборный колодец; 2 — погружной насос; 3 — глухая часть лучевых дрен; 4 — перфорированные стальные трубы.

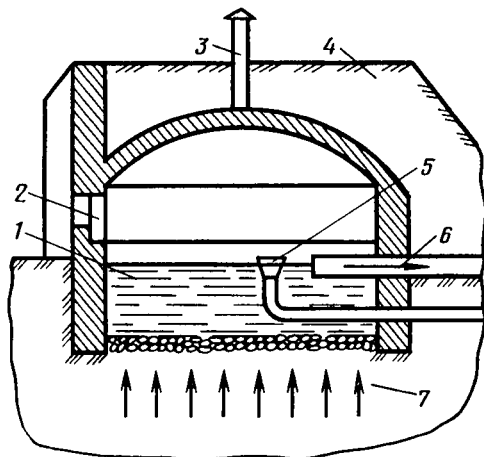
где k — коэффициент фильтрации; l — длина водосбора, м; $h = (0,15 \dots 0,3)H$; H — глубина воды у наружной стенки водозабора, м; R — зона влияния водозабора, м.

Лучевые водозаборы — это разновидность шахтных колодцев, и представляют они собой сборный колодец (шахту) с горизонтальными трубчатыми дренами (лучами), расположенными радиально в водоносном пласте (см. рис. 5.8).

Лучевые водозаборы устраиваются в водоносных пластах, кровля которых расположена от поверхности земли на глубине не более 15 ... 20 м. В неоднородных и мощных однородных водоносных пластах применяются многоярусные лучевые водозаборы с лучами, расположенными на разных отметках. Лучи длиной 60 м и более выполняются телескопической конструкции с уменьшением диаметра труб. При длине лучей меньше 30 м в однородных водоносных грунтах угол между лучами должен

Рис. 5.9. Каптаж родников:

1 — водоприемная камера; 2 — люк смотровой камеры; 3 — вентиляционная труба; 4 — глиняный замок; 5 — перелив; 6 — расходная труба; 7 — водоносный пласт.



быть не менее 30° . Водоприемные лучи выполняются из стальных перфорированных или щелевых труб со скважностью не более 20%. В водосборных колодцах на водоприемных лучах следует предусматривать установку задвижек.

Каптаж родников — процесс сбора родниковой (ключевой) воды с помощью водозаборных сооружений (см. рис. 5.9). Родники (ключи) представляют собой естественный выход подземных вод на поверхность. Высокие санитарные качества родниковой воды и простые способы ее получения (устройство резервуара или шахты над местом выхода родниковой воды) привели к широкому ее применению для целей питьевого водоснабжения не только мелких населенных пунктов, но и даже ряда крупных городов.

Основной элемент каптажного водозаборного сооружения — каптажная камера (водосборная камера или неглубокий опускной колодец). Забор воды из восходящего родника осуществляется через дно каптажной камеры, из нисходящего — через отверстия в стенке камеры. При каптаже родников из трещиноватых пород прием воды в каптажной камере может осуществляться без фильтров, а из рыхлых пород — через обратные фильтры.

Каптажные камеры должны быть защищены от поверхностных загрязнений, промерзания и затопления поверхностными водами.

Каптажную камеру следует разделять переливной стенкой на два отделения: одно — для отстаивания воды с последующей очисткой его от осадка, второе — для забора воды насосами.

2.2. ВОДОПРОВОДНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Насосной станцией называется комплекс гидротехнических сооружений и оборудования, предназначенный для забора воды и подачи ее в напорный резервуар или распределительную сеть.

К гидротехническим сооружениям насосной станции относятся: здание насосной станции, водоприемные колодцы с самотечными трубами, водоприемные ковши, дамбы и берегоукрепление.

В состав гидротехнического и энергетического оборудования входят: насосы и двигатели к ним, пусковая аппаратура к двигателям, всасывающие и нагнетательные трубопроводы, вспомогательное оборудование (контрольно-измерительная и предохранительная аппаратура, водомеры, вакуум-насосы и т. д.).

Водопроводные насосные станции можно классифицировать по ряду характерных признаков: по расположению в схеме водоснабжения; в зависимости от уровня воды в источнике; по степени обеспеченности подачи воды; по характеру управления.

По расположению в схеме водоснабжения водопроводные насосные станции подразделяются на станции I и II подъема. Насосные станции I подъема осуществляют забор воды из источника водоснабжения и подают ее на очистные сооружения или, если не требуется очистка воды,— непосредственно в распределительную сеть. Высота подъема на этих станциях не превышает 10 ... 15 м.

Насосные станции II подъема осуществляют подачу очищенной воды из резервуара чистой воды в водонапорную башню или в водопроводную распределительную сеть.

В зависимости от уровня воды в источнике водопроводные насосные станции подразделяются на наземные, заглубленные и шахтные (глубокие). Наземные насосные станции предназначены для забора поверхностных вод (из рек, озер, водохранилищ и т. д.). Заглубленные и глубокие насосные станции предназначены для забора подземных вод.

По степени обеспеченности подачи воды насосные станции, как и водозаборы, разделяются на три категории: I, II и III.

По характеру управления насосные станции могут быть автоматические, полуавтоматические и с ручным управлением.

Насосные станции оборудуются радиальными горизонтальными или вертикальными насосами, объемными или пропеллерными насосами и компрессорно-эрлифтными установками. В качестве привода применяются электро- или ветродвигатели, двигатели внутреннего сгорания.

Выбор типа насосов и количества рабочих агрегатов производится на основании расчетов совместной работы насосов, водоводов, сетей, регулирующих емкостей, суточного и часового графиков водопотребления, условий пожаротушения и очередности ввода в действие объекта.

При выборе типа насосов следует обеспечивать минимальную величину избыточных напоров, развиваемых насосами при всех режимах работы, за счет использования регулирующих

емкостей; регулирование частоты вращения, изменение числа и типов насосов, обточку или замену рабочих колес в соответствии с изменениями условий их работы в течение расчетного срока.

Количество всасывающих линий к насосным станциям независимо от числа и групп установленных насосов, включая пожарные, должно быть не менее двух. В начале всасывающей линии обычно устанавливают обратный клапан с защитной сеткой, а в конце — вакуумметр для измерения разрежения в насосе.

Количество напорных линий от насосных станций I и II категорий должно быть не менее двух, а для насосных станций III категории допускается устройство одной напорной линии.

Диаметр труб, фасонных частей и арматуры следует принимать на основании технико-экономического расчета исходя из скорости движения воды в пределах, указанных в таблице 9.

9. Диаметр трубопроводов в зависимости от скорости движения воды

Диаметр труб, мм	Скорость движения воды в трубопроводах насосных станций, м/с	
	всасывающие	напорные
До 250	0,6...1	0,8...2
От 250 до 800	0,8...1,5	1...3
Свыше 800	1,2...2	1,5...4

Размещение насосов и оборудования в здании насосной станции зависит от характера водоисточника и насосного оборудования, от их обслуживания и эксплуатации и должно быть таким, чтобы обеспечивались надежность их действия, удобство и безопасность обслуживания.

В основном применяются следующие схемы расположения агрегатов: однорядное и двухрядное перпендикулярно к продольной оси насосной станции; однорядное параллельно продольной оси станции; двухрядное в шахматном порядке.

Производительность и напор насосной станции I подъема зависят от условий подачи воды (см. рис. 5.10).

При подаче воды в очистные сооружения производительность насосной станции I подъема определяется по формуле

$$Q = \alpha W_{\text{сут.макс}} / T, \quad (5.10)$$

где α — коэффициент, учитывающий расход воды на эксплуатационные нужды ($\alpha = 1,025 \dots 1,08$); $W_{\text{сут.макс}}$ — максимальный суточный объем воды, расходуемый на хозяйственно-питьевые нужды и пожаротушение, л/сут; T — число секунд в сутки (86 400),

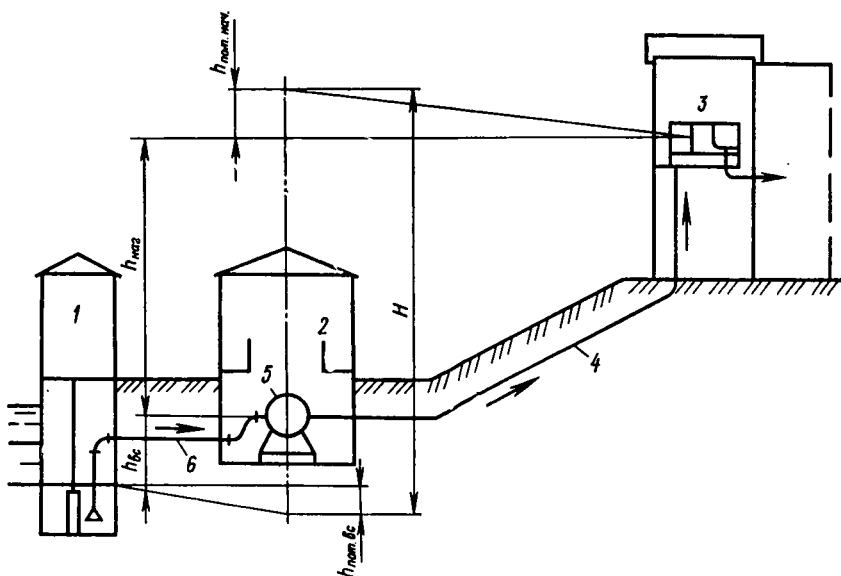


Рис. 5.10. Схема насосной станции I подъема:

1 — водоприемный колодец; 2 — насосная станция; 3 — очистные сооружения; 4 — нагнетательная труба; 5 — насос; 6 — всасывающая труба

Полный напор определится по зависимости

$$H = h_{\text{вс}} + h_{\text{наг}} + h_{\text{пот.вс}} + h_{\text{пот.наг}}, \quad (5.11)$$

где $h_{\text{вс}}$ — высота всасывания, м; $h_{\text{наг}}$ — высота нагнетания, м; $h_{\text{пот.вс}}$ — потери напора во всасывающей линии, м; $h_{\text{пот.наг}}$ — потери напора в нагнетательном трубопроводе, м.

При подаче воды в промежуточный резервуар производительность насосной станции I подъема

$$Q = W_{\text{сут.мах}}/T. \quad (5.12)$$

Производительность насосной станции II подъема определяется в зависимости от графика водопотребления. Насосы насосной станции II подъема забирают воду из резервуаров чистой воды и подают ее в напорный резервуар, создающий необходимый напор в сети.

Расположение напорного резервуара в системе водоснабжения влияет на полный напор насосной станции II подъема. Напорный резервуар может быть расположен в начале водопроводной сети и в конце ее.

В первом случае вода из резервуара чистой воды подается насосной станцией II подъема в напорный резервуар, а из ре-

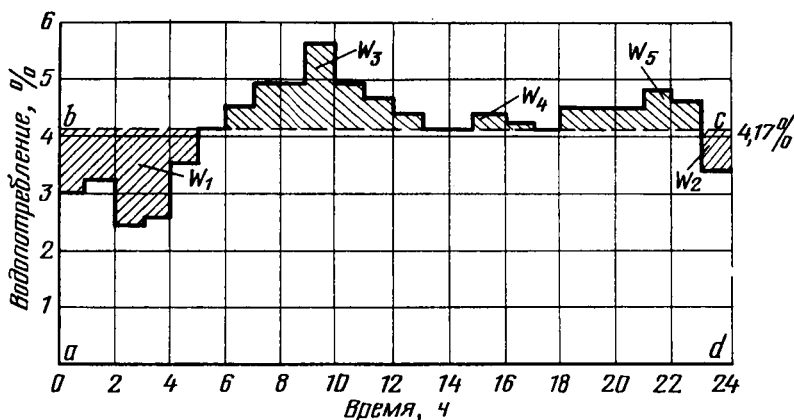


Рис. 5.11. График водопотребления

зервуара — по водопроводу в распределительную сеть. Высота нагнетания $h_{\text{наг}}$ в этом случае состоит из разности отметок основания водонапорной башни и оси насоса, высоты водонапорной башни, высоты напорного резервуара.

Во втором случае вода подается насосной станцией II подъема из резервуара чистой воды в напорный резервуар через водопроводную сеть. В этом случае полный напор насосной станции зависит от условий работы насосной станции. Если она работает с расчетной нагрузкой на водопроводную сеть, то для определения напора необходимо учесть требуемый свободный напор в диктующей точке водопроводной сети.

Если она работает с расчетной нагрузкой на напорный резервуар, то полный напор определяется по формуле (5.11).

Чтобы определить потребную производительность насосной станции II подъема в разное время суток, нужно построить график водопотребления и определить регулируемую емкость напорного резервуара. Сначала необходимо составить таблицу величин процентного отношения часовой подачи воды насосами к максимальному суточному потреблению $W_{\text{сут. макс}}$, т. е. процентное отношение часовой подачи воды насосами к максимальному суточному потреблению ($100\% : 24 = 4,17\%$). На основании данных этой таблицы (табл. 10) составим график водопотребления и работы насосов (см. рис. 5.11). Прямоугольник $a-b-c-d$ соответствует суточной производительности насосов. Площади W_1 и W_2 соответствуют излишкам воды, подаваемым насосами в напорный резервуар, а площади W_3 , W_4 , W_5 соответствуют дефициту воды, подаваемому из напорного бака в распределительную сеть. Сумма площадей, соответствующих подаче воды в напорный резервуар $W_1 + W_2$ или

10. Водопотребление в течение суток

Часы суток	Суточное потребление					Примечание
	Потребление воды из сети, %	Подача воды насосами, %	Поступление воды в резервуар, %	Расход воды из резервуара, %	Остаток воды в резервуаре, %	
0—1	3	4,17	1,17	—	2,03	
1—2	3,2	4,17	0,97	—	3	
2—3	2,5	4,17	1,67	—	4,67	
3—4	2,6	4,17	1,57	—	6,24	
4—5	3,5	4,17	0,67	—	6,91	
5—6	4,1	4,17	0,07	—	6,98	
6—7	4,5	4,17	—	0,33	6,65	
7—8	4,9	4,17	—	0,73	5,92	Полный резервуар
8—9	4,9	4,17	—	0,73	5,19	
9—10	5,6	4,17	—	1,43	3,76	
10—11	4,9	4,17	—	0,73	3,03	
11—12	4,7	4,17	—	0,53	2,5	
12—13	4,4	4,17	—	0,23	2,27	
13—14	4,1	4,17	0,07	—	2,34	
14—15	4,1	4,17	0,07	—	2,41	
15—16	4,4	4,17	—	0,23	2,18	
16—17	4,3	4,16	—	0,14	2,04	
17—18	4,1	4,16	0,06	—	2,1	
18—19	4,5	4,16	—	0,34	1,76	
19—20	4,5	4,16	—	0,34	1,42	
20—21	4,5	4,16	—	0,34	1,08	
21—22	4,8	4,16	—	0,64	0,44	
22—23	4,6	4,16	—	0,44	0	Пустой резервуар
23—24	3,3	4,16	0,86	—	0,86	
	100	100	7,18	7,18	—	

подаче воды из резервуара $W_3 + W_4 + W_5$, равна его регулирующей емкости $W_{\text{пер}}$:

$$W_{\text{пер}} = 7,18 W_{\text{сут.макс}} / 100. \quad (5.12)$$

Производительность насосной станции определяется по зависимости

$$Q_{\text{н.ст}} = 4,17 W_{\text{сут.макс}} / 100. \quad (5.13)$$

2.3. НАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩИЕ СООРУЖЕНИЯ

Напорно-регулирующие сооружения обеспечивают более равномерную работу насосных станций за счет аккумулялирующих емкостей, повышают надежность системы водоснабже-

ния и способствуют обеспечению бесперебойной ее работы. Они позволяют уменьшить диаметр и стоимость водоводов и магистралей распределительной сети.

Напорно-регулирующие сооружения классифицируют по ряду характерных признаков:

по назначению — регулирующие, запасные и запасно-регулирующие;

по конструкции — водонапорные башни, резервуары и гидропневматические установки (воздушно-водяные);

по способу подачи воды из них в сеть: активные (напорные), обеспечивающие необходимый напор для подачи воды, и пассивные (безнапорные), из которых вода забирается насосами.

Водонапорные башни. К ним относятся напорно-регулирующие сооружения, у которых бак расположен на искусственной опоре и возвышается над поверхностью земли. Водонапорные башни устанавливают в том случае, если невозможно разместить напорный резервуар из-за топографических условий местности. Стоимость устройства водонапорной башни больше стоимости применения напорного резервуара.

В схеме водоснабжения объекта водонапорные башни могут располагаться в начале, внутри и конце распределительной сети.

Водонапорная башня состоит из бака, опорной конструкции (ствола) и шатра.

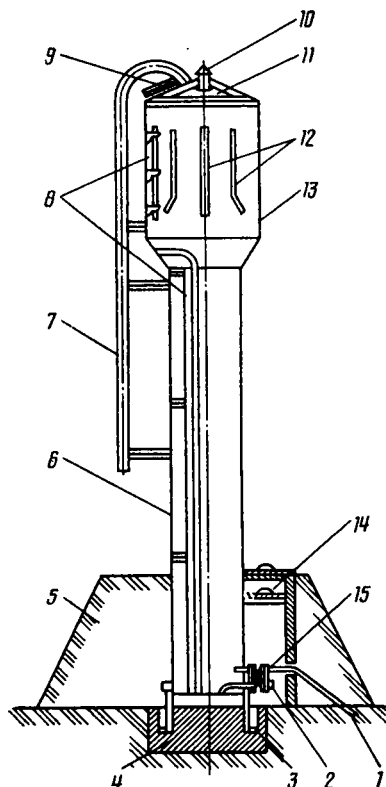
Опорная часть водонапорных башен возводится из кирпича, железобетона (чаще всего), стали, реже из камня и дерева. В зависимости от вида применяемого материала водонапорные башни называют кирпичными, железобетонными, металлическими (стальными) и т. д.

Баки водонапорных башен из железобетона или металла, иногда для временного водоснабжения — из дерева. Форма баков бывает различной. Наиболее широкое распространение получили цилиндрические баки с днищем плоской, конической, сферической и эллиптической форм. Форма бака определяется видом применяемого материала, конструкцией и архитектурными и экономическими соображениями. Оптимальное отношение высоты цилиндрической части бака к его диаметру от 0,6 до 1. При высоких баках и малых их диаметрах увеличиваются колебания напора в сети и затраты электроэнергии, хотя уменьшаются размеры опорных конструкций.

Шатер предохраняет бак от замерзания, а также от загрязнения. Его выполняют из легких материалов, обладающих малой теплопроводностью, например пенобетона, дерева, пустотелых камней, железобетона. В широтах с теплым климатом устройство шатра не обязательно.

Рис. 5.12. Водонапорная башня
А. А. Рожновского:

1 — напорно-разводная труба; 2 — сливная труба; 3 — анкерные болты; 4 — фундамент; 5 — земляная насыпь; 6 — колонна; 7 — наружная лестница; 8 — внутренняя лестница; 9 — люк; 10 — вентиляционная труба; 11 — крышка бака; 12 — льдодержатели; 13 — бак; 14 — смотровой колодец; 15 — задвижка



К баку с верхней стороны присоединяется подводящий трубопровод, а в центральной части — отводящий трубопровод. Подводящий и отводящий трубопроводы связаны между собой ответвлением и задвижками, с помощью которых можно подавать воду от насосной станции в бак и непосредственно в сеть, минуя напорный бак. Для опорожнения и промывки бака предусматривается обычно специальная труба с задвижкой, присоединенная одним концом ко дну бака, а другим — к переливной трубе с воронкой. Есть и другие схемы подачи и отвода воды в водонапорных башнях.

Получили распространение стальные башни А. А. Рожновского (см. рис. 5.12). Промыш-

ленность освоила их серийное производство.

Резервуары. В системах водоснабжения применяют напорно-регулирующие резервуары, которые классифицируют по ряду характерных признаков (см. рис. 5.13):

по назначению — запасные, регулирующие, запасно-регулирующие;

по высоте расположения — напорные и безнапорные;

по форме в плане — круглые и прямоугольные;

по степени заглубления — незаглубленные, полузаглубленные и заглубленные;

по виду материала — железобетонные, металлические (стальные), бетонные, каменные.

Надежность работы водоснабжения обеспечивают запасные резервуары. Для более равномерной работы насосных станций устраивают регулирующие резервуары. Иногда функции тех и других выполняют запасно-регулирующие резервуары.

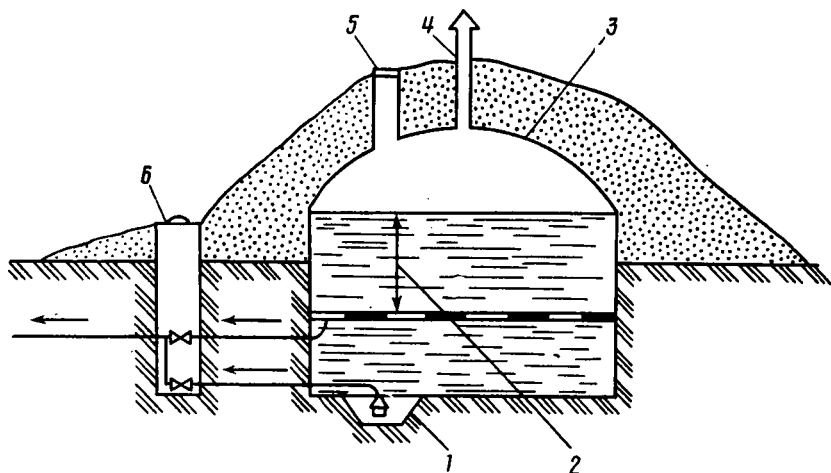


Рис. 5.13. Подземный резервуар:

1 — приямок; 2 — регулирующая емкость; 3 — резервуар; 4 — вентиляционная труба; 5 — лаз; 6 — смотровой колодец

Для создания требуемого свободного напора в водопроводной сети с учетом рельефа местности применяют напорные резервуары, а безнапорные резервуары используют при насосных станциях.

Для лучшей теплоизоляции и увеличения прочности основания резервуары чаще всего делают подземными, т. е. частично или полностью заглубленными в землю. Сравнительно редко напорные резервуары строят наземными, т. е. незаглубленными. Наиболее широкое применение в мировой практике водопроводного строительства нашли резервуары из монолитного и сборного железобетона.

Формы и конструкции резервуаров весьма различны. При емкости резервуара до 3000 м³ воды строятся резервуары обычно из железобетона круглой формы в плане, при емкости резервуара больше 3000 м³ — из железобетона прямоугольной формы в плане.

Для подачи и отвода воды резервуары оборудуют трубопроводами, а также переливными и сливными трубами. В безнапорных резервуарах при насосных станциях вместо отводящих труб предусматривают всасывающие трубы насосов. Вся водопроводная арматура для управления резервуарами располагается за их пределами в специальной рядом расположенной камере. Иногда задвижки помещают в насосной станции или в отдельных колодцах.

Вместимость резервуара чистой воды складывается из регулирующего, противопожарного и объема воды, необходимого для собственных нужд водоочистительного комплекса.

Гидропневматические установки применяются для регулирования подачи воды в зданиях, а также вместо водонапорных башен. Установка представляет собой воздушно-водяной котел, заполненный в нижней части регулирующим объемом воды, а в верхней — сжатым воздухом. Требуемый напор воды создается давлением сжатого воздуха. Причем давление воздуха при нижнем положении уровня воды в котле должно быть эквивалентным высоте водонапорной башни, т. е. воздушно-водяной котел будет создавать тот же напор в сети, что и водонапорная башня.

Гидропневматические установки находят довольно широкое применение при водоснабжении животноводческих ферм и отдельных зданий в небольших водопроводах.

2.4. ВОДОПРОВОДНЫЕ СЕТИ

Общие сведения и классификация. Водопроводная сеть — один из основных, дорогостоящих и весьма ответственных элементов системы водоснабжения и представляет собой совокупность водопроводных линий (трубопроводов) для подачи воды к местам потребления.

Водопроводная сеть состоит из водоводов, магистральной сети и распределительных трубопроводов. Водоводы прокладывают для транспортирования воды от источника водоснабжения к очистным сооружениям и от резервуаров чистой воды к магистральной сети. Согласно СНиП водоводы укладывают не менее чем в две параллельные линии с расстоянием между ними от 10 до 100 м с пропускной способностью каждой из них не менее 70% расчетного расхода системы водоснабжения.

Магистральная сеть служит для транзитного транспортирования воды, а распределительная — для передачи воды из магистральной сети к потребителям.

Для управления движением воды и обеспечения надежности работы водопроводной сети в ней применяют различную водопроводную арматуру: запорно-регулирующую (задвижки, затворы, вентили), предохранительную (предохранительные клапаны, компенсаторы, монтажные вставки, воздушные вантузы и т. д.) и водоразборную (уличные водоразборные колонки и пожарные гидранты). Для изменения направления и диаметра трубопровода и устройства ответвлений применяют фасонные части.

Трубопроводы или их участки подразделяются по степени ответственности на три класса:

1-й класс — трубопроводы для объектов первой категории обеспеченности подачи воды, а также участки трубопроводов в зонах перехода через водные преграды и овраги, железные и автомобильные дороги первой и второй категорий и в местах, труднодоступных для устранения возможных повреждений объектов второй и третьей категорий обеспеченности подачи воды;

2-й класс — трубопроводы для объектов второй категории обеспеченности подачи воды (за исключением участков первого класса), а также участки трубопроводов, прокладываемые под усовершенствованными покрытиями автомобильных дорог для объектов третьей категории обеспеченности подачи воды;

3-й класс — все остальные участки трубопроводов объектов третьей категории обеспеченности подачи воды.

По начертанию в плане распределительную сеть разделяют на тупиковую (разветвленную), кольцевую (замкнутую) и комбинированную.

Проектирование водопроводной сети начинают с выбора и обоснования трасс линий на плане. Водопроводные сети трассируются исходя из условий обеспечения требуемой надежности и наименьших затрат на строительство. Составление схемы водопроводной сети населенных пунктов начинают с определения мест размещения водонапорной башни или напорного резервуара. Затем на план наносят линии водопроводной сети таким образом, чтобы они были равномерно распределены по всей территории, охватывая основных водопотребителей. Основные магистральные линии соединяют перемычками обычно через каждые 500 ... 1000 м. Глубина заложения водопроводных сетей принимается из условия незамерзания их зимой и нагрева летом, т. е. минимальная глубина заложения трубопроводов (от низа труб) должна быть на 0,3—0,5 м больше расчетной глубины промерзания грунта. На территории населенных пунктов водопроводные линии располагаются по обочинам дорог, параллельно границам застройки.

Водопроводные сети прокладывают из чугунных, стальных, асбестоцементных, железобетонных, пластмассовых и других труб. Для напорных водоводов и сетей, как правило, применяются неметаллические трубы (железобетонные напорные, асбестоцементные напорные, пластмассовые и др.). Отказ от применения неметаллических труб должен быть обоснован.

Чугунные напорные трубы применяются для сетей в пределах населенных пунктов, территорий промышленных и сельскохозяйственных предприятий.

Применение стальных труб допускается: на участках с расчетным внутренним давлением более 1,5 МПа; для переходов под железными и автомобильными дорогами, через водные преграды и овраги; в местах пересечения хозяйственно-питьевого

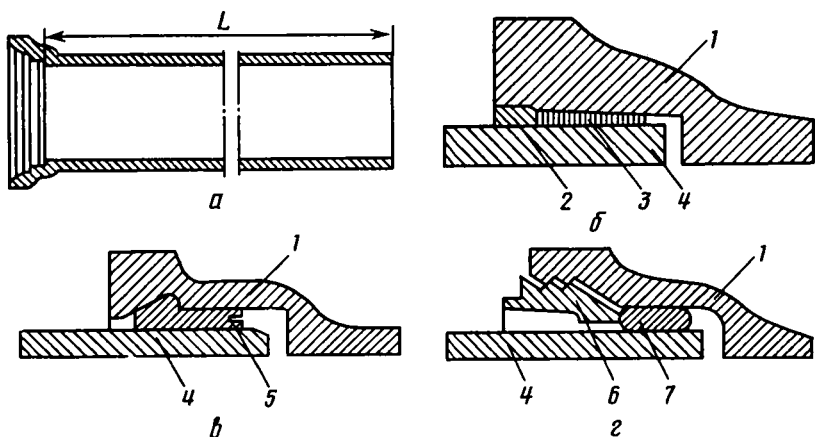


Рис. 5.14. Стыки чугунных труб:

а — общий вид; *б* — с асбестоцементной зачеканкой; *в* — с резиновым самоуплотняющимся кольцом; *г* — с резиновым уплотнительным кольцом; 1 — раструб; 2 — асбестоцементный наполнитель; 3 — жгут просмоленной пряди; 4 — гладкий конец трубы; 5 — резиновое самоуплотняющееся кольцо; 6 — упорное кольцо с резьбой; 7 — резиновое уплотнительное кольцо

водопровода с сетями канализации; при прокладке трубопроводов по автодорожным городским мостам, по опорам эстакад и в туннелях.

Чугунные трубы диаметром от 65 до 1200 мм и длиной от 2 до 7 м изготавливают из серого чугуна путем центробежного и полунепрерывного литья. Их применяют для прокладки наружных водопроводных сетей. Для предохранения от коррозии чугунные водопроводные трубы при изготовлении покрывают внутри и снаружи нефтяным битумом. Чугунные трубы соединяют между собой раструбными стыками (см. рис. 5.14). При таком соединении гладкий конец одной трубы вставляют в раструб другой, оставляя зазор 3 ... 5 мм, и заполняют образовавшееся кольцевое пространство уплотняющими материалами.

В целях обеспечения водонепроницаемости стыка сначала уплотняют раструбную щель просмоленной пеньковой прядью. Для удержания пеньковой набивки от выпирания давлением воды в оставшуюся часть раструбной щели вводят наполнитель из асбестоцемента (увлажненная смесь из 30% асбеста и 70% цемента) или пластичных материалов — свинца или алюминия.

Все шире применяют чугунные трубы с раструбными стыками на самоуплотняющихся резиновых манжетах. Резиновую кольцевую манжету вкладывают в раструб и смазывают графитно-глицериновой смазкой. Предварительно смазанный гладкий конец соединяемой трубы вводят в раструб с помощью натяж-

ного устройства или ломика. Окончательное самоуплотнение и герметизация стыка происходят под давлением воды.

Иногда применяют и другие конструкции раструбных стыков — с надвижными фланцами, с ввинчивающимися упорными кольцами.

Для осуществления на трубопроводах из чугунных труб поворотов и ответвлений при изменении диаметров труб, установке необходимой арматуры применяют специальные чугунные фасонные части (рис. 5.15 — см. форзац).

Недостатки чугунных труб — большая масса (примерно в 2—2,5 раза больше, чем стальных труб), сравнительно небольшое рабочее давление и пониженная сопротивляемость ударным нагрузкам.

Стальные трубы применяются в условиях, где требуется хорошая сопротивляемость динамическим нагрузкам и изгибающим усилиям, в водопроводных сетях, в которых внутреннее давление превышает 1,5 МПа. Стальные трубы в зависимости от их технологии изготовления бывают бесшовные и сварные. Бесшовные трубы получают путем прокатки стальных заготовок. При изготовлении сварных труб стальные полосы сворачивают в трубы и сваривают по шву. Сварные трубы дешевле бесшовных, но менее прочны.

Стальные трубы изготовляют разнообразных размеров: длина их колеблется от 2 до 12,5 м, толщина стенок — от 2,5 до 7,5 мм, внутренний диаметр — от 5 до 1400 мм. Соединяются между собой стальные трубы муфтовым, раструбным, фланцевым и сварным соединениями. Трубы малых размеров соединяются муфтами и применяют их для внутренних водопроводов.

Раструбные и фланцевые соединения по ГОСТу не предусмотрены и применяются в исключительных случаях.

Наиболее широкое применение получили сварные соединения стальных труб пяти типов (см. рис. 5.16): стыковое соединение; стыковое соединение, усиленное лепестковой муфтой; стыковое соединение с внутренними кольцами; раструбное соединение с внешней приваркой; раструбное соединение с внешней и внутренней приваркой. Стальные трубы обычно сваривают на поверхности земли и лишь иногда в траншее, по дну которой прокладывается трубопровод.

Недостаток стальных труб — это подверженность их коррозии. Коррозия металлических труб сокращает срок службы водопроводных линий до 5 ... 10 лет, служит причиной аварий и утечек и вызывает увеличение как строительных, так и эксплуатационных расходов в системах водоснабжения. При хорошей антикоррозийной изоляции срок службы стальных труб может быть от 25 до 30 лет.

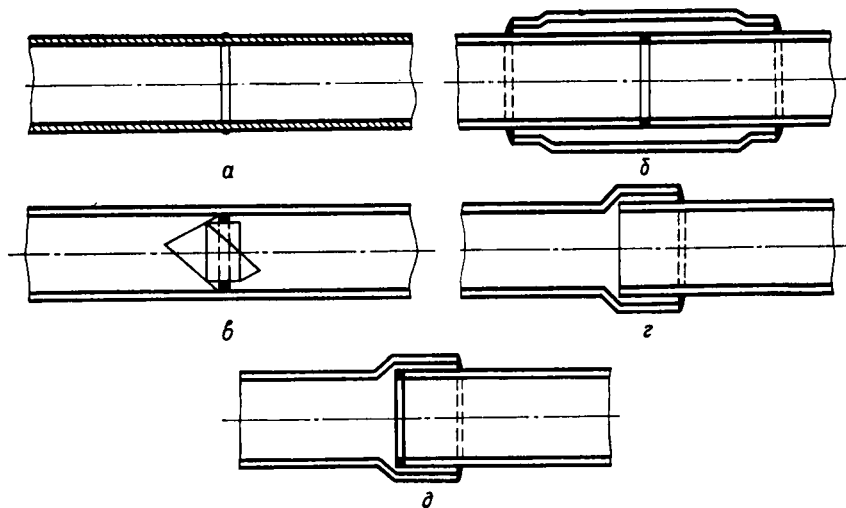


Рис. 5.16. Сварные соединения стальных труб:

а — стыковое; *б* — стыковое, усиленное лепестковой муфтой; *в* — стыковое с внутренними кольцами; *г* — раструбное с внешней приваркой; *д* — раструбное с внешней и внутренней приваркой

Применяемые методы защиты металлических труб (стальных и чугуновых) разделяют на пассивные и активные. При пассивных методах защиты металлических труб широко применяют нефтяные битумы с добавлением к ним измельченных наполнителей (цемента, асбеста и т. д.), повышающих прочность изолирующего материала.

При активных методах защиты металлических труб используют катодную и протекторную защиту, а также электрический дренаж.

Получили распространение трубы с внутренней и наружной пластмассовой и эмалевой облицовкой с повышенной пропускной способностью и долговечностью.

Асбестоцементные трубы изготавливают заводским способом из асбестоцементной массы (асбеста 20 ... 25%, цемента 75 ... 80%) трех классов: ВТ-6, ВТ-9, ВТ-12 — соответственно с максимальным внутренним давлением 0,60; 0,9 и 1,2 МПа. Асбестоцементные трубы всех классов имеют внутренний диаметр от 100 до 500 мм, изготавливаются длиной 3 ... 4 м. С тем чтобы можно было использовать чугуновые фасонные части для монтажа узлов асбестоцементных трубопроводов, наружный диаметр концов асбестоцементных труб обтачивают до диаметра чугуновых водопроводных труб. Асбестоцементные трубы стыкуют с помощью соединительных муфт. Герметичность стыка достигает-

ся применением специальных резиновых колец, зажимаемых между трубой и муфтой. Устройство жестких стыков для этих труб не допускается, так как это может привести к авариям.

Асбестоцементные трубы обладают следующими достоинствами: легкость и невысокая стоимость (они в 2 раза дешевле чугунных и в 1,5 раза — стальных), устойчивость против коррозии, небольшие гидравлические сопротивления, меньшая опасность замерзания воды в них ввиду слабой теплопроводности асбестоцемента и простота обработки.

Основной недостаток асбестоцементных труб — слабая сопротивляемость ударным нагрузкам. Поэтому они требуют бережного отношения при изготовлении, транспортировке и укладке.

Железобетонные трубы изготавливают методом виброгидропрессования и методом центрифугирования, диаметром от 500 до 1600 мм, длиной 5 м и толщиной стенок от 40 до 150 мм, трех классов. Трубы первого класса рассчитаны на внутреннее давление воды 1,5 МПа, второго класса — 1 МПа, третьего класса — 0,5 МПа. Железобетонные трубы бывают двух основных видов: с каркасом из тонкой листовой стали толщиной 0,5 ... 4 мм и с каркасом из продольной и поперечной спиральной предварительно-напряженной арматуры. Трубы изготавливают с раструбами с гладкими концами. Трубы с гладкими концами соединяются с помощью муфт. Однако раструбное соединение с резиновым кольцом — основной тип соединения железобетонных труб. При установке арматуры на железобетонных трубах применяют чугунные и сварные стальные фасонные части.

Железобетонные трубы обладают рядом достоинств, к которым можно отнести малый расход металла, долговечность, высокую коррозионную устойчивость. Они обладают диэлектрическими свойствами и постоянной пропускной способностью. К недостаткам следует отнести их большую массу.

Пластмассовые трубы изготавливают из полиэтилена и винилпласта (поливинилхлорида — ПВХ), т. к. эти пластмассы не влияют на качество воды, обладают водостойкостью, имеют высокую механическую прочность, термопластичны и поддаются сварке.

Пластмассовые трубы выпускают из полиэтилена низкой плотности (ПНП) и высокой плотности (ПВП) четырех типов: 0,25 МПа — легкий тип; 0,4 МПа — среднелегкий тип; 0,6 МПа — средний тип; 1 МПа — тяжелый тип. Трубы выпускают диаметром от 20 до 600 мм, длиной 5,5 ... 12 м. Трубы диаметром до 50 мм выпускают в бухтах длиной 150 ... 200 м.

Пластмассовые трубы между собой могут быть соединены сварными, клеевыми, раструбными, резьбовыми и фланцевыми стыками.

Пластмассовые трубы имеют ряд преимуществ перед металлическими: небольшая масса (в 14 раз легче металлических), коррозионно-стойкость, низкая теплопроводность и большая химическая стойкость, легко обрабатываются и стыкуются, обладают гибкостью и пластичностью, что позволяет укладывать их на закруглениях, в просадочных грунтах. Пластмассовые трубы не боятся блуждающих электротоков.

К недостаткам пластмассовых труб следует отнести: высокий коэффициент линейного расширения, при нагревании пластмассовых труб прочность их резко падает, поэтому их нельзя применять в оборотных системах водоснабжения для обратных линий (с нагретой водой), прокладывать в помещениях с высокой температурой и т. д.

Применение пластмассовых труб для сооружения водоводов с каждым годом увеличивается.

Эксплуатация водопроводной сети заключается в работах по профилактике и ремонту сети.

Профилактические работы заключаются в систематическом осмотре трассы водопроводных линий, колодцев, смонтированных в них узлов, водопроводной арматуры, пожарных гидрантов и водоразборных колонок с целью обнаружения дефектов и утечек (контрольный осмотр водомерных узлов, проверка утепления трубопровода и арматуры, очистка люков колодцев от снега и льда и т. д.).

Ремонтные работы подразделяются на плановые (предупредительные), текущие и аварийные. Плановым ремонтом обеспечивается предотвращение повреждений, вызываемых естественным износом арматуры колодцев и других частей сети. Сроки его проведения определяются износоустойчивостью и состоянием отдельных элементов сети. При текущем ремонте устраняют повреждения, происходящие в процессе эксплуатации. Ликвидация последствий аварий на сети в экстренном порядке осуществляется аварийными ремонтами. Причинами аварий могут быть такие явления, как гидравлический удар, температурные деформации и случайные механические повреждения. Опыт показывает, что наибольший процент повреждений приходится на стыки. В стальных трубах большое число повреждений обусловливается коррозией металла.

2.5. СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ ПОДЪЕМА ВОДЫ

Водоструйные установки применяют трех видов: гидроэлеваторы, в которых рабочая среда — вода; эжекторы,

в которых подъем жидкости происходит за счет энергии газа, выходящего из насадка, и инжекторы, в которых подъем жидкости происходит под давлением пара. Водоструйная установка состоит из центробежного насоса и струйного аппарата (см. рис. 5.17). Струйный аппарат состоит из сопла, камеры смешения, диффузора и приемной камеры (см. рис. 5.18). Принцип работы гидроэлеватора основан на увеличении всасывающей способности центробежного насоса за счет действия струйного аппарата. Вода с помощью центробежного насоса подается к соплу струйного аппарата, из которого она выходит с большой скоростью, образуя зону пониженного давления (разрежение), благодаря чему вода с расходом Q_0 по всасывающей трубе поднимается в камеру смешения и подходит к диффузору, где происходит турбулентное смешение потоков $Q_2 = Q_1 + Q_0$. Поднятая вода уносится рабочей струей в напорную трубу. Выходя из центробежного насоса, вода разделяется на две части: одна часть идет на работу струйного аппарата, другая — потребителю. Таким образом, часть воды постоянно циркулирует и процесс подъема воды осуществляется непрерывно.

Обычно объем рабочей жидкости в 1,5 ... 3 раза больше объема постоянно перекачиваемой жидкости. Центробежные насосы, применяемые в водоструйных установках, конструктивно не отличаются от серийных насосов.

Гидравлический расчет водоструйных установок заключается в определении такого режима работы, при котором достигается согласованность в работе центробежного насоса и водоструйной установки по расходам и напорам и обеспечивается устойчивый режим работы установки при подаче расчетного расхода потребителю. Водоструйные установки выбирают по паспортным данным: Q, H, N и η .

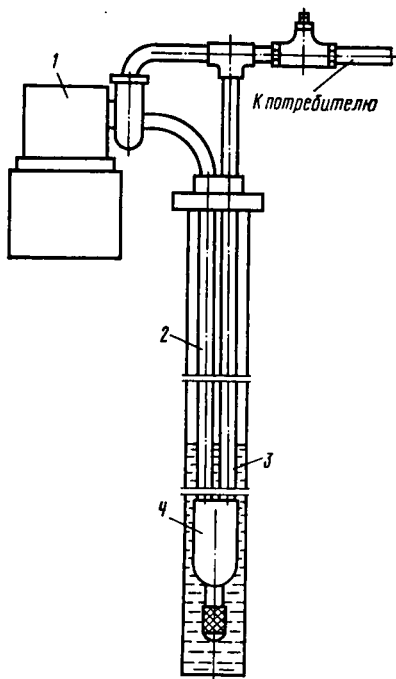


Рис. 5.17. Водоструйная установка:

1 — центробежный насос; 2 — водоподъемная труба; 3 — напорная труба; 4 — струйный аппарат

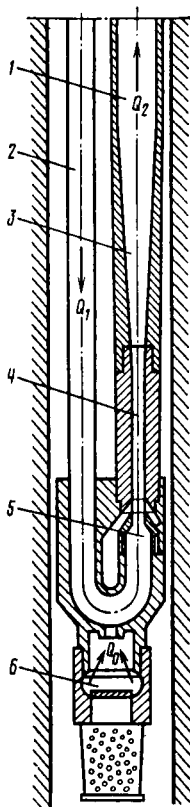
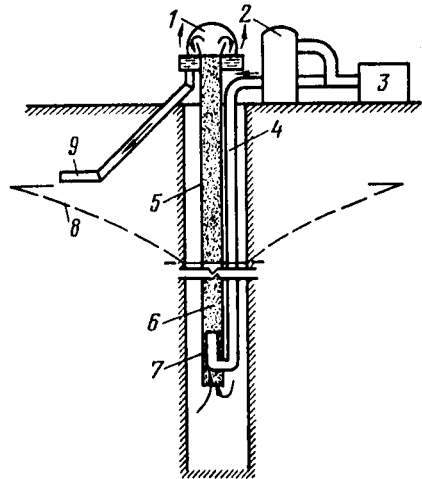


Рис. 5.18. Струйный аппарат:

1 — водоподъемная труба; 2 — напорная труба; 3 — диффузор; 4 — камера смешения; 5 — сопло; 6 — обратный клапан

Рис. 5.19. Эрлифт:

1 — приемный бак с отражателем; 2 — ресивер; 3 — компрессор; 4 и 5 — соответственно воздушная и водоподъемная трубы; 6 — водо-воздушная эмульсия; 7 — форсунка; 8 — кривая депрессии; 9 — трубопровод для отвода воды в сборный резервуар.



Водоструйные установки обладают хорошей способностью самовсасывания, высокой эксплуатационной надежностью и простотой конструкции, поэтому во многих странах мира они нашли широкое применение, хотя КПД их низкий ($\eta = 0,15 \dots 0,3$).

Эрлифты применяют для подъема воды из неглубоких трубчатых и шахтных колодцев. Действие эрлифтов основано на принципе использования разности плотности воды и водо-воздушной смеси. Эрлифт состоит из двух колонн труб, которые опускаются в колодец. Одна колонна труб называется *воздушной* и предназначена для подачи воздуха от компрессора к другой — *водоподъемной* трубе. По водоподъемной трубе после смешения в форсунке воды и воздуха водо-воздушная смесь поднимается и изливается в приемный бачок (см. рис. 5.19).

Гидравлический расчет эрлифта сводится к определению глубины погружения форсунки H , расхода воздуха V , требуемого для подъема заданного расхода воды Q , необходимого

давления и мощности компрессора, обслуживающего эрлифтную установку.

Глубина погружения форсунки h_0 определяется опытным путем в зависимости от КПД эрлифта. Для определения H введем коэффициент погружения k , который характеризуется отношением глубины погружения эрлифта, считая до верха форсунки, к геодезической высоте подъема воды, считая от динамического уровня, т. е. $k=H/(H-h_0)$.

Наиболее эффективная работа эрлифта создается при значениях коэффициента нагружения k от 1,7 до 3,0. При значениях $k < 1,7$ КПД эрлифта резко падает, а при $k > 3$ резко повышается расход электроэнергии. При выборе значения k можно воспользоваться рекомендациями Я. С. Суреньянца:

h , м	До 15	15...30	30...60	60...90	90...100
η	0,59...0,57	0,57...0,54	0,54...0,50	0,5...0,41	0,41...0,4
k	3...2,5	2,5...2,2	2,2...2,0	2...1,75	1,75...1,65

После установления η и выбора k определяют расход сжатого воздуха, необходимого для подъема эрлифтом заданного расхода воды Q , м³/с:

$$V = 1,2QV_0, \quad (5.14)$$

где V_0 — удельный расход воздуха (м³), необходимый для подъема 1 м³ воды;

$$V_0 = h \left/ \left[2,3\eta \lg \frac{h(k-1) + 10}{10} \right] \right. . \quad (5.15)$$

Расчетное рабочее давление сжатого воздуха при действии эрлифта можно определить из формулы

$$p_p = H - h + \sum h_{\text{пот}}, \quad (5.16)$$

где $\sum h_{\text{пот}}$ — суммарные потери напора в воздухопроводе от компрессора до входа в эрлифт; $\sum h_{\text{пот}} \approx 5$ м.

Водо-воздуховоды эрлифтов собирают из стальных труб. Диаметр водоподъемных труб рекомендуется принимать из расчета скорости движения эмульсии у форсунки v_ϕ не менее 3 м/с по формуле

$$d_\phi = \sqrt{\frac{Q}{0,785v_\phi} \left[1 + \frac{10V_0}{h(k-1) + 10} \right]}. \quad (5.17)$$

Диаметр водоподъемной трубы эрлифта параллельной системы при изливе из расчета скорости излива $v_n = 8 \dots 10$ м/с будет:

$$d_n = \sqrt{\frac{Q}{0,785} (1 + V_0)}. \quad (5.18)$$

Диаметр воздухопровода устанавливают по скорости движения сжатого воздуха (5 ... 10 м/с).

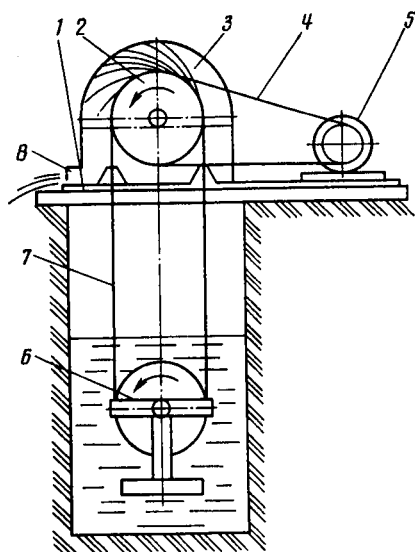


Рис. 5.20. Ленточный водоподъемник:

1 — рама; 2 — ведущий шкив; 3 — кожух;
4 — приводной ремень; 5 — двигатель; 6 —
натяжное устройство; 7 — рабочая лента;
8 — штуцер для слива воды

32×11 мм) из прорезиненных материалов или другого упругого и эластичного материала, натянутые между ведущим шкивом и роликом натяжного устройства (см. рис. 5.20). При быстром вращении лента (шнур), пробегая под водой, смачивается и захватывает воду, которая в виде пленки выносится лентой (шнуром) на поверхность. Ввиду большой скорости движения ленты (шнура) вода удерживается на ленте (шнуре) и не стекает вниз, в колодец.

При пробегании ленты по верхнему ведущему шкиву под действием центробежной силы вода отрывается от ленты (шнура) и отбрасывается в кожух водоприемника. Собранная кожухом вода стекает через слив в емкость или водопойный лоток.

Производительность ленточных (шнуровых) водоподъемников зависит от ширины ленты (вернее, от смоченного периметра), шероховатости ее поверхности и от скорости движения ленты (шнура). По В. Н. Машкову

$$Q = \chi (2,14v - 6,33k_m), \quad (5.19)$$

где χ — смоченный периметр ленты (шнура), мм; v — скорость движения ленты (шнура), м/с; k_m — коэффициент, зависящий от шероховатости ленты (шнура); $k_m = 0,37 \dots 0,68$.

Форсунка для впуска воздуха представляет собой участок трубы со сверлеными отверстиями диаметром от 4 до 6 мм, причем площадь отверстий форсунки в 2...3 раза больше площади сечения воздуховода.

К достоинствам эрлифта можно отнести: простоту устройства, высокую надежность в эксплуатации, возможность подъема воды из искривленных и пескующих скважин и т. д. Недостаток эрлифтных установок — это сравнительно низкий КПД, достигающий 0,25...0,35.

Ленточные и шнуровые водоподъемники находят широкое применение для подъема воды из шахтных колодцев на пастбищах. Основной рабочий орган водоподъемников — гибкая лента, шнур (32×7 или

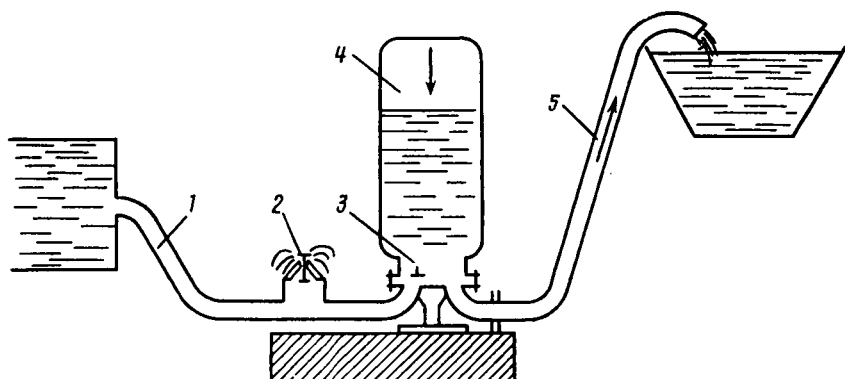


Рис. 5.21. Гидравлический таран:

1 — питательная труба; 2 — ударный клапан; 3 — нагнетательный клапан; 4 — воздушный колпак; 5 — нагнетательная труба

В зависимости от шероховатости, скорости движения ленты (шнура) и высоты подъема воды, КПД ленточного (шнурового) водоподъемника колеблется от 0,25 до 0,6.

На практике высота подъема воды ленточными (шнуровыми) водоподъемниками не превышает 30 м.

Гидравлические тараны работают за счет энергии гидравлического удара. Они просты по конструкции и надежны в работе, поэтому широко применяются в пастбищном и полевом водоснабжении.

Гидравлический таран (см. рис. 5.21) состоит из резервуара, питающего трубопровода, рабочей камеры с ударным и нагнетательными клапанами, воздушного колпака и нагнетательного трубопровода.

Таран устанавливают на более низкой отметке, чем резервуар с водой, и длину подводящего трубопровода выбирают из того условия, чтобы в нем могла образоваться ударная волна достаточной продолжительности и силы.

Работа гидравлического тарана заключается в следующем. Когда открыт ударный клапан, вода по питательной трубе через клапан устремляется наружу с возрастающей скоростью. В тот момент, когда давление скоростного напора воды на ударный клапан превысит его массу, клапан мгновенно закрывается, возникает гидравлический удар в питающем трубопроводе, давление в камере резко возрастет. В это время открывается нагнетательный клапан, и вода под давлением положительной волны гидравлического удара устремляется в воздушный колпак и в нагнетательный трубопровод. Когда ударная волна перейдет в

отрицательную фазу, давление в камере упадет, нагнетательный клапан закроется, а ударный клапан под действием собственного веса и атмосферного давления откроется. Через ударный клапан вода вновь будет вытекать наружу, и цикл работы гидротарана повторится.

У гидравлических таранов при оптимальных условиях работы КПД колеблется от 0,6 до 0,8.

Контрольные вопросы и задания. 1. Расскажите об особенностях сельскохозяйственного водоснабжения. 2. Какие выделяют схемы сельскохозяйственного водоснабжения? 3. Что такое норма водопотребления? 4. Какие элементы содержит система водоснабжения? 5. Как определяют расчетные расход и напор насосной станции водоснабжения? 6. Какие применяются средства водоподдачи в системах водоснабжения?

Раздел 6. ГИДРОПНЕВМОТРАНСПОРТ

Глава 1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Основные сведения. Высокая концентрация и специализация производства в агропромышленном комплексе требуют нового решения механизации и автоматизации технологических процессов, особенно в области транспортирования различных материалов. Так, например, на свиноводческом комплексе по выращиванию и откорму 108 тыс. голов ежегодно транспортируют и раздают до 600 т жидких кормов и удаляют до 1 млн м³ навозных стоков (при гидросмывном способе уборки навоза). Такую задачу с наиболее экономичными показателями может решить только гидропневмотранспорт. Его достоинства — непрерывность процесса, высокий коэффициент эксплуатационной надежности, простота устройства, сохранность транспортируемого материала, гигиеничность, удобство эксплуатации и возможность автоматизации процессов.

Гидропневмотранспорт — это комплекс устройств и оборудования, предназначенных для перемещения продуктов сельскохозяйственного производства и материалов посредством жидкости (в жидком состоянии) или воздуха (в сухом состоянии).

В сельскохозяйственном производстве гидропневмотранспорт используют:

для приготовления и транспортирования жидких кормов на животноводческих предприятиях, транспортирования навоза внутри зданий и к местам переработки, хранения или использования;

для транспортирования сыпучих материалов, например зерна, минеральных удобрений.

Гидропневмотранспорт позволяет полностью перейти на комплексную механизацию погрузочно-разгрузочных работ почти всех материалов сельскохозяйственного производства.

Кроме того, гидропневмотранспорт попутно позволяет произвести ряд технологических процессов: охлаждение, подсушивание, увлажнение и очистку от примесей и пыли.

Классификация гидропневмотранспортных установок. Гидротранспортные установки подразделяют на напорные и безнапор-

ные. Если технологический процесс достаточно обеспечен водой, а трубопровод имеет надлежащий уклон, то применяют более простые и дешевые безнапорные установки. Для раздачи кормов, заменителей цельного молока в связи со сложностью гидравлических линий применяют напорные установки. Для уборки навоза из животноводческих помещений и дальнейшей транспортировки его на место хранения или на поля орошения применяют комбинированные установки.

Общая классификация гидропневмотранспортных установок приведена на рисунке 6.1 (см. форзац).

Пневматические установки по способу создания разности давления делятся на установки всасывающего, нагнетательного и смешанного типов. Они могут быть стационарные и мобильные. Стационарные используют для удаления навоза, транспортирования молока, приготовления и раздачи кормовых смесей на зерноскладах; мобильные — для перегрузки зерна, погрузки сена, соломы, силоса и птицы.

По величине развиваемого напора установки делятся на низконапорные с давлением до 0,5 МПа, средненапорные — с давлением от 0,5 до 1 МПа и высоконапорные — с давлением выше 1 МПа.

По способу создания напора их делят на насосные, компрессорные, насосно-компрессорные и гидростатические.

В зависимости от гидравлической схемы работы гидропневмотранспортных установок они делятся на простые и сложные.

Безнапорные установки применяются при удалении навоза из помещений, а также при межоперационных перемещениях зерна в аэролотках.

Гидравлические безнапорные установки можно разделить на системы прямого смыва, рециркуляционные и самотечные.

Кормопроводы могут быть стальные, пластмассовые, керамические, асбестоцементные и стеклянные; навозопроводы — чугунные, асбестоцементные, керамические, пластмассовые, стальные и резиноканевые.

При разработке гидропневмотранспортных установок учитывают физико-механические свойства перемещаемых материалов.

Глава 2. КЛАССИФИКАЦИЯ, ОСНОВНЫЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И РЕОЛОГИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРОСМЕСЕЙ

Классификация и основные физико-механические свойства. Если несущая среда — капельная жидкость, то такой трубопроводный транспорт называется *гидравлическим*; если несущая среда газ — *пневматическим*.

Физико-механические свойства гидросмесей определяются свойствами составляющих жидкой и твердой частей.

В сельскохозяйственных технологических процессах в качестве жидкой составляющей гидросмеси используются вода, обрат, жомовая вода и жидкие физиологические выделения животных; в качестве твердой составляющей — корм, твердые фракции биологических отходов животных и т. д.

Температура гидросмесей обычно находится в пределах от 5 до 100°C.

К основным физико-механическим свойствам гидросмесей относят: плотность, механическую крупность, гидравлическую крупность, влажность, вязкость, липкость (адгезия) и др.

Удельная плотность гидросмеси определяется отношением твердой фракции к жидкой. Она зависит от температуры и концентрации гидросмеси и в расчетах выражается зависимостью

$$\rho_r = \frac{\rho_t - \rho_{ж}}{\rho_{ж}},$$

где ρ_t — плотность твердой фракции, кг/м³; $\rho_{ж}$ — плотность жидкой фракции, кг/м³.

Твердая часть (крупность частиц) гидросмеси оказывает существенное влияние на работу гидропневмотранспортных установок.

Механическая крупность частиц характеризуется геометрическими размерами твердой фракции компонента гидросмеси и классифицируется следующим образом:

крупная (размер частиц твердого компонента достигает 200 мм. Сюда относят корнеклубнеплоды — картофель, свеклу, морковь и др.);

мелкая (к ней относят зерновые материалы с крупностью частиц от 2 до 10 мм);

грубодисперсная (размер частиц от 2 до 7 мм. Это продукты переработки сельскохозяйственных материалов — жом; дробленые корнеклубнеплоды, отходы крупяной промышленности);

тонкодисперсная (к этим гидросмесям относятся запаренный протертый картофель, патока, заменитель цельного молока, кормовые пасты и др. Размер частиц — от коллоидной смеси до 0,5 мм);

неоднородная (размер частиц — от коллоидных до 70 мм).

При транспортировании гидросмесей с крупными частицами активную роль в переносе твердой фракции играет жидкость.

Транспортирование гидросмесей мелкими частицами характеризуется прерывным взвешенным перемещением твердых частиц по вертикали трубопровода.

Грубодисперсные частицы при транспортировании находятся во взвешенном состоянии благодаря турбулентному режиму движения.

Тонкодисперсные гидросмеси также перемещаются при турбулентном режиме, где твердые компоненты по сечению распределяются равномерно. Скорость перемещения достигает 1,5 м/с. Однородность этих гидросмесей с высокой концентрацией твердых компонентов обладает псевдопластичностью или чисто пластичными свойствами.

Неоднородные гидросмеси при размере твердых частиц до 0,5 мм перемещаются во взвешенном состоянии, размером 6... 8 мм — прерывным взвешиванием, а частицы более 10 мм — прерывным взвешиванием в пристенной части или волочением по нижней стенке трубы.

Влияние компонентного состава гидросмесей таково, что тонкодисперсные смеси можно отнести приближенно к структурным жидкостям, грубодисперсные — к неоднородным смесям.

Гидравлической крупностью твердых частиц в гидросмеси называется скорость равномерного выпадания их в осадок. Она зависит от геометрической формы и размеров частиц, плотности образующего ее вещества и от вязкости жидкой фракции. Гидравлическая крупность обозначается ω для тонкодисперсных и неоднородных материалов и вычисляется по формуле

$$\omega = \frac{0,545d^2a}{\mu}, \quad (6.2)$$

где d — средний диаметр частиц, мм; a — насыщение потока транспортируемым продуктом; μ — динамическая вязкость жидкости в гидросмеси.

$$a = \frac{\rho_r - \rho_{ж}}{\rho_r}.$$

В качестве примера следует сказать, что концентрированные гидросмеси имеют частицы от 0,5 до 1,5 мм.

Комбикорма характеризуются средним размером частиц (модулем): мелкие 0,2... 1,0; средние 1,0... 1,8; крупные 1,8... 2,6 мм.

Фракционный состав зерновых (целых и измельченных) разнообразен: для мучных кормов размеры частиц имеют значения от 0,53 (мука просяная) до 2,39 мм (мука рыбная); для целого зерна — от 3,9 (зерно пшеницы) до 5,6 мм (зерно гороха).

Твердые экскременты навоза представляют собой полидисперсную гидромассу, содержащую до 30% коллоидных частиц. Фракционный состав навоза зависит от рациона кормления.

Таким образом, при гидропневмотранспорте сельскохозяйственных кормовых и навозных масс необходимо учитывать размеры частиц, которые по своему гранулометрическому составу могут быть тонкодисперсными с размером частиц от 0,001 до

0,2 мм, неоднородными, размеры частиц в которых колеблются от коллоидных до 7,0 мм, и грубодисперсными с размером частиц от 2,0 до 70 мм.

Коэффициент трения твердой составляющей гидросмеси имеет широкие пределы изменения: статический — 0,68 ... 1,64; динамический — 0,31 ... 1,46. Кроме того, коэффициенты трения зависят от конструкционного материала, состояния поверхности, с которой контактирует транспортируемая гидро-или пневмосмесь, скорости движения, давления и других факторов.

Седиментация (осаждаемость) тонкодисперсных сельскохозяйственных гидросмесей зависит от растворимости в воде и образования структуры. Так, для заменителей молока основная масса растворяется в воде и лишь незначительная ее часть идет в осадок.

Для плохо растворяющихся кормовых материалов в воде происходит очень быстрое расслоение.

В зависимости от гранулометрического состава, концентрации, способа приготовления жидкостей скорость осаждения их колеблется от $0,069 \cdot 10^{-5}$ до $300 \cdot 10^{-5}$ м/с.

Удельный вес сельскохозяйственных гидросмесей колеблется от 8900 до 11 280 Н/м³, а компонентов, входящих в состав гидросмесей, — в значительно больших пределах — от 6000 до 26 000 Н/м³.

Консистенция гидросмеси представляет собой степень насыщения твердым компонентом и выражается объемными или весовыми соотношениями

$$C = \frac{\rho_r - \rho_n}{\rho_r - \rho_n} 100\% = \frac{\gamma_r - \gamma_n}{\gamma_r - \gamma_n} 100\%. \quad (6.3)$$

Влажность гидросмеси — это доля воды, содержащаяся в массе смеси, выраженная в процентах:

$$W = \frac{m - m_c}{m} 100\%, \quad (6.4)$$

где m — масса влажной смеси, кг; m_c — масса сухой смеси, кг.

По зоотехническим требованиям влажность кормосмесей для свиней не должна превышать 65%. Кормовая смесь может иметь влажность в пределах 85 ... 90%, но вся влага будет в свободном состоянии. Последняя гидросмесь транспортируется лучше.

Реологические параметры гидросмесей характеризуются необратимыми остаточными деформациями и течением разнообразных вязких и пластичных материалов.

Реологию можно рассматривать как механику реальных, сплошных сред, заимствуя в определенной степени основные положения теории упругости, пластичности и гидродинамики.

Основные реологические параметры — вязкость ньютоновская, эффективная, пластическая, модули упругости, предельное напряжение сдвига, ползучесть, период релаксации.

Для определения реологических параметров гидросмеси чаще всего используют ротационные вискозиметры, которые имеют два концентрических цилиндра — внутренний и внешний. Для измерения наибольшей вязкости в области неразрушенной структуры, модуля упругости, периода релаксации и других свойств применяют приборы с тангенциальным смещением пластин или осевым смещением цилиндров.

Вязкость — одна из главных причин гидравлических сопротивлений и потерь энергии движущихся гидросмесей. Кормовые и навозные массы — это неньютоновские жидкости, ибо их вязкость зависит от скорости деформации.

Для этих материалов касательная сила трения выражается зависимостью

$$\tau = \tau_0 + \eta \frac{du}{dr},$$

где τ_0 — предельное напряжение сдвига; η — структурная вязкость; du/dr — градиент скорости.

Для большинства кормосмесей с увеличением скорости сдвига вязкость уменьшается до определенного предела, а затем остается практически постоянной. С уменьшением консистенции и с увеличением влажности вязкость и предельное напряжение сдвига уменьшаются. Вязкостные свойства кормосмесей в большей степени зависят от температуры. При этом у большинства кормосмесей вязкость и предельное напряжение сдвига уменьшаются при повышении температуры. Для кормов, содержащих крахмал, наблюдается повышение вязкости при увеличении температуры за счет того, что происходит набухание материала.

Вязкость заменителей молока изменяется в зависимости от его состава в пределах от 0,03 до 0,15 Па·с. Повышение температуры заменителей молока сопровождается уменьшением вязкости, и в диапазоне температур 70...80°C вязкость заменителя молока приближается к вязкости воды.

Вязкость навозных масс изменяется в больших пределах — от 0,7...0,006 Па·с (крупного рогатого скота) до 0,38...0,004 Па·с (свиней) в зависимости от влажности, содержания подстилки в навозе, рациона кормления, температуры и других факторов.

Вязкость навоза возрастает с увеличением содержания в нем подстилки, но в этом случае вязкость снижается за счет разбавления его водой. Коровий навоз обладает значительно большими вязкостью и сопротивлением сдвигу, чем свиной.

При определенных условиях кормовые и навозные массы при скоростях сдвига свыше 0,5...1,0 с⁻¹ проявляют тиксотропные

свойства. Если за меру тиксотропности брать отношение максимальной и минимальной вязкости, то для кормовых и навозных масс он колеблется в пределах от 1,5 до 2,0.

В общем случае вязкость кормовых и навозных гидросмесей характеризуется значениями от 0,0034 до 20,4 Па·с, а напряженье сдвига — от 0,15 до 382,2 Па.

Липкость, или адгезионные свойства гидросмесей, характеризует взаимодействие последних с материалом трубопроводов.

Адгезионные свойства кормовых и навозных масс, так же как и вязкостные, определяются составом рассматриваемого материала, влажностью, температурой и другими факторами. Адгезия (липкость) кормосмесей колеблется в диапазоне 10...1300 Па, а навозных масс — от 40 до 2000 Па.

В расчетах численные значения адгезии не используются, однако по их величине можно судить о силе прилипания гидросмесей.

Радиус растекания жидких кормов и навозных масс колеблется в пределах 0,18...0,25 м и зависит от вида конструкционного материала, адгезии и вязкости.

Глава 3. ТРАНСПОРТИРУЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ПОТОКА

Транспортирующая способность потока — это такое его состояние, при котором он перемещает максимально возможное количество материала.

Движение неньютоновских жидкостей по трубам и лоткам характеризуется целым рядом особенностей по сравнению с движением ньютоновских жидкостей.

Класс неньютоновских жидкостей — вязкопластичных — обычно называют *бингемовской жидкостью*, названной в честь американского ученого Бингема.

К числу таких жидкостей относятся суспензии и коллоидные растворы, состоящие из двух фаз — твердой и жидкой, кормовые и навозные смеси.

Реологические свойства бингемовской жидкости характеризуются в основном двумя параметрами: начальным напряжением сдвига и бингемовской, или пластической, вязкостью:

$$\mu_{пл} = (\tau - \tau_0) / \frac{du}{dr}. \quad (6.6)$$

В некоторых случаях при гидравлических расчетах пользуются эффективной (кажущейся) вязкостью

$$\mu_{э} = \mu_{пл} + \tau_0 / \frac{du}{dr}. \quad (6.7)$$

Для начального движения неньютоновской жидкости необходимо создать разность давления, соответствующую возникающему в жидкости касательному напряжению τ и ее начальному напряжению сдвига τ_0 . Это объясняется наличием пространственной решетки, когда жидкость находится в покое. В дальнейшем вся масса жидкости отрывается от стенок трубопровода и движется первоначально как одно целое с одинаковыми скоростями для всех частиц, по мере увеличения разности давления возрастает и скорость движения жидкости. В центральной части поперечного сечения возникает так называемое центральное ядро, и жидкость снова продолжает двигаться как твердое тело. Это так называемый структурный режим движения. При повышении разности давления центральное ядро уменьшается, а область ламинарного режима увеличивается, и при дальнейшем возрастании Δp структурный режим полностью перейдет в ламинарный. Но ламинарный режим полностью не существует, так как еще при наличии центрального ядра зарождается турбулентное движение. Следовательно, структурный режим переходит непосредственно в турбулентный.

Количественная оценка транспортирующей способности потока — критическая скорость. При критической скорости транспортирования поток максимально насыщен твердыми частицами материала и транспортирующая способность потока используется полностью. Добавки материалов в такой поток приводят к выпаданию твердых частиц на дно.

Для определения значения критической скорости при движении гидросмеси в литературе предложено множество эмпирических формул и зависимостей, в разной степени удовлетворяющих практике.

При практических расчетах чаще всего поступают следующим образом. По формуле

$$v_{кр} = 0,25 \sqrt{\tau_0 / \rho g} \quad (6.8)$$

находят критическую скорость и, сравнивая ее со средней скоростью потока v , устанавливают характер режима: при $v < v_{кр}$ — режим структурный, при $v > v_{кр}$ — режим турбулентный.

В заключение следует отметить, что режим течения неньютоновских жидкостей устанавливается по критическому значению обобщенного числа Рейнольдса.

Глава 4. НАПОРНЫЙ И БЕЗНАПОРНЫЙ ГИДРОПНЕВОТРАНСПОРТ

Напорным гидروпневмотранспортом называется такой транспорт, когда гидравлическая смесь перемещается под давлением. Перемещение гидросмеси может происходить в гори-

зонтальной и вертикальной плоскостях по сложной криволинейной траектории. Напорный гидропневмотранспорт делится на компрессорный, насосно-компрессорный, насосно-напорный и насосно-всасывающий.

Безнапорное движение осуществляется преимущественно по открытым лоткам и металлическим желобам под действием сил тяжести.

В сельскохозяйственном производстве безнапорный гидротранспорт, например, применяется при очистке от навоза животноводческих помещений. Гидравлические безнапорные установки можно разделить на системы прямого смыва, рециркуляционные и самотечные.

К безнапорному пневмотранспорту относятся аэрожелоба, где при помощи вентилятора создается поток воздуха, который при помощи чешуйчатой решетки направляется в слой зерна (или другого сыпучего материала) и переводит последний в псевдооживленное состояние. Транспортировка сыпучего материала в этом состоянии происходит за счет сил тяжести в сторону уклона аэрожелоба.

Характеристика работы напорного и безнапорного гидротранспорта — критическая скорость.

Критической скоростью называется такая скорость движения гидросмеси, при которой большая часть твердой фазы, содержащейся в потоке, полностью перемещается, не осаждаясь на дне трубопровода. Для нормальной работы напорного гидротранспорта необходимо, чтобы скорость движения смеси была равна или несколько превышала критическую. Анализ ряда эмпирических формул для определения критической скорости показал, что она зависит от гранулометрического состава гидросмеси, его гидравлической крупности, удельного веса частиц и диаметра трубопроводов.

При проектировании безнапорного гидротранспорта основной параметр — это уклон дна, который должен обеспечить такую скорость гидросмеси, чтобы крупные частицы не выпадали на дно (не заиливали).

После определения уклона необходимо вычислить скорость и сравнить ее с критической. Уклон лотка (желоба) увеличивают до получения равенства $v_{кр} = v$.

Глава 5. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ГИДРОПНЕВОТРАНСПОРТА

Основные расчетные параметры гидропневмотранспортной системы — диаметр труб, толщина стенки и их материал. В непосредственной связи с диаметром труб находятся потери давления (напора).

Диаметр трубопровода для транспортирования гидросмеси вычисляется из уравнения неразрывности потока

$$Q = \omega v = \text{const.} \quad (6.9)$$

Средняя скорость транспортирования смеси определяется технико-экономическими расчетами из условия $v_k < v < 2$ м/с, где $v_k = 0,6 \dots 0,8$ м/с — скорость самоочистки труб.

По найденному значению диаметра выбирается стандартный диаметр трубопровода, уточняется скорость движения гидросмеси и делается проверка выполнения условия ($v_k < v < 2$ м/с).

По обобщенному критерию Рейнольдса определяют режим движения жидкости.

Обобщенный критерий Рейнольдса для бингамовских жидкостей может быть вычислен по формулам

$$\text{Re}^* = \frac{\text{Re}}{1 + 1/6 (\tau_0 d / \mu v)} = \frac{\text{Re}}{1 + 1/6 \sin}, \quad (6.10)$$

где $\text{sen} = \tau_0 d / \mu v$ — критерий Сен-Венона (Ильюшина) — характеристика пластических свойств жидкости для кормовых смесей.

$$\text{Re}^* = \frac{1}{\frac{\mu}{v d \rho} + \frac{\tau}{6 v^2 \rho}}. \quad (6.11)$$

Если $\text{Re}^* < 1500 \dots 5000$, то имеет место переходный режим движения. И в этом случае диаметр трубы и скорость выбраны правильно.

Если $\text{Re}^* > 1500 \dots 500$, то режим движения турбулентный и в трубопроводе будут иметь место чрезмерно большие потери давления. Поэтому необходимо увеличить диаметр и уменьшить скорость движения гидросмеси в трубопроводе.

При влажности кормовых и навозных масс свыше 95% можно применять турбулентный режим. И расчет ведут по тем же закономерностям, как и для воды.

При расчете потерь давления руководствуются следующим: режим движения кормовых смесей — структурно-гидравлические сопротивления при транспортировании кормовых смесей пропорциональны объемному расходу или скорости; при одинаковом объемном расходе потери давления возрастают с уменьшением диаметра трубопровода; увеличение потерь давления опережает уменьшение площади поперечного сечения трубопровода; снижение стоимости трубопровода (за счет уменьшения диаметра) вызывает повышение потерь давления.

Потери давления (напора) в основном зависят от структурной вязкости и предельного напряжения сдвига.

Гидравлический расчет гидропневмопроводов проводят по упрощенной формуле Букингема

$$i = \frac{16\tau_0}{3\gamma d} + \frac{32v\eta}{\gamma d^2}, \quad (6.12)$$

где i — гидравлический уклон; τ_0 — начальное напряжение сдвига; η — структурная вязкость; v — средняя скорость гидросмеси, м/с.

$$\tau_0 = \frac{3id\rho g}{16}; \quad \eta = \frac{d^2\rho g}{32v}(i - i_0), \quad (6.13)$$

где i_0 — начальный гидравлический уклон, соответствующий нулевой скорости.

Потери давления можно вычислить по методике Дарси — Вейсбаха на основании формул

$$\Delta p_{\text{дл}} = \frac{\lambda l}{d} \frac{v^2}{2} \rho; \quad \lambda = 64/\text{Re}^*. \quad (6.14)$$

Местные потери давления рекомендуется рассчитывать, как потери на некотором дополнительном участке основного трубопровода l_3 :

$$l_3 = (\xi/\lambda) D,$$

где D — диаметр трубопровода, мм.

Потери давления на подъем h гидросмеси вычисляют по формуле

$$\Delta p_{\text{п}} = R \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_0}, \quad (6.15)$$

где $\rho_{\text{г}}$ — плотность гидросмеси, кг/м³; ρ_0 — плотность жидкой составляющей (воды), кг/м³.

Расход жидкости при структурном режиме может быть определен по упрощенной формуле Букингема

$$Q = \frac{\pi r^4}{8\mu L} \left(\Delta p - \frac{4}{3} \Delta p_0 \right), \quad (6.16)$$

где r — радиус трубопровода, мм; Δp — приложенная разность давления, Па; Δp_0 — разность давления, соответствующая началу движения жидкости ($\Delta p_0 = p_1 - p_2 = 4\tau_0 l/d$), Па; L — длина объема жидкости внутри трубы, мм; l — длина трубопровода, м.

Давление, которое необходимо создать в начале трубопровода, чтобы обеспечить заданную подачу гидротранспортной установки, вычисляют по зависимости

$$p_{\text{н.у}} = (\Delta_{\text{к}} - \Delta_{\text{н}}) \rho g + \Delta p, \quad (6.17)$$

где $\Delta_{\text{к}}$, $\Delta_{\text{н}}$ — соответственно отметки центров тяжести начального и конечного сечения трубопровода; Δp — общие потери давления в гидросети, Па.

В заключение следует сказать, что к настоящему моменту сложились следующие практические методы расчета гидротранспорта:

основанные на опытных данных, которые характеризуются интегральными кривыми, или табличных данных;

на основании сравнения интегральных характеристик воды и гидросмеси;

по эмпирическим формулам, полученным на базе обобщения опытного материала по исследованию гидротранспорта;

основанные на теоретических предположениях о закономерностях движения гидросмесей.

Глава 6. ТИПОВЫЕ СХЕМЫ ГИДРОПНЕВОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

6.1. ГИДРОПНЕВОТРАНСПОРТ ДЛЯ НАВОЗА НА ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Гидравлическая уборка навоза из животноводческих помещений имеет несколько вариантов, но в основе ее лежат две системы: прямоточная и обратная.

Для транспортирования навоза в навозохранилище применяются напорные, напорно-всасывающие и безнапорные установки. Напорные установки могут быть насосными и компрессорными, а напорно-всасывающие установки чаще всего представлены вакуумно-компрессорными. Безнапорные установки применяются в том случае, если уклон местности позволяет достичь необходимой разности геодезических отметок.

На поля фильтрации навоз из навозохранилищ транспортируется напорными гидротранспортными установками.

Из помещений навоз убирают напорными и безнапорными гидравлическими системами. К безнапорным системам относят: смывные, отстойно-лотковые (шлюзовые), комбинированные и самотечные.

Гидросмыв может осуществляться прямым и рециркуляционным способами. При прямом смыве навоз удаляют струей воды, создаваемой давлением от сети или подкачивающим насосом. Этот способ требует большого количества воды, поэтому он применяется только в хозяйствах, имеющих достаточное количество воды, а рециркуляционный способ в нашей стране не применяется.

Отстойно-лотковая система периодического удаления навоза состоит из продольных и поперечных каналов, закрытых по всей длине решетками. Поперечный канал имеет уклон в сторону навозоприемника и перекрывается перед входом в навозопри-

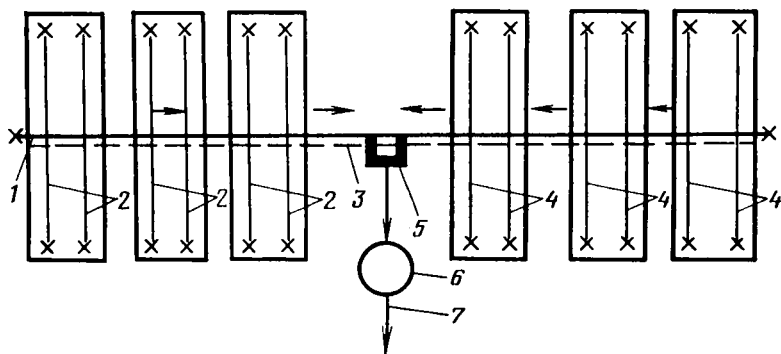


Рис. 6.2. Схема самотечной системы удаления навоза:

1 — магистральный трубопровод; 2 — каналы форсунок для смыва; 3 — поперечный канал; 4 — продольные каналы; 5 — главный коллектор; 6 — насосная станция; 7 — напорный трубопровод

емник шибровой задвижкой, которая открывается несколько раз в месяц для сбрасывания навоза и некоторого количества воды, добавляемой в канал.

Продольные каналы промываются в период выпуска навоза (раз в 10 ... 15 дней) с помощью смывных бачков вместимостью до 0,5 м³ и труб.

Навоз, втаптываемый животными в щели полов, попадает в продольные каналы, заполненные заранее водой. После заполнения продольного канала навозом задвижку открывают, и жидкий навоз по всему сечению поперечного канала стекает в навозоприемник. После закрытия задвижки цикл повторяется.

К недостаткам такой системы следует отнести: образование труднорастворимого осадка, при длительной эксплуатации отстойно-лотковой системы в продольных каналах резкое увеличение загазованности помещения. Эти системы в основном применяются на свинофермах в некоторых хозяйствах страны.

Самотечная (самосплавная) система (см. рис. 6.2) проектируется в виде отдельных продольных каналов, перекрытых щелевыми полами, и поперечного канала, проходящего через ряд животноводческих зданий. Жидкий навоз из поперечных каналов поступает в приемный резервуар, заблокированный с насосной станцией.

Самосплавная система основана на принципе самопродвижения структурной гидросмеси. Жидкий навоз по каналу с горизонтальным дном начинает постепенно течь в сторону, где нет стены. Через некоторое время свободная поверхность навоза образует с горизонтальным дном угол от 2 до 3°, который зависит прежде всего от структурных свойств жидкого навоза: на-

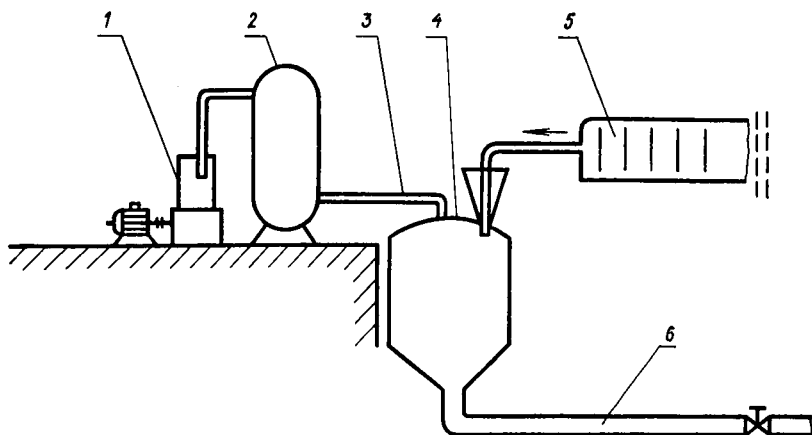


Рис. 6.3. Схема компрессорной установки для удаления навоза:

1 — компрессор; 2 — ресивер; 3 — воздухопровод; 4 — продувочный котел; 5 — скребковый транспортер; 6 — напорный трубопровод

чального напряжения сдвига и структурной вязкости, а также влажности и органических составляющих. Подпор, создаваемый разностью толщины слоя, — это та сила, которая перемещает навоз по каналу непрерывно со скоростью 1 ... 2 м/ч. В начале эксплуатации системы каналы заполняют водой до уровня порошка, устанавливаемого в конце канала. После завершения цикла производства самосплавные каналы очищают с помощью смывных трубопроводов, оборудованных насадками, технической водой или обеззараженной жидкой фракцией навоза.

Транспортирование навоза от животноводческих зданий к местам обработки и использования осуществляют по каналам или трубопроводам с помощью насосов. Самотечный способ — самый экономичный, но его строительство связано с рельефом местности.

При напорном способе жидкий навоз транспортируется фекальными насосами 5Ф-6,5, 5Ф-12, КФВ-6 и др. От навозоприемника насосной станции до навозохранилища прокладывают стационарный или сборно-разборный трубопровод, диаметр труб которого зависит от физико-механических свойств жидкого навоза, режима транспортирования и принимается от 150 мм и более.

Пневматические установки используются для подачи навоза в навозохранилища при уборке его в животноводческих помещениях скребковыми транспортерами (см. рис. 6.3). Навоз из фермы удаляется следующим образом. Транспортером навоз через приемную воронку попадает в продувочный канал. Если

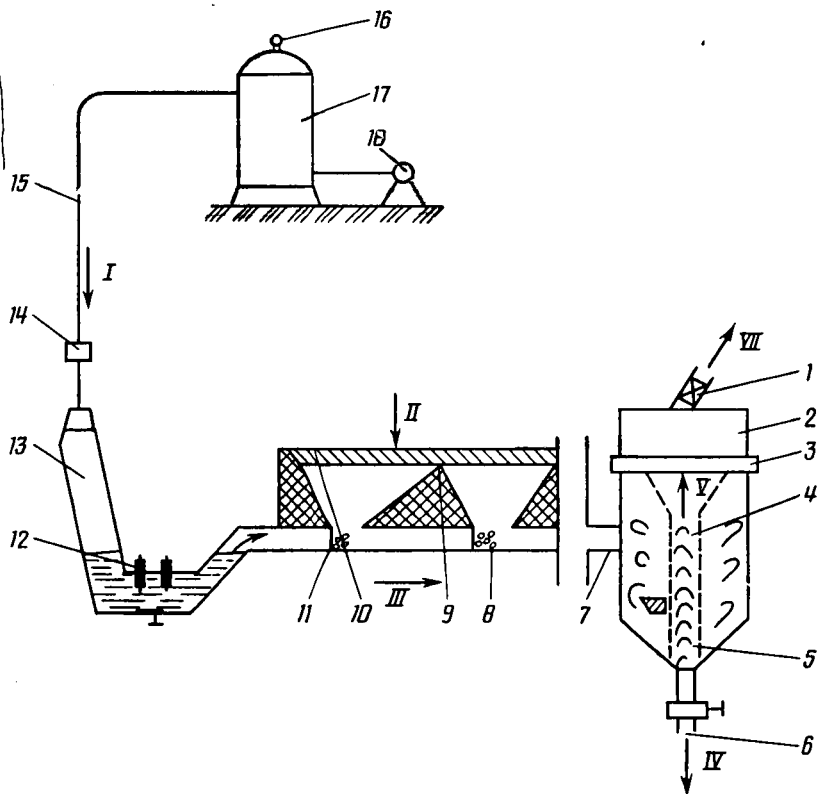


Рис. 6.4. Схема автоматизированной поточной пневмогидравлической установки удаления и переработки жидкого навоза (конструкции П. А. Фурсина):

1 — задвижка; 2 — гидроциклон; 3 — фланец; 4 — диффузор; 5 — патрубок твердой фракции; 6 — задвижка; 7 — внешний навозопровод; 8 — внутренний навозопровод; 9 — приемник; 10 — решетчатый пол; 11 — флажковый клапан; 12 — датчик уровня; 13 — накопитель; 14 — воздушный клапан; 15 — воздухопровод; 16 — манометр; 17 — ресивер; 18 — компрессор.

навозная масса густая, то добавляют воду. Когда резервуар заполнится, открывают воздушный вентиль, и воздухом при давлении в ресивере 0,3 ... 0,6 МПа навоз по трубопроводу вытесняется в навозохранилище.

Пневматические установки используют также и внутри животноводческих помещений.

Большой интерес для практики представляет пневмогидравлическая система сквозного удаления жидкого навоза конструкции П. А. Фурсина (Кубанский сельскохозяйственный институт). На этой установке последовательно осуществляются две основные операции: транспортирование жидкого навоза от жи-

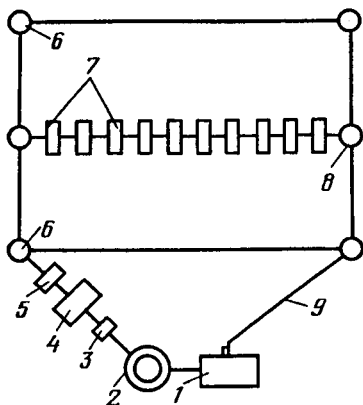


Рис. 6.5. Схема рециркуляционного смыва навоза:

1 — насосная станция; 2 — навозосборник; 3 — резервуар осветленной жидкости; 4 — колодец с гидравлическим затвором; 5 — колодец-улавливатель; 6 — сборные магистральные колодцы; 7 — смывные навозные каналы; 8 — распределительные колодцы; 9 — напорный трубопровод.

вотноводческого помещения до навозохранилища и разделение его на твердую и жидкую фракции за счет энергии воздуха, сжатого компрессором при транспортировании. Установка (см. рис. 6.4) работает следующим образом. Навоз через щелевые полы 10 и приемник 9 поступает в

накопительные камеры. При открытии клапана 11 он поступает в навозопровод 8 и накопитель 13. Когда последний заполнится, из ресивера 17 через воздушный клапан 14 подают сжатый компрессором 18 воздух, который перемещает навоз в виде жидкой пробки в навозопроводы 8 и 7. При своем движении жидкая пробка закрывает клапан 11 приемника 9. Она транспортируется в гидроциклон 2, куда порция навоза входит через патрубок по касательной, получая интенсивное вращение, в результате чего более плотные и тяжелые частицы фракции центробежной силой прижимаются к стенке корпуса. Далее они по спиралевидной траектории опускаются вниз и удаляются из циклона через патрубок 5 твердой фракции.

Жидкая фракция, имеющая в себе мелкие частицы взвеси, оттесняется в центральную часть циклона, а затем выводится из него через диффузор 4 и удаляется через выходной патрубок с задвижкой 1.

Рециркуляционная система навозоудаления состоит из заглубленного самотечного трубопровода диаметром 0,3 ... 0,4 м, проложенного с уклоном 0,006 ... 0,01 и оборудованного сбросными колодцами, напорного трубопровода и насосной станции с приемным навозосборником (см. рис. 6.5).

Навоз из станков через колодцы сбрасывают на поток навозной жижи, создаваемый в самотечном трубопроводе насосом через напорный трубопровод. Такие системы требуют больших затрат ручного труда и опасны распространением инфекции с загрязненной водой при многократном использовании ее в системе, поэтому их применение ограничено.

6.2. ГИДРОПНЕМОТРАНСПОРТ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ, ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ И РАЗДАЧИ ЖИДКИХ И СЫПУЧИХ КОРМОВ

Гидропневмотранспорт кормов и их смесей находит широкое применение на животноводческих предприятиях. Для транспортирования кормов применяют насосные, компрессорные и насосно-компрессорные установки с разветвленными или кольцевыми кормопроводами.

Пневмотранспорт сравнительно молод, первые установки начали применять в конце XIX — начале XX века для транспортирования сыпучих материалов — выгрузки зерна из судов.

В нашей стране пневматический транспорт нашел применение на предприятиях пищевой промышленности, крупяных и комбикормовых заводах, зерноперерабатывающих предприятиях.

На комбикормовых заводах и зерноскладах пневмотранспорт служит для выгрузки и погрузки машин, вагонов, наполнения бункеров и выполнения межоперационных перемещений. Испытывается пневмотранспорт для картофеля. Особо хорошо зарекомендовали себя пневмотранспортеры, перемещающие полосу, солому, силос, сено, сенаж.

Гидротранспортные установки применяются на свиноводческих, овцеводческих, птицеводческих фермах и на фермах крупного рогатого скота.

В зависимости от типа кормления применяют различные схемы гидропневмотранспортных установок.

Насосные гидротранспортные установки для кормосмесей состоят из смесителей для приготовления кормосмесей, насосного оборудования, магистрального трубопровода и корморазборочной арматуры. В этих установках используются центробежные, фекальные, песковые, поршневые, винтовые и другие насосы. Выбор насоса обусловлен величиной развиваемого напора.

На рисунке 6.6 представлена схема гидротранспортной установки для кормления свиней промышленного комплекса «Калитянский» Киевской области. В комплекс гидротранспортной установки входит следующее оборудование: смесительные бункера вместимостью $4,5 \text{ м}^3$ со шнековыми мешалками, центробежными насосами с давлением $0,42 \text{ МПа}$ и подачей $22,5 \text{ м}^3/\text{ч}$, электропневмоклапанами с дистанционным управлением; быстродействующие задвижки и тележки с электроприводом. Кормосмесь готовится следующим образом. Сухой корм из бункера-накопителя подается в центральную часть смесителя с помощью шнекового транспортера. Туда же через два кольцевых коллектора поступает вода, температура которой поддер-

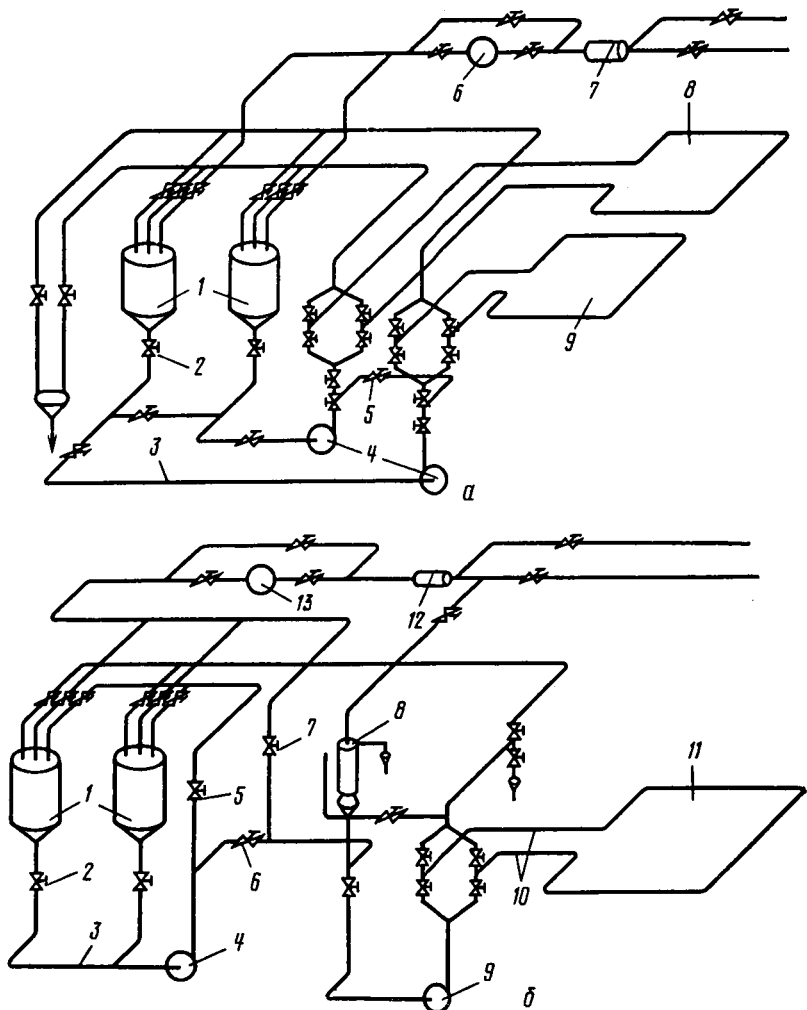


Рис. 6.6. Схема гидротранспортирования кормов в помещениях:

а — для свиноматок первого периода супоросности: 1 — смешительный бункер; 2 — электропневмоклапан; 3 — трубопроводы; 4 — центробежный насос; 5 — задвижки; 6 — счетчик; 7 — смеситель воды; 8 и 9 — кольцевые трубопроводы;
 б — для свиноматок второго периода супоросности: 1 — смешительный бункер; 2 — электропневмоклапан; 3 — трубопроводы; 4 — центробежный насос; 5, 6 и 7 — клапаны; 8 — бункер-дозатор; 9 — центробежный насос; 10 — трубопроводы большого кольца; 11 — кольцевой трубопровод; 12 — смеситель воды; 13 — счетчик воды

живается с помощью регулятора смеси в пределах 35 ... 40°C. Смешивание комбикорма с водой в пропорции 1:3 осуществляется одновинтовой мешалкой, вращающейся с частотой 12 с⁻¹ от электродвигателя мощностью $N=5,5$ кВт.

Из смесительного бункера через фильтр грубой очистки и пневмоклапан кормосмесь поступает во входной патрубок двухлопастного центробежного насоса, а затем под давлением направляется в один из кольцевых кормопроводов диаметром 50 мм, расположенных внутри животноводческих помещений. Операторы по шкале с помощью задвижек дозируют корм в кормушку каждого животного.

Постоянное движение кормосмеси по трубам обеспечивается за счет ее циркуляции (смеситель, насос, кольцевой кормопровод, смеситель). Пневмоклапаны в случае выхода из строя одного насоса обеспечивают раздачу кормосмеси в нужном направлении и в необходимую кольцевую линию.

После раздачи кормосмеси трубопроводы промывают водой, вытесняя остатки корма в смеситель для последующего кормления. Кормопровод заполняется водой до очередного кормления.

В схеме (рис. 6.6) имеется два кольца движения кормосмеси: малое — циркуляция корма из смесителя в насос и снова в смеситель; большое — бункер-дозатор, насос, линия распределения корма и бункер-дозатор. Соединяются они между собой электропневмоклапаном.

Перед пуском гидротранспортной установки открывают электропневмоклапаны и кормосмесь поступает к центробежному насосу, который подает ее в малое кольцо. Когда открывается клапан, кормосмесь направляется к насосу, который заполняется кормом кольцо обслуживания. При этом вода из труб вытесняется в канализацию. После этого кормосмесь заполняет бункер-дозатор до верхнего уровня и клапан автоматически закрывается.

Кормораздаточная тележка, управляемая с пульта, перемещается по монорельсу, расположенному параллельно кормопроводу над центральным проходом. По мере движения тележка автоматически открывает и закрывает задвижки выдачи корма в кормушки. Когда быстродействующая задвижка открыта, кормосмесь поступает в кормушку, при этом уровень в бункере уменьшается. Когда задвижка закрывается, автоматически открывается пневмоклапан, соединяющий большое и малое кольца, и кормосмесь поступает в бункер-дозатор. Затем цикл повторяется. Подача, дозирование и распределение кормосмеси осуществляются автоматически. Когда тележка доходит до конца свинарника, оператор с помощью системы электропневмоклапанов переключает подачу корма в кольцо распределения в об-

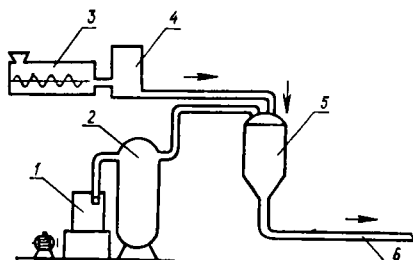


Рис. 6.7. Схема компрессорной установки для раздачи кормосмесей:

1 — компрессор; 2 — ресивер; 3 — кормосмеситель; 4 — отстойник; 5 — продувочный котел; 6 — напорный трубопровод

ратном направлении, обеспечивая тем самым напор и скорость движения кормосмеси. В этой системе длина кормопроводов достигает 7000 м.

В пневмотранспортных установках (см. рис. 6.7) для создания напора в системе используется сжатый воздух.

Принцип работы таких установок заключается в следующем: приготовленный в смесителе корм через отстойник поступает в полость продувочного котла. После заполнения продувочный котел герметически закрывается, и через воздуходувный патрубок в него подается воздух под давлением от 0,5 до 0,6 МПа, что обеспечивает выдавливание корма в кормопровод и перемещение его по трубам.

Насосно-пневматические установки более надежны в работе. Насосный способ транспортирования по конструкции менее сложен, производительнее, дешевле, но он не обеспечивает надежной работы при подаче кормов влажностью менее 70%.

В комплексах по выращиванию молодняка молочного периода используют молоко, заменители цельного молока (ЗЦМ) и обрат. В связи с этим назрел вопрос об использовании эффективных средств механизации выпойки. Гидротранспорт ЗЦМ находит применение при выпаивании телят, поросят и ягнят. Для этих целей используют стационарные и мобильные гидротранспортные установки.

Херсонским ОКП разработана установка по выпаиванию 100 голов телят молочного возраста (от 10 дней до 3 месяцев) (см. рис. 6.8).

Заменитель цельного молока для выпаивания телят готовят в кормоцехе с помощью агрегатов АЗМ-0,8.

Из агрегата через кран 3 на распределителе молочную смесь насосом НЦГ-13 закачивают в один из кольцевых магистральных трубопроводов. Магистральные трубопроводы собраны из стеклянных труб диаметром 60 мм. Баки-дозаторы 7 заполняются последовательно по ходу движения ЗЦМ из магистрального трубопровода в соответствии с возрастными нормами (в расчете на 20 телят).

Промывка и дезинфекция молокопроводов раствором температурой 70 ... 75°C, приготовленным в смесителе АЗМ-0,8, проводятся аналогично кормлению. После промывки кормушки опрокидываются и раствор выливается в навозный канал.

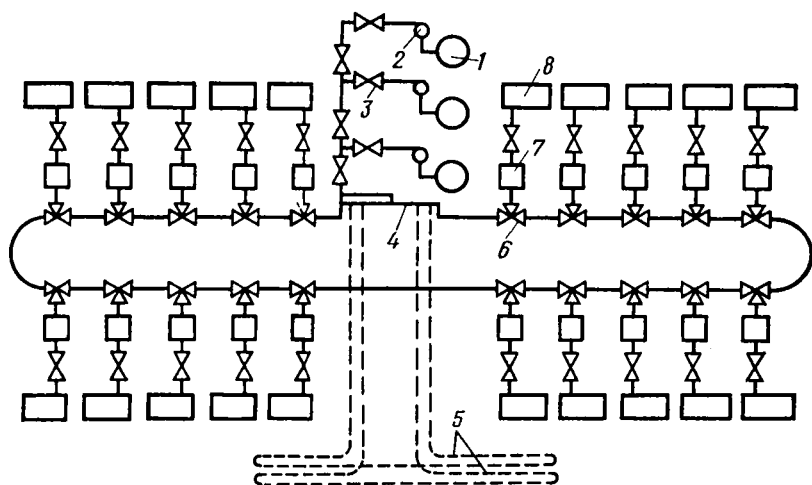


Рис. 6.8. Схема гидротранспортной установки для выпаживания молодняка в совхозе «Космос»:

1 — агрегат АЗМ-0,8; 2 — центробежный насос; 3 — трехходовой кран; 4 — распределительный коллектор; 5 — кольцевой молокопровод (два кольца показаны условно); 6 — пробковый кран; 7 — бак-дозатор; 8 — кормушки

Транспортирование молока по трубопроводам подразделяется на внутрифермское, технологическое и внефермское. Молокопроводы для транспортировки молока с ферм колхозов (совхозов) на предприятия переработки найдут широкое применение в районах, где производят много молока.

Гидротранспортные установки молока бывают вакуумированные и напорные.

Вакуумированный гидротранспорт служит для сбора молока от доильных аппаратов и транспортировки его через вакуумный охладитель в резервуары в основном на фермах.

Компрессорно-напорный гидротранспорт (см. рис. 6.9) работает следующим образом. Из ванны 12 молоко насосом подается в молокопровод. Затем через специальное загрузочное устройство 8 вставляют закладную деталь. От компрессорной установки 3 через пробковый кран 5 сжатый воздух, воздействуя на закладную деталь, вытесняет молоко из трубопровода в молокоприемную ванну 1 на молочном заводе. Направление движения моюще-дезинфицирующих растворов в трубах обратно движению молока. Молокопровод состоит из полиэтиленовых труб с внутренним диаметром 32,8 мм, а для подачи сжатого воздуха используют параллельно проложенный трубопровод диаметром 21,4 мм.

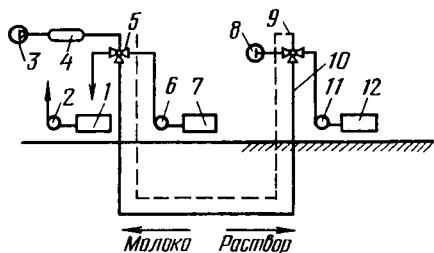


Рис. 6.9. Схема подземного молокопровода:

1 — молочная ванна на молочном заводе; 2, 11 — насосы; 3 — компрессор; 4 — ресивер; 5 — трехходовой кран; 6 — насос для подачи моющего раствора; 7 — бак для моющего раствора; 8 — узел для ввода закладной детали; 9 — трубопровод сжатого воздуха; 10 — молокопровод; 12 — молокоприемная ванна на ферме

Напорные самотечные молокопроводы применяются на высокогорных пастбищах для транспортирования молока до молочных заводов. Они изготавливаются из полиэтиленовых труб диаметром 15 ... 20 мм, уложенных в деревянный короб на глубине 0,50 ... 0,70 м.

6.3. ГИДРОПНЕВОТРАНСПОРТНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ДРУГИХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРОДУКТОВ

Гидропневмотранспорт сельскохозяйственных материалов значительно улучшает санитарные условия перемещения сухих и сыпучих материалов.

Опыт эксплуатации в пищевой промышленности аэрожелобов для перемещения зерна и муки начал использоваться для оборудования колхозных и совхозных зерноскладов, кормоцехов.

Канал аэрожелоба шириной 200 мм выполняется из бетона. Воздушный канал закрыт чешуйчатой решеткой, его высота у патрубка 400 мм, а у входа в галерею — 100 мм. Установленный на тележке вентилятор через брезентовую вставку и двухрукавный патрубок подает воздух в канал. Патрубок имеет клапан, позволяющий регулировать подачу воздуха в аэрожелоб.

Пневматический транспорт применяется для загрузки башенных хранилищ высотой до 24 м. Выпускаемый серийно ТЗБ-30 (транспортёр-загрузчик сенажных башен, передвижной) состоит из транспортера-питателя, вентилятора-швырялки и электропривода. Рабочий орган транспортера-питателя — две втулочно-роликовые цепи, соединенные скребками. Его предел осуществляется через цепную передачу от электродвигателя (мотор-редуктор). Вентилятор-швырялка приводится в действие от электродвигателя через карданную передачу и служит для подачи сенажной массы в башенный трубопровод.

Более универсален предназначенный для загрузки измельченного сена и соломы на чердаки скотных дворов и сараев для хранения транспортер пневматический электронный передвижной ТПЭ-10-4. Основные узлы транспортера: рама с ходо-

вой частью, вентилятор, конфузор, загрузочный бункер, промежуточная камера, трубопровод и электропривод.

При загрузке вручную сена или соломы в бункер под действием разрежения, создаваемого эжектируемым воздушным потоком, кормовая масса скользит вверх по наклонному дну бункера и попадает в промежуточную камеру. Из камеры воздушным потоком, создаваемым вентилятором, направляется по трубопроводу к месту хранения.

Пневмотранспортные установки широко применяются для подачи комбикормов в различных хозяйствах страны. На птицефабриках находит применение аэрозольный пневматический транспорт.

Пневмотранспортная установка для выгрузки травяной муки работает так. Мука из секции хранилища по гибкому шлангу всасывается вентилятором и направляется по трубопроводу в два последовательно соединенных циклона. В циклонах отделяется от воздуха и через шлюзовые затворы подается в бункер. Из бункера мука подается в линию дальнейшей переработки или в мобильный транспорт.

Особенно эффективно применение пневмотранспортеров на многоэтажных свинарниках. Пневматические транспортеры высокой концентрации экономически целесообразны при длине транспортирования сыпучих материалов до 200 м.

Глава 7. КОНТЕЙНЕРНЫЙ ГИДРОПНЕВОТРАНСПОРТ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕГО ПРИМЕНЕНИЯ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Перемещение грузов, заключенных в оболочки, называемые контейнерами или капсулами, может осуществляться по трубам гидравлическим или пневматическим способом.

Накоплен большой опыт по использованию контейнерного транспорта в промышленности для транспортировки бытового мусора, стройматериалов и деталей. Проводятся исследования контейнерного гидротранспорта для транспортирования сельскохозяйственных грузов.

За рубежом наибольшее развитие получил капсульный гидротранспорт в Канаде и Японии. Это перемещение зерна и полезных ископаемых, нефти, удаление радиоактивных отходов в капсулах от АЭС (Франция). Во многих странах начаты исследования по созданию междугороднего пассажирского транспорта в капсулах.

Система контейнерного пневмотранспорта представляет собой транспортные трубы, в которых в потоке воздуха, создаваемом

воздуходувными агрегатами, движутся контейнеры с кормом, одиночные или объединенные в составы. Контейнеры снабжены манжетными уплотнениями.

Установка имеет погрузочную станцию в кормоцехе с индивидуальной дозировкой в каждый контейнер и разгрузочную — в производственном помещении.

Так как контейнерная установка работает с незначительным давлением (до 127 кПа), то можно применять тонкостенные трубопроводы из дешевого металла и пластмасс.

По схемному решению и направлению движения кормов установки можно разделить на: линейные с челночной схемой движения, кольцевые, разветвленные и комбинированные.

По количеству транспортных трубопроводов контейнерный транспорт можно классифицировать на: однострубный, двухтрубный и многотрубный.

При использовании контейнерной пневмотранспортной установки на животноводческих фермах наиболее эффективно могут быть использованы многотрубные многоадресные установки.

Весьма перспективны контейнерные пневмотранспортные установки на животноводческих предприятиях при внедрении на них автоматизированных систем управления производством (АСУП).

При использовании АСУП эффект контейнерного пневмотранспорта будет максимальным, т. к. позволит полностью замкнуть цикл автоматизированного технологического процесса доставки и раздачи кормов.

Ведутся разработки по созданию контейнерного пневмотранспорта для доставки зерна с поля на элеватор. Особенно перспективен контейнерный трубопроводный транспорт цемента, зерна, муки, полезных ископаемых.

Глава 8. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ГИДРОПНЕВОТРАНСПОРТА

Система гидравлического и пневматического транспорта сельскохозяйственных материалов и навозных масс состоит из трех основных элементов: устройств для ввода в поток транспортируемых сред, трубопроводов с арматурой и приемных резервуаров.

В зависимости от технологии приготовления гидросмеси используют следующие схемы устройств по загрузке материала:

установки, в которых гидросмесь готовится в специальных резервуарах-смесителях и поддерживается до полного опорожнения в состоянии турбулентного движения посредством

механического перемещения или барботирования (продувка воздухом);

установки, в которых гидросмесь создается одновременной подачей материала и воды в смесительный бункер, подключенный к всасывающей линии работающего насоса.

Приемные резервуары применяют в основном только в тех технологических процессах, где используется только твердая фракция гидросмеси. Вода или другая жидкость насосом откачивается для повторного использования.

Приемный резервуар представляет собой цилиндр со сферическим верхом и плоским откидным днищем.

Магистральные и технологические трубопроводы применяют для транспортирования кормовых и навозных масс. К магистральным относятся трубопроводы, которые соединяют потребителей (хозяйства) с поставщиками (например, пищевые заводы), откуда перекачивают отходы производства для скармливания скоту.

Все трубопроводы, задействованные в процессе приготовления, транспортирования и раздачи кормосмесей на территории животноводческого предприятия, относятся к технологическим.

Для систем гидравлического транспорта применяют стальные цельнотянутые и сварные трубы. В молокопроводах применяют стеклянные трубы с резиновыми и пластмассовыми соединениями. Стеклянные трубы имеют высокую стойкость по отношению к абразивному износу и против коррозии.

Для магистрального трубопровода возможно применение многослойных фанерных и пластмассовых труб.

Перспективными могут быть резиновые трубы для транспортирования навозных масс, жома, пивной дробины. Эти трубы для повышения устойчивости резины против химических воздействий (химической и атмосферной коррозии) имеют внутреннее и внешнее защитное покрытие.

Арматура и гарнитура. Трубопроводы для транспортирования жидких кормовых и навозных масс, а также оборудование для кормоприготовления комплектуются арматурой и гарнитурой, назначение которых — обеспечивать соединение технологических машин с кормопроводами, регулирование расхода, давления, температуры и изменения направления движения перемещаемого материала.

В сельскохозяйственном производстве нашли применение задвижки, пробковые, трех- и четырехходовые краны, предохранительные клапаны рычажного и пружинного типа. Всю эту арматуру выпускает промышленность. Но в практике широкое применение, особенно в системах навозоудаления и кормоприготовления, находит арматура, разработанная на местах.

На свинофермах при раздаче жидких кормосмесей нашли

применение секторные заслонки. Такая конструкция позволяет соединить несколько заслонок общей тягой и осуществить их одновременное открытие или закрытие с помощью электропривода или пневмоцилиндра.

К недостаткам данных конструкций следует отнести неплотность закрытия рабочих органов.

В схемах новозоудаления применяют распределители направления движения навоза. Перемещение навоза возможно только в сторону навозохранилища. В обратном направлении движение навозу перекрывают клапаны навозораспределителя, которые закрываются автоматически под действием давления.

Тройники с обратным клапаном также обеспечивают подачу навоза только в одном направлении.

Приборы и аппаратура. Для автоматизации гидротранспортных установок необходимо применение контрольно-измерительных приборов и аппаратуры — датчиков, вторичных приборов и исполнительных механизмов.

Для измерения перепада давления могут применяться дифманометры типа ДП, ДС, ЗЭ-М и ДМ, которые измеряют перепад давления от 0 до 2500 мм рт. ст. Эти приборы устанавливаются после специальных разделительных устройств.

Для контроля расхода гидросмесей применяется электромагнитный расходомер, который измеряет зависящую от расхода электродвижущую силу, индуцируемую в потоке электропроводной жидкостью под действием внешнего магнитного поля.

Для измерения уровня в смесителях и различных емкостях используют емкостные уровнемеры МЭСУ-18, ЭИУ-1В и ЭСУ-2.

Напорное оборудование. В гидropневмотранспорте в качестве напорного оборудования для перемещения гидравлических масс используют динамические и объемные насосы, пневматические нагнетатели, компрессоры и вентиляторы.

Из динамических насосов наибольшее применение получили центробежные (фекальные) насосы, из объемных — винтовые, поршневые, мембранные, шестеренные и шнековые. Кроме того, используются специальные нагнетатели: элеваторы, эрлифты и др.

Как правило, насосы для гидросмесей работают с меньшей скоростью движения рабочих органов и имеют некоторые конструктивные изменения проточных каналов.

Для подачи сельскохозяйственных материалов по трубам применяют насосное и компрессорное оборудование ограниченной номенклатуры. Для транспортирования кормовых смесей используют фекальные насосы 2¹/₂ НФ, 4НФ, 6НФ и песковые насосы НПГ-2, НПГ-3, 4ПС-9, смесительные насосы 8ФС-17, поршневые С-296, шестеренный Д-159-В, винтовой ВИМ-18-2.

Для транспортирования жидкого навоза, содержащего не-

большое количество подстилочной соломы, остатков грубых кормов и пищевых отходов, применяют винтовые насосы.

Для выемки и подачи из хранилищ свекловичного жома влажностью 92—95% ЦНИПТИМЭЖ Южной зоны разработал и применил консольный шнековый насос НШК-1.

Многоступенчатые центробежные насосы АЯП применяют для перекачивания поточной и картофельной барды. Для подачи жома с завода в хозяйства используют винтовые насосы ВИМ-18-30, для транспортирования корнеклубнеплодов — насосы марок 7-КН, РБ-150, РБ-200, РБ-250, зерновой гидросмеси — насосы МГ-4 и НФ.

Для перекачки потоков различных тонкодисперсных гидросмесей можно применять шестеренные и ротационно-зубчатые насосы РЗ-3, РЗ-4,5, РЗ-7,5. Эти насосы отличаются высокой надежностью и компактностью, но имеют низкий КПД (0,6 ... 0,7).

Транспортировка молока по трубам осуществляется насосами 36МЦ-10-20, 36МЦ-4/6-12, 36МЦ-25-31, ОЦН-5 и др.; в молокопроводах на фермах используют вакуумные насосы РВН-200, РВН-40/350, УВУ-60 и УВУ-45.

Для транспортирования навоза из навозохранилищ крупных животноводческих комплексов КРС в транспорт, в стационарные навозохранилища или оросительные системы ГСКБ (г. Рига) создан специальный насос НЖН-200. Крыльчатка при необходимости может перемешивать навоз в навозосборнике, предотвращая расслаивание его на фракции.

Насосные станции по назначению подразделяются на станции для раздачи кормовых смесей и удаления навозных масс. Более сложные по устройству насосные станции для перекачки навозных масс.

По характеру управления различают насосные станции с ручным и автоматическим управлением.

На насосных станциях, как правило, используют полуавтоматическое дистанционное или ручное управление.

Контрольные вопросы и задания. 1. Расскажите о применении гидропневмотранспорта в сельскохозяйственном производстве. 2. Дайте классификацию гидро- и пневмотранспорта. 3. Перечислите физико-механические свойства гидросмесей. 4. Назовите реологические параметры сельскохозяйственных материалов. 5. Из каких основных элементов состоят системы гидравлического и пневматического транспорта кормовых и навозных масс?

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамов Н. Н. Водоснабжение. — М.: Стройиздат, 1982.
2. Башта Т. М. и др. Гидравлика гидромашин и гидроприводы. — М.: Машиностроение, 1982.
3. Богданович Л. Б. Гидравлические приводы. — К.: Вища школа, 1980.
4. Гавриленко Б. А., Семичастнов И. Ф. Гидродинамические передачи. — М.: Машиностроение, 1980.
5. Гидроприводы сельскохозяйственных машин (под ред. Немировского И. А.). — К.: Техника, 1979.
6. Гуревич А. М. Тракторы и автомобили. — М.: Колос, 1983.
7. Дидур В. А., Ефремов В. Я. Диагностика и обеспечение надежности гидроприводов сельскохозяйственных машин. — К.: Техника, 1986.
8. Дидур В. А., Малый Ю. М. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин. — М.: Россельхозиздат, 1982.
9. Долгачев Ф. М., Лейко В. С. Основы гидравлики и гидропривода. — М.: Стройиздат, 1981.
10. Дурнов П. И. Насосы, вентиляторы, компрессоры. — Киев—Одесса: Вища школа, 1985.
11. Егорушкин В. Е. Тракторы. — М.: Агропромиздат, 1986.
12. Ерхов Н. С., Мисенев В. С., Ильин Н. И. Сельскохозяйственная мелiorация и водоснабжение. — М.: Колос, 1983.
13. Кальбус Г. Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов. — М.: Колос, 1982.
14. Мельников С. В. Технологическое оборудование животноводческих ферм и комплексов. — Л.: Агропромиздат, 1985.
15. Никитин О. Ф., Холик К. М. Объемные гидравлические и пневматические приводы. — М.: Машиностроение, 1981.
16. Николадзе Г. И., Минц Д. М., Кастальский А. А. Подготовка воды для питьевого и промышленного водоснабжения. — М.: Высшая школа, 1984.
17. Николадзе Г. И. Гидравлика, водоснабжение и канализация сельских пунктов. — М.: Стройиздат, 1982.
18. Оводов В. С. Сельскохозяйственное водоснабжение и обводнение. — М.: Колос, 1984.
19. Осипов П. Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. — М.: Лесная промышленность, 1981.
20. Рабинович Е. З. Гидравлика. — М.: Недра, 1980.
21. Свешников В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы. — М.: Машиностроение, 1982.
22. СНиП 2.04.02—84 «Водоснабжение. Наружные сети и сооружения». — М., 1985.
23. Справочник по механизации орошения под ред. Штепы Б. Г. — М.: Колос, 1979.
24. Тугай А. С., Терновец В. Е. Водоснабжение. Курсовое проектирование. — Киев: Вища школа, 1980.
25. Усаківский В. М. Водоснабжение в сельском хозяйстве. — М.: Колос, 1981.
26. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. — М.: Энергоатомиздат, 1984.
27. Чугаев Р. Р. Гидравлика. — Л.: Энергия, 1982.
28. Штеренлихт Д. В. Гидравлика. — М.: Энергоатомиздат, 1984.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Раздел I. ГИДРАВЛИКА	5
Глава 1. Общие сведения	5
1.1. Краткая история развития гидравлики	5
1.2. Основные физические свойства жидкостей	8
Глава 2. Гидростатика	13
2.1. Гидростатическое давление и его свойства	13
2.2. Дифференциальные уравнения равновесия жидкости (уравнения Эйлера)	15
2.3. Поверхности равного давления	16
2.4. Геометрическая интерпретация основного уравнения гидростатики	21
2.5. Избыточное и вакуумметрическое давление. Измерение давления	22
2.6. Силы гидростатического давления жидкости на плоские и криволинейные поверхности	25
2.7. Закон Архимеда. Основы теории плавания тел	31
2.8. Принципы и схемы использования законов гидростатики в гидравлических машинах	33
Глава 3. Гидродинамика	34
3.1. Основные положения	34
3.2. Гидравлические элементы потока. Расход и средняя скорость	37
3.3. Уравнение неразрывности установившегося движения жидкости	38
3.4. Уравнение Д. Бернулли для элементарной струйки невязкой и вязкой жидкости	39
3.5. Уравнение Д. Бернулли для потока вязкой жидкости	42
3.6. Физический смысл и графическая интерпретация уравнения Д. Бернулли	43
Глава 4. Гидродинамическое подобие и режимы движения жидкости	45
4.1. Подобие и моделирование гидравлических явлений	45
4.2. Критерии подобия	47
4.3. л-теорема и ее применение	49
4.4. Режим движения жидкости. Число Рейнольдса	50
Глава 5. Потери напора (удельной энергии) при равномерном движении жидкости	51

5.1. Основное уравнение равномерного движения жидкости	55
5.2. Потери напора по длине в каналах	57
5.3. Коэффициент гидравлического трения	58
5.4. Местные потери напора	60
Глава 6. Гидравлический расчет напорных трубопроводов	64
6.1. Классификация трубопроводов. Основные расчетные зависимости	64
6.2. Расчет трубопроводов	66
6.3. Расчет тупиковой и кольцевой сети трубопровода	68
6.4. Гидравлический удар в трубопроводах	70
Глава 7. Истечение жидкости через отверстия и насадки	72
7.1. Истечение жидкости через отверстия	72
7.2. Истечение жидкости через насадки	76
7.3. Гидравлические струи	79
Глава 8. Движение жидкости в каналах и безнапорных водоводах. Фильтрация	84
8.1. Гидравлический расчет каналов и безнапорных водоводов	84
8.2. Фильтрация	86
Раздел 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ	89
Глава 1. Насосы	89
1.1. Классификация и принципы работы	89
1.2. Основные технические показатели	93
1.3. Устройство насосной установки и потребный напор насоса	95
1.4. Лопастные насосы. Основное уравнение лопастных насосов	97
1.5. Кавитация насосов. Допустимая высота всасывания	102
1.6. Теория подобия лопастных насосов	108
1.7. Классификация колес лопастных насосов	120
1.8. Характеристики центробежных насосов	123
1.9. Работа насоса на сеть	131
1.10. Конструктивные разновидности лопастных насосов	135
1.11. Объемные насосы	141
1.12. Вихревые и струйные насосы (Насосы трения)	153
Глава 2. Гидравлические двигатели	155
2.1. Основные положения и определения	155
2.2. Гидроцилиндры	157
2.3. Регулирование скорости движения штока гидроцилиндра	164
2.4. Поворотные гидродвигатели	166
2.5. Гидромоторы	169
2.6. Гидравлические турбины	176
Глава 3. Вентиляторы и компрессоры	179
Раздел 3. ГИДРОПРИВОД	190
Глава 1. Основные положения, определения и общая характеристика	190
Глава 2. Объемный гидропривод	192

2.1. Классификация, типовые схемы и основные параметры	192
2.2. Регулируемый объемный гидропривод	194
2.3. Диагностика объемных гидроприводов	200
2.4. Гидравлический расчет объемного гидропривода	202
2.5. Применение объемного гидропривода в сельскохозяйственной технике	211
Глава 3. Агрегаты гидроприводов	216
3.1. Насосы и гидродвигатели	216
3.2. Гидрораспределители	225
3.3. Клапаны	229
3.4. Дроссели и синхронизаторы	232
3.5. Гидроаккумуляторы	235
3.6. Баки и устройства для кондиционирования рабочей жидкости	235
3.7. Гидравлические магистрали и рабочие жидкости	237
Глава 4. Особенности эксплуатации гидроприводов в условиях сельскохозяйственного производства	238
Глава 5. Гидродинамические передачи	242
5.1. Основные сведения	242
5.2. Гидромурфты	243
5.3. Гидротрансформаторы	252
5.4. Основы теории гидродинамических передач	260
5.5. Особенности эксплуатации гидротрансформаторов на сельскохозяйственной технике	262
Раздел 4. МЕЛИОРАЦИЯ И МЕХАНИЗАЦИЯ ОРОШЕНИЯ	264
Глава 1. Комплексное использование водных ресурсов	264
1.1. Краткая характеристика природных водных ресурсов	264
1.2. Водное хозяйство и принципы комплексного использования водных ресурсов	268
Глава 2. Мелиорация	269
2.1. Общие сведения и классификация	269
2.2. Гидромелиорация	270
2.3. Орошение	272
2.4. Оросительные системы. Режим орошения	274
2.5. Поверхностный полив	281
2.6. Средства механизации поверхностного полива	283
2.7. Орошение дождеванием	288
2.8. Основные типы дождевальных машин и установок	298
2.9. Основные типы дождевальных насадков	316
Раздел 5. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ	326
Глава 1. Технологический процесс водоснабжения	326
1.1. Особенности сельскохозяйственного водоснабжения. Система водоснабжения	326
1.2. Нормы и режим водопотребления	328
1.3. Требования к качеству воды	331
1.4. Способы улучшения качества воды	334
Глава 2. Основные элементы систем водоснабжения	337
2.1. Водозаборные сооружения из поверхностных и подземных источников	337

2.2. Водопроводные насосные станции	347
2.3. Напорно-регулирующие сооружения	352
2.4. Водопроводные сети	356
2.5. Средства механизации подъема воды	362
Раздел 6. ГИДРОПНЕВОТРАНСПОРТ	369
Глава 1. Основные сведения и классификация	369
Глава 2. Классификация, основные физико-механические свойства и реологические параметры гидросмесей	370
Глава 3. Транспортирующая способность потока	375
Глава 4. Напорный и безнапорный гидروпневмотранспорт	376
Глава 5. Основные методы расчета гидропневмотранспорта	377
Глава 6. Типовые схемы гидропневмотранспортных установок	380
6.1. Гидропневмотранспорт для навоза на животноводческих предприятиях	380
6.2. Гидропневмотранспорт для приготовления, транспортирования и раздачи жидких и сыпучих кормов	385
6.3. Гидропневмотранспортные установки для транспортирования других сельскохозяйственных продуктов	390
Глава 7. Контейнерный гидропневмотранспорт и перспективы его применения в сельскохозяйственном производстве	391
Глава 8. Оборудование для гидропневмотранспорта	392
Литература	396

Учебное издание

Исаев Алексей Павлович, Сергеев Борис Иванович,
Дидур Владимир Аксентьевич

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОМЕХАНИЗАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ

Зав. редакцией С. А. Карпушин
Технический редактор И. В. Макарова
Корректор А. П. Шахрова

ИБ № 6245

Сдано в набор 08.05.90. Подписано к печати 26.08.90. Формат 60×88^{1/16}. Бумага офсетная № 2. Гарнитура Литературная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 24,5+0,24 форзац. Усл. кр.-отг. 24,99. Уч.-изд. л. 24,82+0,42 форзац. Изд. № 278. Тираж 16 000 экз. Заказ № 394. Цена 1 р. 20 к.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО «Агропромиздат»,
107807, ГСП-6, Москва, Б-78, ул. Садовая-Спасская, 18.

Московская типография № 8 Государственного комитета СССР по печати,
101898, Москва, Хохловский пер., 7.