

УЧЕБНИКИ И УЧЕБНЫЕ ПОСОБИЯ ДЛЯ СТУДЕНТОВ
ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ

Б. А. Васильев

Н. А. Грецов

Гидравлические машины

Допущено Управлением высшего и среднего специального образования Государственного агропромышленного комитета СССР в качестве учебника для студентов высших учебных заведений по специальности «Механизация гидромелиоративных работ»



МОСКВА ВО "АГРОПРОМИЗДАТ" 1988



ББК 31.56

В19

УДК 626.8—82(075.8)

Рецензенты: доктор технических наук *В. С. Алтунин* (Союзгипроводхоз), кандидат технических наук *Ю. И. Пахомов* (Саратовский институт механизации сельского хозяйства)

Васильев Б. А., Грецов Н. А.

В19 Гидравлические машины. — М.: Агропромиздат, 1988. — 272 с.: ил. — (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).

ISBN 5—10—001568—3.

Рассмотрены рабочие процессы и конструкции динамических насосов и вентиляторов, а также объемных насосов и гидродвигателей; даны краткая теория и способы определения основных размеров этих машин, их эксплуатационные особенности; приведены схемы и расчет элементов систем гидропривода.

Для студентов вузов по специальности «Механизация гидромелиоративных работ».

В $\frac{3802030000-058}{035(01)-88}$ 142—87

ББК 31.56

Васильев Борис Андреевич, Грецов Николай Аркадьевич

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Зав. редакцией *А. И. Гераськина*. Редактор *Г. П. Попова*. Художественный редактор *В. А. Чуракова*. Технический редактор *В. А. Боброва*. Корректор *Н. Я. Туманова*

ИБ № 3756

Сдано в набор 07.07.87. Подписано к печати 18.11.87. Т-16989. Формат 84×108¹/₃₂. Бумага офсетная № 1. Гарнитура литературная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 14,28 + 0,21 форзац. Усл. кр.-отт. 28,98. Уч.-изд. л. 13,98 + +0,18 форзац. Изд. № 274. Тираж 10 000 экз. Заказ № 994. Цена 80 коп.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО «Агропромиздат», 107807, ГСП, Москва, Б-53, ул. Садовая-Спасская, 18.

Диапозитивы изготовлены в Ярославском полиграфкомбинате Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014. Ярославль, ул. Свободы, 97.

Отпечатано с диапозитивов в Московской типографии № 6 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 109088, Москва, Ж-88, Южнопортовая ул., 24.

ISBN 5—10—001568—3

© ВО «Агропромиздат», 1988

Курс гидравлических машин для подготовки инженеров-механиков по механизации гидромелиоративных работ был введен в середине пятидесятих годов вместе с созданием факультетов указанной специализации.

Организация факультетов была вызвана, с одной стороны, широким развитием гидромелиоративного строительства, развернувшегося в послевоенные годы, а с другой — особенностями комплекса машин и способов их использования для земляных, строительных и мелиоративных работ.

Изучению гидравлических машин предшествуют курсы теоретической механики, математики, физики, деталей машин и гидравлики. В свою очередь, сведения, полученные в курсе гидравлических машин, используются потом при курсовом и дипломном проектировании по мелиоративным и строительным машинам (объемный и динамический гидропривод), организации и производству земляных работ (особенно при их гидромеханизации), разработке и эксплуатации насосных установок для мелиорации, сельскохозяйственного водоснабжения и обводнения.

Особенно возрастает роль подготовки инженера-механика широкого профиля по механизации гидромелиоративных работ в связи с утвержденными на XXVII съезде КПСС Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года, в которых, в частности, ставится задача полного перевода сельского хозяйства на индустриальную базу путем комплексной механизации, химизации, электрификации, мелиорации земель, широкого внедрения интенсивных технологий.

В результате изучения курса студент должен научиться выбирать основное и вспомогательное оборудование

объемных гидropередач (гидроприводов) для заданных параметров использования их на той или иной мелиоративной машине, определять основные размеры гидравлической машины или элементов гидropередачи для составления технического задания, использовать техническую литературу (каталоги, отраслевые нормалы, справочники).

В марте 1987 г. ЦК КПСС и Совет Министров СССР приняли постановления о развитии Высшей школы. В них указано, что необходимо систематически обновлять учебную литературу. С учетом этого в данном учебнике использованы все последние ГОСТы, унифицирующие технологию, классификацию, технические условия, обозначения типоразмеров, испытания и номенклатуру гидравлических машин (насосы, вентиляторы, гидроприводы). Кроме того, предлагается углубить теоретическую базу подготовки специалистов. Поэтому основные уравнения и формулы даны с выводами, использующими общие положения теоретической механики и гидравлики.

В учебнике рассматриваются динамические и объемные насосы без поршневых, так как последние в настоящее время применяют мало.

Главы I...VI и введение написаны доцентом Н. А. Грецовым, а главы VII...IX — профессором Б. А. Васильевым.

ВВЕДЕНИЕ

В.1. Основные определения

Машиной в общепринятом значении этого слова называется устройство, выполняющее механические движения с целью преобразования энергии, материалов или информации. В соответствии с этим определением они подразделяются на энергетические, рабочие (машины-орудия), транспортные, информационные и т. д. Энергетические машины преобразуют любой вид энергии в механическую работу, и наоборот. Машину, в которой в качестве рабочего тела используют жидкость, обладающую потенциальной и кинетической энергией, называют гидравлической.

Гидравлическую машину, преобразующую энергию жидкости в механическую работу, называют гидродвигателем или гидравлической турбиной (в турбине рабочей жидкостью является вода). И наоборот, если гидравлическая машина преобразует механическую энергию в давление и движение жидкой среды, то это — насос.

В процессе преобразования энергии совершается работа A , которая так же, как и энергия, измеряется в джоулях (Дж). Для потока жидкости удобно работу (энергию) выражать как произведение веса жидкости $\rho g V$ (ρ — плотность жидкости, g — ускорение свободного падения, V — объем жидкости, протекшей за время t) и удельной энергии потока e , то есть

$$A = e \rho g V. \quad (\text{В.1})$$

Удельная энергия потока e , как известно, определяется уравнением Д. Бернулли:

$$e = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}, \quad (\text{В.2})$$

где p — давление; v — средняя скорость; α — коэффициент кинетической энергии; z — геометрическая высота над произвольно выбранной горизонтальной плоскостью сравнения.

Обозначим удельную энергию потока на входе в гидравлическую машину e_1 , а на выходе из нее e_2 . Условие $e_1 > e_2$ характерно для гидродвигателя, а $e_1 < e_2$ — для насоса.

Остановимся теперь на понятиях механизм, передача (привод).

Механизм — это система взаимно подвижных тел (звеньев) для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел. Это преобразование движения заключается, например, в изменении скорости, силы, момента и других величин, но не работы (энергии), так как этот параметр относится только к понятию машины.

Часто механизм является одновременно и машиной.

Если механизм служит для передачи движения с преобразованием частоты вращения и соответствующего изменения вращающего момента, то он называется передачей (или трансмиссией), а если к тому же для передачи работы между подвижными звеньями применяется жидкость (например, минеральное масло), то такой механизм называется гидравлической передачей.

Приводом называется устройство для приведения в действие машин и механизмов. Гидропривод — это совокупность источника энергии, устройства для ее преобразования и транспортирования с помощью рабочей жидкости, приводной машины-орудия и системы управления.

Если вместо капельной жидкости (масло, вода и т. д.) в гидроприводе применяется газообразная жидкость (воздух, газ и т. д.), то такой гидропривод называется пневмоприводом.

На рисунке В.1 изображена схема объемного гидропривода, которая содержит все основные характерные элементы, упомянутые выше.

Источником энергии является двигатель 1 (например, электродвигатель или двигатель внутреннего сгорания), а устройством для преобразования механической энергии в энергию жидкости — насос 2, который по системе труб передает ее в гидроцилиндр 6, преобразующий энергию жидкости в возвратно-поступательное движение штока, связанного с каким-либо орудием (рабочим органом), например фрезой станка или скребком землеройной машины.

Система труб оборудована обратным клапаном 3, сливным клапаном 4, предохраняющим систему от повы-

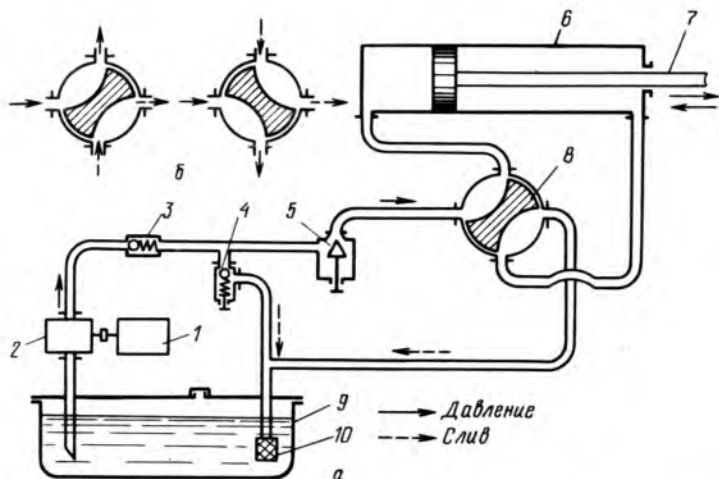


Рис. В.1. Схема объемного гидропривода (а) и два рабочих положения распределителя (б):

1 — двигатель; 2 — насос; 3 — обратный клапан; 4 — сливной клапан; 5 — управляемый дроссель; 6 — гидроцилиндр; 7 — шток; 8 — распределитель; 9 — бак; 10 — фильтр

шения давления сверх заданной величины (рабочее давление), фильтром 10, баком 9.

В систему управления входят распределитель 8, задающий направление хода штока гидроцилиндра, и управляемый дроссель 5, который, создавая гидравлическое сопротивление (повышенное давление перед входом в него), заставляет открываться сливной клапан 4.

В.2. Классификация гидравлических машин и передач. Основные конструктивные схемы

Все гидравлические машины и передачи (приводы), использующие в качестве рабочего тела капельную жидкость (вода, минеральное масло и т. д., то есть малосжимаемые жидкости), на основе понятия машины и передачи можно разделить на насосы, гидродвигатели и гидропередачи (рис. В.2).

Первый класс гидравлических машин и передач преобразует в основном кинетическую энергию, а второй — потенциальную энергию жидкости.

К первому классу машин и передач относятся: динамические насосы, гидравлические турбины и гидродинами-

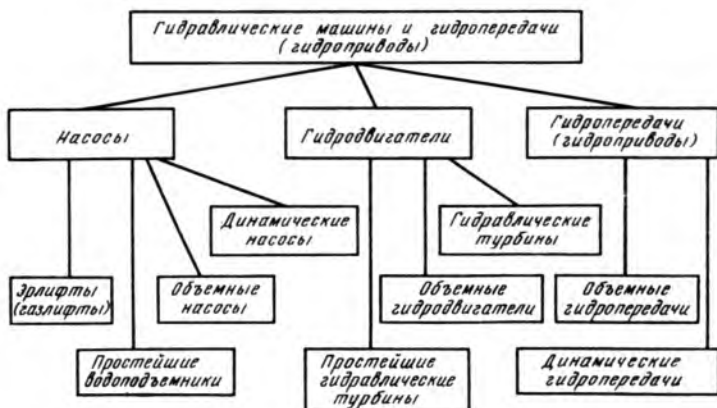


Рис. В.2. Классификация гидравлических машин и передач (приводов) по назначению и виду энергии, используемой в них

ческие передачи (см. рис. В.2), а ко второму классу — все остальные машины и механизмы, приведенные на рисунке В.2.

Динамические насосы в сочетании с электродвигателями являются в настоящее время наиболее распространенными агрегатами в промышленности и сельском хозяйстве. Схема динамического лопастного центробежного насоса изображена на рисунке В.3. Основная его часть — рабочее колесо 4, состоящее из двух дисков (один диск 2 образует входную часть колеса, а другой — 5 имеет втулку для вала насоса). Диски скреплены между собой лопастями 8 и образуют проточную часть колеса. Лопasti, набегая на жидкость, давят на нее и создают течение в межлопаточном пространстве от всасывающего патрубка 3 в спиральный отвод 1 и напорный патрубок 6 с определенным напором H (или давлением p).

В ГОСТ 17398—72 указан общий конструктивный признак для всей группы динамических насосов, а именно динамическим насосом называется такой насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса. Так, в центробежном насосе (см. рис. В.3) корпус насоса (камера), в котором вращается рабочее колесо, сообщается с всасывающим и напорным патрубками без каких-либо клапанов и перегородок.

Гидравлические турбины, в которых кинетическая энергия преобразуется внутри рабочего колеса, являются машинами-двигателями.

На рисунке В.4 приведена схема реактивной гидравлической турбины, у которой конструкция рабочего колеса такая же, как и у рабочего колеса центробежного насоса. В турбинном колесе вода движется от периферии к центру и отдает лопастям свою энергию. В рабочем колесе насоса жидкость движется от центра к периферии и получает от лопастей механическую энергию, которую преобразует в энергию жидкости. Поэтому лопастной насос и реактивная турбина в принципе являются взаимно обратимыми машинами, то есть насос может работать в турбинном режиме, и наоборот.

Рабочее колесо насоса или турбины рассчитывают каждое на свой режим работы.

В последние десятилетия в связи с развитием гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС) созданы обратимые гидромашины.

Если лопастной насос соединить с турбиной, то получится механизм, у которого между ведущим валом (вал насоса) и ведомым валом (вал турбины) будет осуществлена гидравлическая связь (в отличие от механической) в результате циркуляции жидкости между насосом и турбиной. Такой механизм называется динамической гидропередачей.

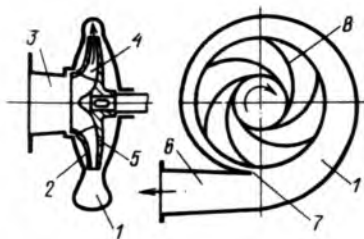


Рис. В.3. Схема динамического лопастного центробежного насоса консольного типа:

1 — спиральный отвод; 2 и 5 — кольцевой и сплошной диски рабочего колеса; 3 и 6 — всасывающий и напорный патрубки; 4 — рабочее колесо; 7 — «язык» спирали; 8 — лопасти рабочего колеса, скрепляющие диски 2 и 5.

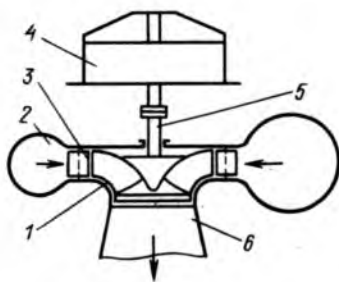


Рис. В.4. Схема установки реактивной гидравлической турбины:

1 — рабочее колесо; 2 — спиральная камера; 3 — лопасти направляющего аппарата; 4 — генератор; 5 — вал; 6 — отсасывающая труба

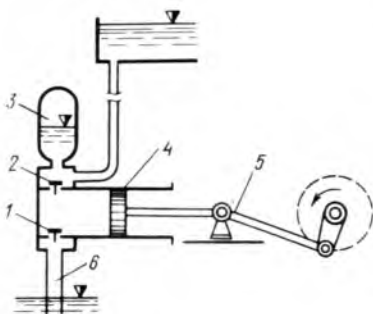


Рис. В.5. Схема объемного возвратно-поступательного поршневого насоса:

1 и 2 — всасывающий и нагнетательный клапаны; 3 — воздушный колпак; 4 — поршень; 5 — шатунно-кривошипный механизм; 6 — всасывающая труба

(см. рис. В.2): объемные насосы и объемные гидropередачи (изменение в основном давления p); простейшие водоподъемники и простейшие турбины (изменение геометрической высоты z); эрлифты (или газлифты), поднимающие жидкость на некоторую высоту за счет создания газожидкостной смеси (изменение плотности ρ).

На рисунке В.5 изображен объемный возвратно-поступательный поршневой насос. Поршень 4 в цилиндре совершает возвратно-поступательное движение (его привод — шатунно-кривошипный механизм 5). При ходе влево он сжимает жидкость до давления p и вытесняет ее через нагнетательный клапан 2 в воздушный колпак 3 и напорную трубу. При ходе поршня вправо давление в цилиндре уменьшается и происходит его заполнение через всасывающие клапан 1 и трубу 6 в результате перепада давлений атмосферного и в цилиндре.

Старые названия «насос вытеснения», гидростатический насос» не применяются и заменены общим термином «объемный насос» (ГОСТ 17398—72). Это насос, в котором жидкая среда перемещается в результате периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса.

По характеру движения рабочих органов объемные насосы могут быть и роторными, то есть с вращательным или вращательным и возвратно-поступательным движением рабочих органов. Примером объемного роторного насоса может служить шестеренный насос, в котором жидкость перемещается в пространстве между зубьями двух шестерен. Объемные роторные насосы являются обратимыми машинами, они могут работать и как гидродвигатели вращательного действия. Поэтому конструкция гидромоторов существенно ничем не отличается от кон-

струкции объемных роторных насосов, и они носят те же названия только с заменой слова «насос» на «гидромотор».

Объемные гидродвигатели (ГОСТ 17752—72) делятся на гидроцилиндры и гидродвигатели поворотного и вращательного действия.

К объемным насосам могут быть отнесены и водоподъемники, в которых вода периодически вытесняется не механически (поршнем, пластиной и т. д.), а при помощи газового или водяного поршня. Это различные пневматические насосы (вода поднимается сжатым воздухом), пульсометры (используется пар), газовый насос Гемфри, гидравлический таран, гидропульсоры, инерционные насосы, а также электроимпульсные насосы, основанные на искровом разряде в жидкости.

В гидравлических таранах, инерционных насосах и гидропульсорах используется гидравлический удар.

Простейшие водоподъемники приведены на рисунке В.6. Принцип их работы ясен из рисунка. Отметим только, что вода на определенную высоту z поднимается простым наполнением или ковша, или пространства между дисками и трубой (рис. В.6, б), или нижней части витков в «архимедовом винте» (рис. В.6, г).

В простейших водоподъемниках вместо ковшей или каких-то емкостей используются небольшого размера ячейки, звенья цепи или шероховатости ленты. Вода в них удерживается за счет силы поверхностного натяжения или вязкости (капиллярные водоподъемники).

Простейшие турбины — это различные водяные колеса, приводимые в действие силой текущей воды с небольшим перепадом (нижнебойное колесо) или с большими перепадами уровней (среднебойное и верхнебойное). В последних жидкость может дважды проходить через колесо, увеличивая мощность турбины (турбина Банки).

В связи с потребностью увеличить мощность и частоту вращения водяных двигателей было изобретено также много простейших турбин, в которых использовалась не только кинетическая, но и потенциальная энергия воды (активные турбины). На лопастях колеса потенциальная энергия переходила в кинетическую, вызывая с их стороны соответствующую реакцию. Самая простая конструкция такой реактивной турбины — Сегнерово колесо.

Часто нижнебойное водяное колесо соединялось с водочерпательными колесами и получались установки

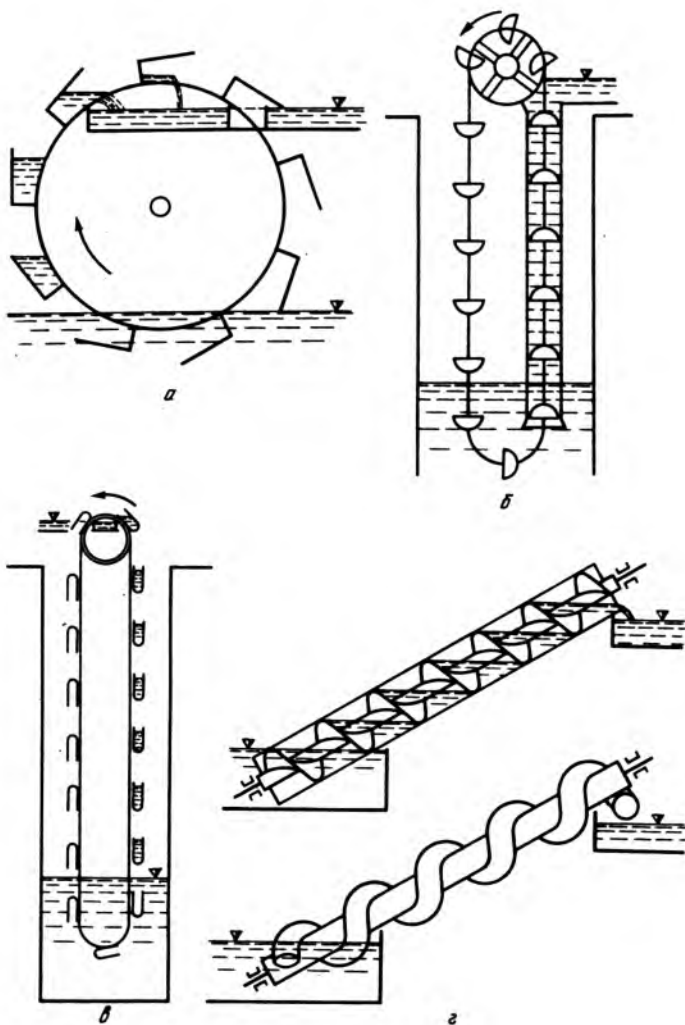


Рис. В.6. Схемы простейших подъемников:

а — водочерпательное колесо (тимпан); б — «четочный» водоподъемник; в — нория (чигирь); г — две разновидности «архимедовых винтов» (привод не показан)

для орошения полей или водоснабжения, которые использовали силу текущей воды для ее подъема примерно на диаметр колеса.

В.3. Классификация динамических и объемных насосов

Классификационные схемы видов насосов по общим конструктивным признакам, принципу действия и конструкции и названия видов насосных агрегатов даны в ГОСТ 17398—72.

Остановимся на краткой характеристике основных классификационных схем насосов только по принципу действия и конструкции.

Классификация динамических насосов приведена на рисунке В.7.



Рис. В. 7. Классификация динамических насосов



Рис. В.8. Классификация динамических насосов трения

Под определение динамического насоса, кроме лопастного насоса, в котором жидкость обтекает лопасти, и насоса трения, где она перемещается под воздействием сил трения, подходит и электромагнитный насос.

Этот насос перемещает электропроводные жидкости (жидкие металлы и сплавы и т. д.) под воздействием электромагнитных сил.

Классификация динамических насосов трения показана на рисунке В.8. Наибольшее распространение из этой группы насосов имеют вихревые насосы (рис. В.9), применяемые при малых подачах и средних напорах. Основным конструктивным признаком вихревых насосов, как указано в ГОСТ, — перемещение жидкой среды по периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении, то есть по касательным к окружности колеса. Жидкость поступает во всасывающий патрубок 6 (см. рис. В.9) и к рабочему колесу, которое представляет диск с прямыми лопатками по окружности колеса. В пространстве, образованном соседними лопатками колеса и стенкой корпуса возникает вихревое движение. Напор увеличивается от всасывающего 6 до напорного 4 патрубков. Между этими патрубками находится перемычка 5.

На рисунке В.10 показан разрез свободновихревого насоса. В этом насосе рабочее колесо 4 имеет прямые

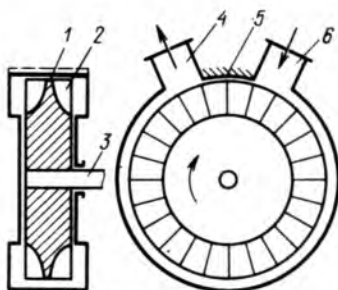


Рис. В.9. Схема вихревого насоса:

1 — рабочее колесо; 2 — лопасти рабочего колеса; 3 — вал; 4 и 6 — напорный и всасывающий патрубки; 5 — перемычка

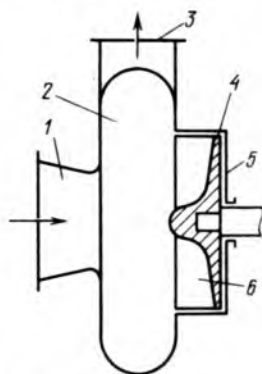


Рис. В.10. Схема свободновихревого насоса:

1 и 3 — всасывающий и напорный патрубки; 2 — спиральный отвод; 4 — рабочее колесо; 5 — корпус насоса; 6 — лопасти

радиальные лопатки, расположенные на диске, консольно закрепленном на валу. Рабочее колесо 4 утоплено в корпус 5. Перед корпусом располагается спиральный отвод 2 со всасывающим 1 и напорным 3 патрубками. Камера похожа на спиральный отвод центробежного насоса. При вращении рабочего колеса около него возникает вихрь. В центре образуется разрежение, а по периферии — давление под действием центробежных сил. Эти насосы применяют для подачи жидкостей с большим содержанием твердых частиц (песок, зола, уголь, волокно и т. д.).

Струйные насосы по ГОСТ 17398—72 также отнесены к динамическим насосам трения, так как жидкая среда перемещается в них внешним потоком, то есть струя, вытекающая из сопла, увлекает за собой жидкость в смесительной камере.

Струйные насосы в технике носят иногда и такие названия: инжектор (нагнетающий струйный насос, обыкновенно он питает паровые котлы водой при помощи пара), эжектор (всасывающий струйный насос, например, для выкачивания грязных вод и т. д.), гидрозелеватор или водоструйный насос, когда при помощи воды перемещается вода или пульпа (смесь грунта с водой).

Классификация объемных насосов приведена на рисунке В.11, а роторно-вращательных и роторно-поступательных насосов, относящихся к объемным, — соответственно на рисунках В.12 и В.13. Рабочие органы роторно-поворотных насосов имеют одновременно вращательное и возвратно-поступательное движение.

К этой же группе объемных, роторно-вращательных, зубчатых насосов относятся и коловратные насосы, у которых вместо шестерен (шестеренный насос) в зацеплении находятся двух-, трех- или четырехкулачковые фигурные роторы, которые обеспечивают почти постоянный объем вытеснения в отдельные моменты поворота (выравненная по времени подача жидкости).

Диафрагменный насос (объемный), возвратно-поступательный имеет вместо поршня с цилиндром диафрагму (или мембрану), которая растягивается и сжимается при помощи или шатунно-кривошипного, или кулачкового механизма и, меняя объем около себя, то втягивает жидкость через всасывающий клапан, то выталкивает ее через нагнетательный клапан.

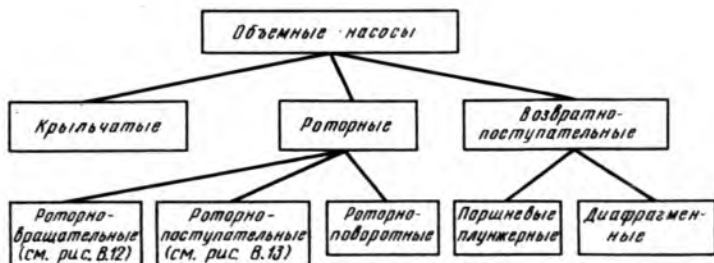


Рис. В.11. Классификация объемных насосов

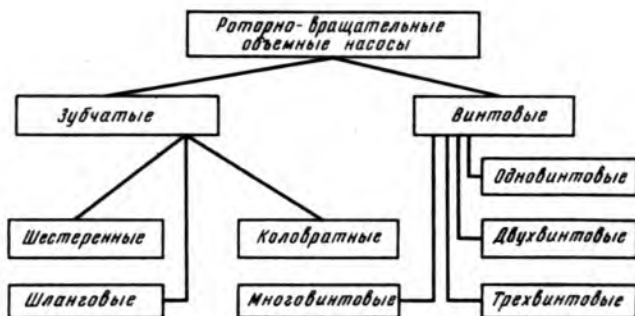


Рис. В.12. Классификация объемных роторно-вращательных насосов



Рис. В.13. Классификация объемных роторно-поступательных насосов

В.4. Краткие исторические сведения о развитии гидравлических машин и механизмов

Гидравлические машины в виде простейших водоподъемных устройств (шадуфы, водоподъемные колеса, бесконечная цепь с ковшами, «архимедовы винты» и т. д.) с использованием мускульной силы человека или животного появились несколько тысячелетий тому назад на заре развития поливного земледелия ранних цивилизаций человечества (Египет, Вавилон, Индия, Китай). Несколько позже, 3000 лет тому назад, создали водоподъемные колеса, в которых двигателем была сила текущей воды. Некоторые древние установки используют для орошения и до сих пор (Сирия, Ирак, Египет), а простейшие водоподъемные колеса, вращаемые животными, применяют и в настоящее время в сельском хозяйстве некоторых слаборазвитых стран.

Развитие городов и в связи с этим водоснабжения ускорило совершенствование гидравлических машин и устройств. Первый поршневой насос, сдвоенный и включающий в себя все элементы, известные и сейчас (клапаны, воздушные колпаки, коромысло ручного привода), был построен в 140 г. до н. э. Ктесибием (Греция) для тушения пожаров.

Объясняя историю появления той или иной машины, надо учитывать как уровень развития производительных сил общества, соответствующий данной общественно-экономической формации, так и общее развитие науки и техники.

Для каждой машины можно констатировать или время появления ее идеи, чертежа, или модели (выдачи авторского свидетельства на изобретение), или дату ее производственного применения (внедрения в производство), или период ее интенсивного использования в производстве. Важное значение имеет дата первого производственного применения машины, так как производственный образец всегда отличается от первоначальных набросков.

Рассмотрим историю создания, например, центробежного насоса.

Первые эскизы вращающихся каналов были сделаны Леонардо да Винчи (1452—1519).

В сочинениях средневековых механиков описаны схемы водоподъемников — предшественников лопастного

насоса: в 1657 г. описан насос Бланкино в виде двух вращающихся на общей раме наклонных трубок, нижние концы которых опущены в воду, а верхние расположены над круговым корытом, куда стекает вода; в 1670—1680 гг. Вальтер предложил вместо трубок устраивать конусообразный сосуд, расширяющийся кверху; в 1695 г. французский физик Д. Папен (1647—1714) переделал известную к тому времени воздушную помпу с четырехлопастной крыльчаткой, вставленной в круглый корпус, на насос, поставив эту крыльчатку в спиральный отвод; в 1818 г. Андреас (Бостон, США) создал центробежный насос с рабочим колесом открытого типа (крыльчатка) с двухсторонним входом на него и спиральным отводом. Все это были модели, не нашедшие применения в практике в основном из-за несовершенства и отсутствия подходящего двигателя, хотя развитие горного дела требовало создания новых машин для осушения шахт и их проветривания. Большое развитие в это время получили объемные, поршневые насосы в различных модификациях (например, в 1805 г. насос Ньюкомена, Англия). Этому способствовало также и то, что наиболее распространенным двигателем была паровая машина. В 1840 г. Вортингтоном (США) был внедрен в практику прямодействующий паровой насос, у которого поршень паровой машины и поршень насоса были соединены общим штоком, то есть получился эффективный агрегат.

Центробежные насосы только начинали развиваться. В 1832 г. русский инженер А. А. Саблуков (1783—1857) изобрел центробежный вентилятор с двухсторонним всасыванием и спиральным отводом, а в 1838 г. построил по такому же принципу центробежный насос. Эти разработки он успешно внедрил на Чагирском руднике на Алтае и, таким образом, дал путевку в жизнь и в производство этим машинам.

В 1848 г. Аппольд (Англия) сконструировал производственный образец насоса с двухсторонним входом воды на колесо. В 1846 г. Джонсон (США) предложил многоступенчатый насос, который с 1860 г. стал поставаться на рынок фирмой Джона Гвинна (Англия).

С 1853 г. эта же фирма стала выпускать многоступенчатый секционный насос, который был в 1875 г. улучшен известным гидродинамиком О. Рейнольдсом, получившим патент на направляющий аппарат в многоступенчатых насосах. В 1886 г. германская фирма Бродниц

сконструировала насос с зеркально повернутыми друг к другу колесами.

Таким образом, к концу XIX в. появились почти все конструктивные разновидности лопастных насосов. Однако широкого распространения они еще не получили. Не было еще высокооборотных двигателей. И только изобретение в 1888 г. русским инженером-электротехником М. О. Доливо-Добровольским (1861—1919) трехфазного асинхронного электродвигателя и соединение его напрямую с лопастным насосом дало мощный толчок вредрению электронасосных агрегатов во многие отрасли промышленности и сельского хозяйства. Впервые такой электронасос высокого давления (непосредственное соединение валов через муфту) демонстрировался в 1896 г. на Женевской выставке фирмой Зульцер (Германия). С этого времени начинается серьезная работа ученых и инженеров по созданию методов их расчета.

Уравнение Л. Эйлера (1707—1783), связывающее момент на валу турбины (Сегнерово колесо) со скоростями жидкости во вращающейся трубке, стало использоваться в практике и легло в основу так называемой струйной теории расчета турбин и насосов только через 100 лет после своего появления в 1749 г. В первой четверти XX столетия назрела необходимость расчета крупных гидравлических машин (турбин и насосов), а струйная теория уже не могла удовлетворить запросам практики. Возникли новые методы, в том числе двухразмерная теория расчета (а потом и трехразмерная), связанная с именами К. Бауэрсфельда, И. Н. Вознесенского, К. Пфлейдерера, И. И. Куколевского и позже Г. Ф. Проскура, А. А. Ломакина, С. С. Руднева. Предвестниками этих практических разработок были теоретические труды О. Рейнольдса (Англия), Л. Прандтля (Германия) и Н. Е. Жуковского (Россия).

Кроме того, в XIX в. усовершенствовали водяную турбину, перешли от водобойного колеса к современным машинам.

Укажем даты появления нескольких водоподъемных установок, которые будут рассматриваться ниже.

Вихревые насосы создали в 1920 г. одновременно в США и Германии. В СССР их стали выпускать в 1930 г.

Водоструйный насос был сконструирован в 1852 г. английским физиком Д. Томсоном как лабораторный прибор. Через несколько лет им заинтересовалась про-

мышленность, и струйные насосы, работающие на воде, паре и воздухе, получили широкое распространение.

В 1797 г. были изобретены гидравлический таран (Ж. Монгольфьер) и эрлифт (К. Лешер). Однако в промышленности использовать их начали десятки лет спустя.

Иллюстрацией того, как давно известная, но забытая конструкция может при определенных обстоятельствах получить широкое распространение в производстве и как бы родиться вновь, является история шестеренного (коловратного) насоса.

Если для широкого применения лопастного насоса не хватало электродвигателя, то для шестеренного насоса — общего уровня развития техники, а именно высокоточной технологии обработки деталей. Еще в XVII в. при первом упоминании о шестеренном (коловратном) насосе, которое было сделано в 1630 г. в сочинении французского монаха И. Лейхорна (1591—1670), ставили проблему точного изготовления шестерен и минимальности зазоров.

Вплоть до начала XX в. этот насос не имел никакого промышленного значения, так же как и старинные пластинчатые насосы Агостино Рамелли (1530—1590). Кроме точности изготовления, трудно было обеспечить смазывание вращающихся деталей при подаче воды. Только при переходе в первых системах гидропередатчиков от воды к минеральному маслу можно было решить эту проблему.

Вплоть до середины XX в. технология изготовления шестеренных насосов была несовершенна, и они не могли создавать достаточных давлений и конкурировать с другими типами насосов объемного гидропривода. В настоящее же время шестеренные насосы получили широкое распространение, особенно в гидроприводе тракторов, строительных и мелиоративных машин.

Определенной даты появления объемного гидропривода не существует. В середине XIX в. были созданы промышленные образцы гидравлических прессов, подъемных механизмов. Был уже известен гидравлический аккумулятор и мультипликатор. Такие станки, как клепальные, для загибания листов металла и испытания материалов работали с применением водяного гидропривода.

Наибольшее распространение в различных отраслях промышленности гидропривод получил с начала 40-х годов XX в., и в настоящее время мы наблюдаем его широ-

кое внедрение в различные отрасли промышленности и сельского хозяйства.

Датой возникновения динамического гидропривода считается 1902 г., когда профессор Феттингер (Англия) предложил конструкцию гидротрансформатора. Первая гидродинамическая передача по этому предложению была испытана в 1907 г. в приводе корабельного винта. В настоящее время гидромуфты и гидротрансформаторы находят все большее распространение в приводе тепловозов, автомобилей, строительных, дорожных и других машин.

Разработкой теоретической и практической основ гидropередач у нас в стране занимались такие ученые, как А. П. Кудрявцев, И. Ф. Семичастнов, В. В. Ермаков, В. Н. Прокофьев, Т. М. Башта, А. И. Вошинин и др.

Гидравлические машины развивались на основе новых конструкций и технологий, стандартизации и применения современных материалов.

Раздел первый. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

Глава 1. ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

1.1. Параметры, характеризующие работу насосов

Работу насосов характеризуют следующие параметры: подача (расход), напор или давление, мощность, коэффициент полезного действия (КПД) и полезная удельная работа.

Подачу насоса Q делят на объемную ($\text{м}^3/\text{с}$ или $\text{л}/\text{с}$) и массовую m_t ($\text{кг}/\text{с}$). Объемную подачу определяют для насосов, работающих на малосжимаемых жидкостях (вода, минеральное масло и т. д.), а массовую — для сильносжимаемых (воздух, газ и т. д.):

$$m_t = m/t = \rho V/t = \rho Q,$$

где mV и ρ — масса (кг), объем (м^3) и плотность ($\text{кг}/\text{м}^3$) подаваемой жидкости; t — время подачи (с).

Напором насоса (H) называется разность удельных энергий [уравнение (В.2)] на выходе из насоса e_2 и на входе в него e_1 :

$$H = e_2 - e_1. \quad (1.1)$$

На основе уравнения Д. Бернулли (В.2) подставим выражения e_2 и e_1 с соответствующими индексами в выражение (1.1). Запас удельной энергии рассчитаем для произвольно выбранной горизонтальной плоскости $O-O$.

Тогда

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1), \quad (1.2)$$

где p_2 и p_1 — давление на выходе из насоса (напорный патрубок) и на входе в него (всасывающий патрубок), Па; v_2 и v_1 — средние скорости в сечениях, где измерены p_2 и p_1 , $\text{м}/\text{с}$; z_2 и z_1 — высота центра тяжести сечения выхода и входа в насос над горизонтальной плоскостью $O-O$, м.

Для воды величина $\rho g = 9810 \text{ Н}/\text{м}^3$ и мало зависит от температуры, давления, солености и т. д. В технических

расчетах эту величину принимают постоянной и определяют напор (м).

Для минерального масла и топлива $\rho g \simeq 7650 \dots 9300 \text{ Н/м}^3$, то есть меняется в больших пределах. В этом случае вместо напора вычисляют давление (Па) насоса $p = \rho g H$:

$$p = p_2 - p_1 + \rho \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \rho g(z_2 - z_1). \quad (1.3)$$

По этой же формуле рассчитывают давление вентилятора или компрессора при подаче воздуха и газов. Иногда, определив для вентилятора давление p в Па, принимают в формуле (1.3) ρ для воздуха или газа и условно выражают p в мм (1 мм соответствует давлению 9,8 Па).

Зная объемную или массовую подачу и напор или давление насоса, можно подсчитать полезную мощность (Вт) насоса:

$$N_n = Qp = m_1 p / \rho = m_1 L_n. \quad (1.4)$$

Величина $L_n = p/\rho$ называется полезной удельной работой (Дж/кг) насоса, Q в $\text{м}^3/\text{с}$, p в Па.

Если N_n определяют через напор H , то с учетом того, что для воды $\rho g = 9810 \text{ Н/м}^3$, можно выразить N_n в кВт так:

$$N_n = 9,81 QH. \quad (1.5)$$

Отношение полезной мощности N_n к мощности насоса N дает КПД

$$\eta = N_n / N. \quad (1.6)$$

Мощность (кВт), потребляемая насосом:

$$N = Qp / \eta \quad (1.7)$$

или

$$N = 9,81 QH / \eta, \quad (1.8)$$

где Q в $\text{м}^3/\text{с}$; p в кПа; H в м.

В последнее время в проспектах и каталогах насосов часто вместе с потребляемой насосом мощности N приводится полезная удельная работа L_n (Дж/кг). По этой величине можно определить, кроме полезной мощности N_n по формуле (1.4), давление (Па)

$$p = \rho L_n \quad (1.9)$$

или напор (м) насоса

$$H = L_n/g = 0,102 L_n.$$

Во входном патрубке насоса создается разрежение, поэтому жидкость всасывается на некоторую высоту. Разрежение имеет предел, который определяется давлением насыщенного пара жидкости при данной температуре. Если давление ниже этого предела, то жидкость вскипает и переходит в пар. Это явление называется кавитацией.

Допустимое разрежение и кавитационные качества насосов оцениваются кавитационным запасом $\Delta h_{\text{доп}}$, который представляет приведенный к оси насоса избыток удельной энергии на входе над давлением насыщенного пара этой жидкости.

1.2. Баланс энергии в насосах

Полезная мощность N_n [формулы (1.4) и (1.5)] всегда меньше, чем мощность насоса N , так как часть энергии внутри насоса теряется, переходит в тепло и рассеивается в пространстве. В гидравлической машине различают три вида потерь энергии: объемные, гидравлические и механические.

Обозначим мощность, приходящуюся на объемные потери ΔN_Q , гидравлические ΔN_r и механические $\Delta N_{\text{мех}}$. Их сумма $\Sigma \Delta N$ дает общие потери, которые в сумме с полезной мощностью составляют мощность насоса

$$N = N_n + \Sigma \Delta N. \quad (1.10)$$

По этому выражению можно подсчитать баланс энергии в насосе и определить, какая часть энергии тратится на потери и на какие именно.

Объемные потери происходят через зазоры между подвижными деталями машины и неподвижным корпусом при перетекании жидкости из полости высокого давления. Эти потери жидкости создают

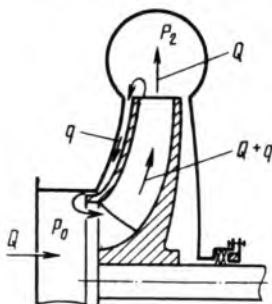


Рис. 1.1. Схема утечек через зазоры в центробежном насосе ($p_2 \gg p_0$)

внутренний ее кругооборот (рис. 1.1) и поглощают таким образом часть энергии.

На выходе из колеса давление p_2 значительно больше атмосферного (это фактически полное давление насоса p), а на входе в него во всасывающем патрубке давление p_0 может быть и менее атмосферного. Перепад давлений $p_2 - p_0$ создает ток жидкости через зазор с расходом q . Чтобы уменьшить расход q , между корпусом насоса и рабочим колесом у входа на него устраивают щелевое уплотнение (рис. 1.2), создающее гидравлическое сопротивление, препятствующее току жидкости.

Объемные потери учитываются объемным КПД $\eta_{об}$, который представляет отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками, то есть

$$\eta_{об} = N_n / (N_n + \Delta N_Q).$$

Подставим $N_n = \rho g Q H$ и $\Delta N_Q = \rho g q H$ и получим

$$\eta_{об} = Q / Q_t = Q / (Q + q), \quad (1.11)$$

где $Q_t = Q + q$ — расход через колесо насоса (теоретический расход).

Гидравлические потери энергии получаются в результате гидравлических потерь напора $h_{тр}$, которые всегда существуют при движении жидкости в проточной части насоса (всасывающий патрубок, колесо, спиральный отвод и т. д.). Как правило, поток жидкости в лопастном насосе сильно турбулизирован, поэтому потери напора принимают пропорциональными квадрату расхода (квадратичная зона сопротивлений).



Рис. 1.2. Щелевое уплотнение между корпусом насоса и рабочим колесом у входа на него:

а — кольцевое; б — угловое; в — лабиринтное; 1 — зазор; 2 — уплотняющее кольцо

Этот вид потерь оценивается гидравлическим КПД η_r , который представляет отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе, то есть

$$\eta_r = N_n / (N_n + \Delta N_r) .$$

Подставим $\Delta N_r = \rho g Q h_{тр}$ и получим

$$\eta_r = H / (H + h_{тр}) = H / H_t , \quad (1.12)$$

где H_t — теоретический напор.

Мощность $N_r = \rho g Q_t H_t$, подсчитанная по расходу в колесе Q_t и напору H_t , называется гидравлической, или индикаторной, мощностью по аналогии с объемным поршневым насосом. Эта мощность меньше мощности насоса N на величину механических потерь $\Delta N_{мех}$, то есть

$$N_r = N - \Delta N_{мех} \quad (1.13)$$

или

$$N_r = \rho g Q_t H_t . \quad (1.14)$$

Механические потери складываются из потерь энергии на трение в подшипниках, уплотнениях вала (сальники), а также на трение внешней стороны дисков колеса о жидкость (дисковое трение). Они оцениваются механическим КПД

$$\eta_{мех} = (N - \Delta N_{мех}) / N . \quad (1.15)$$

Произведение всех трех КПД насоса равно общему КПД

$$\eta = \eta_{об} \eta_r \eta_{мех} . \quad (1.16)$$

Опытным путем составляющие баланса энергии в насосе определяют в такой последовательности:

находят зависимость утечек q от перепада $p_2 - p_0$; для этого колесо насоса заливают парафином и на выходную часть надевают бандаж, чтобы парафин не вытекал при вращении колеса; через напорный патрубок во всасывающий пропускают жидкость при вращении заглушенного колеса с номинальной частотой вращения; получают график $q = f(p_2 - p_0)$, который потом и используют;

измеряют мощность на валу насоса при работе его с заглушенным колесом и заполненным жидкостью

внутренним пространством (корпус и спираль); эта мощность и есть $\Delta N_{\text{мех}}$, которая расходуется на трение вала в подшипниках и внешней стороны дисков колеса о жидкость;

измеряют Q , H , N при нормальной работе насоса в зоне максимальных КПД, а также $p_2 - p_0$; определяют утечку q_0 по графику $q_0 = f(p_2 - p_0)$, подсчитывают $\Delta N_Q = \rho g q_0 H$, затем вычисляют $\Delta N_r = N - N_{\text{п}} - \Delta N_Q - \Delta N_{\text{мех}}$.

Коэффициенты полезного действия во многом зависят от качества изготовления насоса (щелевое уплотнение, обработка поверхности рабочего колеса, особенно проточной части, подшипники и т. д.). Как правило, с увеличением геометрических размеров КПД насосов увеличивается. Ориентировочные КПД таковы:

КПД	η	$\eta_{\text{об}}$	η_r	$\eta_{\text{мех}}$
Малые насосы (Q до $0,2 \text{ м}^3/\text{с}$)	0,45...0,75	0,85...0,95	0,8...0,85	0,70...0,93
Крупные насосы (Q более $0,2 \text{ м}^3/\text{с}$)	0,75...0,90	0,90...0,95	0,85...0,96	0,92...0,96

1.3. Движение жидкости в рабочем колесе насосов

Движение жидкости в центробежном насосе. Представим, что жидкость в рабочем колесе движется в виде струек, имеющих траектории, совпадающие с очертанием лопастей. На рисунке 1.3 показана такая струйка $M_1 M_2$.

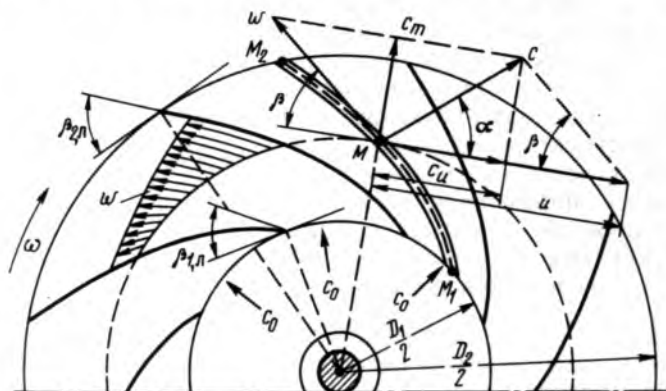


Рис. 1.3. Схема движения жидкости в рабочем колесе и параллелограмм скоростей

Эта модель движения соответствует бесконечно большому числу лопастей, которые и разбивают весь поток на струйки с заданными траекториями.

Жидкая частица M , принадлежащая струйке M_1M_2 , участвует одновременно в двух движениях: переносом с вектором окружной (переносной) скорости u и относительном от M_1 к M_2 с вектором относительной скорости w . Вектор абсолютной скорости c получается от геометрического сложения векторов w и u . В параллелограмме скоростей угол между векторами абсолютной c и окружной u скоростей обозначен α , а между вектором относительной скорости w и касательной к окружности в точке m — β .

Проекция вектора c на продолжение радиуса колеса дает вектор c_m (меридиональная скорость), а на касательную к окружности — составляющую абсолютной скорости c_u .

Все размеры колеса и векторы скоростей при входе частицы жидкости на лопасти будем писать с индексом 1, при выходе — с индексом 2, до входа на лопасти — с индексом 0 и после выхода из колеса — с индексом 3. Для струйной модели движения при бесконечном числе лопастей введем еще индекс ∞ .

На рисунке 1.4 построен треугольник скоростей ADC при выходе частицы жидкости из колеса (пунктирная линия). Угол между вектором относительной скорости $w_{2\infty}$ и касательной к окружности колеса обозначен $\beta_{2л}$. Этот угол может быть назван конструкторским углом лопасти для ее выходной кромки, так как, с одной стороны, он принадлежит скоростному треугольнику ADC , а с другой — является действительным углом между касательными к выходной кромке лопасти и к окружности колеса.

Конструкторские углы $\beta_{2л}$ и $\beta_{1л}$ (см. рис. 1.3) для соответственно выходной и входной кромок являются основными параметрами для профилирования лопастей.

Окружная скорость u_2 записана без индекса ∞ , так как она не зависит от выбранной модели движения и определяется по формуле

$$u_2 = \pi n D_2 / 60, \quad (1.17)$$

где n — частота вращения, мин^{-1} ; D_2 — диаметр колеса по выходным кромкам лопастей.

Струйная модель движения жидкости, соответствующая бесконечно большому числу лопастей, предполага-

ет равенство относительных скоростей w на концентрических окружностях колеса.

Такая модель движения абстрактна (нереальна), так как для передачи работы с движущейся лопасти на жидкость необходимым условием является разность давлений, а также относительных скоростей по обе стороны лопасти.

При конечном числе лопастей эпюра относительных скоростей w в межлопаточном пространстве показана на рисунке 1.3. Разница в относительных скоростях по обе стороны лопасти приводит к скосу потока на угол $\Delta\beta_2$ в направлении, противоположном вращению колеса.

На рисунке 1.4 построен также треугольник скоростей ABC для модели движения жидкости при конечном числе лопастей колеса (векторы c_2 , w_2 , c_{2u} , углы β_2 и α_2) с учетом скоса потока при выходе. Этот треугольник построен из условия, что окружная u_2 и меридиональная c_{2m} скорости остаются такими же, как и в случае модели движения при бесконечно большом числе лопастей.

Из рассмотрения треугольников скоростей ADC и ABC для двух схем движения следует, что связь между ними может быть установлена, если определить или угол скоса потока $\Delta\beta_2 = \beta_{2л} - \beta_2$, или разность проекций $[(c_{2u})_\infty - c_{2u}]$, или так называемый коэффициент циркуляции

$$K = c_{2u} / (c_{2u})_\infty. \quad (1.18)$$

Рассмотренный в § 1.2 теоретический напор H_t будет соответствовать теоретическому напору для модели движения при конечном числе лопастей.

Он связан с действительным напором H соотношением

$$H = \eta_r H_t. \quad (1.19)$$

Обозначим теоретический напор для модели струйного движения жидкости при бесконечно большом числе лопастей $H_{t\infty}$. Связь между двумя теоретическими напорами H_t и $H_{t\infty}$ такова:

$$H_t = K H_{t\infty}. \quad (1.20)$$

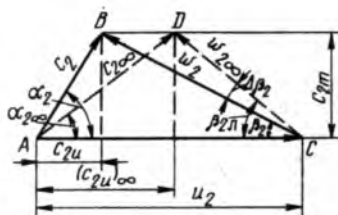


Рис. 1.4. Треугольники скоростей при выходе жидкости из колеса

Теоретическим и экспериментальным изучением потока жидкостей в межлопастном пространстве рабочего колеса центробежного насоса занимались многие исследователи.

В начале 30-х годов Г. Ф. Проскура на основе гидродинамической теории вихревых потоков и К. Пфлейдерер с учетом допущений о том, что нагрузка на лопасть распределена равномерно по ее длине и скорости на выходной кромке не равны друг другу, получили для коэффициента циркуляции K совпадающие по структуре формулы, хотя методы их выводов были разные.

Приведем полуэмпирическую формулу Пфлейдерера:

$$K = 1/(1 + p), \quad (1.21)$$

$$p = 2 \frac{\psi}{z} \frac{1}{1 + (D_1/D_2)^2}, \quad (1.22)$$

$$\Psi = 0,6(1 + \sin\beta_{2л}) \text{ при } D_1/D_2 \leq 0,5,$$

$$\Psi = 1,1(1 + \sin\beta_{2л}) D_1/D_2 \text{ при } D_1/D_2 = 0,6 \dots 0,9,$$

где D_1, D_2 — диаметры колеса по входным и выходным кромкам лопастей; z — число лопастей.

Треугольники скоростей и безударный вход жидкости на лопасти колеса центробежных насосов. Определим величину векторов в треугольниках скоростей на выходе

жидкости из колеса и входе в него, чтобы установить конструкторские углы лопасти и выяснить основные соотношения при расчете размеров колеса.

Меридиональная скорость c_{2m} направлена по нормали к цилиндрическому сечению на выходе из колеса, площадь которого (рис. 1.5) равна $S_2 = \pi D_2 b_2$ (где b_2 — расстояние между дисками колеса). Поэтому ее можно получить как частное от деления расхода через колесо Q_i на площадь. Здесь надо толь-

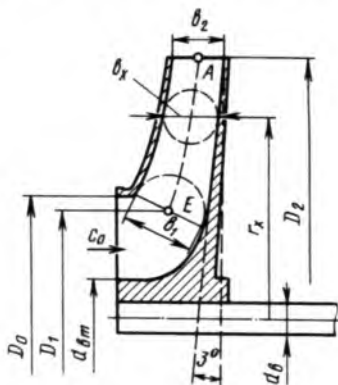


Рис. 1.5. Основные расчетные размеры рабочего колеса и лопасти в меридиональном сечении

ко учесть, что при конечном числе лопастей z и толщине лопасти около выхода δ_2 площадь выхода из колеса $S_{2л}$ меньше, чем S_2 , на величину $zb_2\delta_2/\sin\beta_{2л}$. Стеснение площади выхода учитывается коэффициентом стеснения

$$\psi_2 = \frac{S_{2л}}{S_2} = 1 - \frac{zb_2/\sin\beta_{2л}}{\pi D_2}. \quad (1.23)$$

При расчете колеса коэффициентом ψ_2 задаются в пределах 0,9...0,95, а потом его проверяют.

Объемная подача насоса Q меньше, чем расход жидкости через колесо Q_t , на величину утечек внутри насоса (см. § 1.2):

$$Q = \eta_{об} Q_t. \quad (1.24)$$

С учетом этих поправок меридиональная скорость

$$c_{2m} = Q_t/S_{2л} = Q/(\eta_{об}\psi_2\pi D_2 b_2). \quad (1.25)$$

Окружную скорость u_2 определяют по формуле (1.17).

На основе формул (1.17), (1.19), (1.21), (1.22) и (1.25) можно рассчитать основные размеры выходной части колеса.

Рассмотрим теперь входную часть рабочего колеса.

Скорость до входа на лопасти c_0 (см. рис. 1.3 и 1.5) определяется по формуле С. С. Руднева:

$$c_0 \approx 0,06\sqrt[3]{Qn^2}, \quad (1.26)$$

где Q в м³/с; n в мин⁻¹.

Диаметр входа на колесо D_0 вычисляют из уравнения

$$\pi(D_0^2 - d_{вт}^2)/4 = Q/(\eta_{об}c_0). \quad (1.27)$$

Приведенный диаметр (м) живого сечения

$$D_{л.пр} = (4...4,5)\sqrt[3]{Q/n}. \quad (1.28)$$

Диаметр D_1 определяют из формулы

$$D_{л.пр}^2 = D_1^2 - d_{вт}^2. \quad (1.29)$$

Диаметр втулки (ступицы) больше диаметра вала

$$d_{вт} = (1,2...1,4)d_a. \quad (1.30)$$

Окружная скорость на входных кромках

$$u_1 = \pi D_1 n/60. \quad (1.31)$$

Принимается, что скорость до входа на лопасти c_0 должна равняться абсолютной скорости c_1 , исправленной на стеснение лопастями входного сечения, то есть

$$c_0 = \psi_1 c_1, \quad (1.32)$$

$$\psi_1 = 1 - \frac{z \delta_1 / \sin \beta_{1л}}{\pi D_1}. \quad (1.33)$$

Для предварительных расчетов ψ_1 принимается равным от 0,75 (малые колеса) до 0,9 (большие колеса).

Скорость

$$c_{1m} = Q / (\psi_1 \pi D_1 b_1). \quad (1.34)$$

Из этой формулы можно определить b_1 .

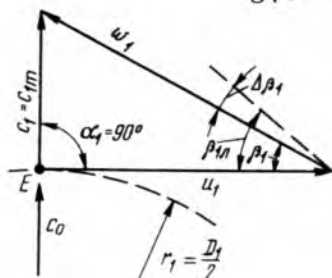
Для расчетного режима насоса направления скоростей c_0 до входа и c_1 на входе должны совпадать между собой. В этом случае получается так называемый безударный вход, соответствующий наименьшим гидравлическим потерям напора на входе. Если между c_0 и c_1 будет какой-то угол, то за входной кромкой образуется зона отжима потока с вихревым движением жидкости, дополнительно поглощающим энергию.

Во всасывающем патрубке насоса, представляющем прямоосный конфузур, предварительной закрутки потока нет ($c_{1u} = 0$) и скорость направлена по радиусам колеса (схематично это выглядит так, что как будто существует точечный источник, выбрасывающий радиально жидкость сквозь цилиндрическую поверхность $\pi D_1 b_1$). На рисунке 1.6 для этого случая построен скоростной треугольник, по которому можно определить углы β_1 и $\beta_{1л}$. Если $c_{1u} = 0$ и $\alpha_1 = 90^\circ$, то $c_{1m} = c_1$ и

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_{1m} / u_1. \quad (1.35)$$

Если имеется подкрутка потока на входе ($c_{1u} > 0$), то

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_{1m} / (u_1 - c_{1u}). \quad (1.36)$$



Угол β_1 , вычисленный по формуле (1.35) или (1.36), надо увеличить на $\Delta \beta_1 = 3 \dots 8^\circ$. Это улучшает КПД насоса и его высоту всасывания.

Рис. 1.6. Треугольник скоростей на входе (точка E на рис. 1.5), соответствующий безударному входу

Угол $\Delta\beta_1$ по аналогии с крыловым профилем называется углом атаки.

Конструкторский угол входной части лопасти

$$\beta_{1л} = \beta_1 + \Delta\beta_1. \quad (1.37)$$

Скоростные треугольники дают возможность проанализировать, какая часть напора в колесе создается за счет потенциальной энергии и какая часть за счет кинетической. Обозначим напор потенциальный $H_{\text{пот}}$ и динамический $H_{\text{дин}}$. Тогда теоретический напор

$$H_t = H_{\text{пот}} + H_{\text{дин}}.$$

Введем коэффициент реакции ρ_R (степень реакции):

$$\rho_R = H_{\text{пот}}/H_t = (H_t - H_{\text{дин}})/H_t$$

или

$$\rho_R = 1 - \frac{H_{\text{дин}}}{H_t} = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}. \quad (1.38)$$

Он меняется от 0 до 1,0.

Для центробежных насосов $\rho_R \approx 0,7...0,8$, осевых с малым числом лопастей $\rho_R = 1$.

Движение жидкости в осевом насосе. Конструкция осевого насоса (рис. 1.7) проще, чем центробежного (нет спирального отвода). Жидкость в нем движется параллельно валу. Рабочее колесо представляет несколько винтообразных лопастей 3, укрепленных на втулке-обтекателе 2 с валом 7. Оно помещено в цилиндрический корпус 6 с коленом, переходящим в напорный патрубок 10. Через колено проходит вал. После колеса располагаются неподвижные лопасти направляющего аппарата 4. Его назначение — преобразовать окружную составляющую скорости в давление. Кроме этого, лопасти направляющего аппарата служат опорой для подшипника вала.

Представим движение жидкости в осевом насосе по цилиндрическим поверхностям, соосным с валом насоса и с радиусами r . Тогда для каждой цилиндрической поверхности окружные скорости на входе в колесо и выходе из него одинаковы и равны $u_1 = u_2 = u$.

На рисунке 1.8 показаны пять цилиндрических сечений (обыкновенно берут 5...10). Для приближенных расчетов минимальное их число может быть равно трем: сечение у втулки, сечение на конце лопасти и сечение по так называемому среднему диаметру колеса $D_{\text{ср}}$.

Этот диаметр соответствует окружности, которая делит площадь поперечного сечения проточной части колеса пополам.

На рисунке 1.8 указаны основные размеры колеса: D — общий диаметр по кромкам лопастей, $d_{вт}$ — диаметр втулки колеса. Площадь поперечного сечения проточной части

$$S = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_{вт}^2) = \frac{\pi}{4}D^2(1 - n_{вт}^2), \quad (1.39)$$

где $n_{вт}$ — втулочное отношение, $n_{вт} = d_{вт}/D$ (иногда его называют относительным диаметром втулки).

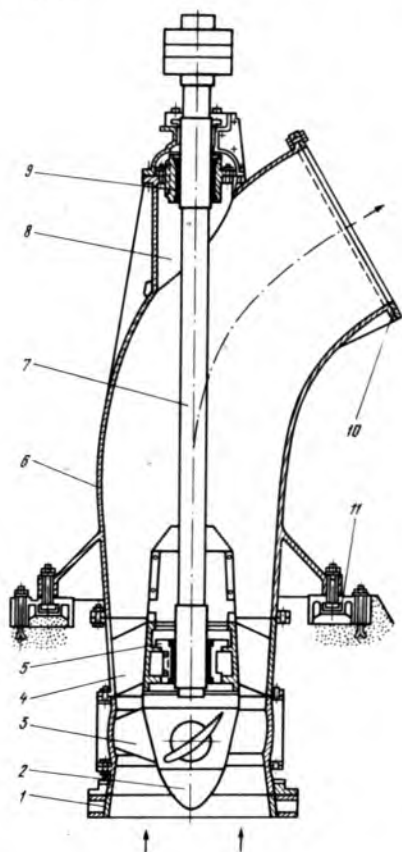


Рис. 1.7. Осевой насос марки ОПВ (вертикальный):

1 и 10 — всасывающий и напорный патрубки; 2 — втулка-обтекатель; 3 — лопасти рабочего колеса; 4 — неподвижные лопасти направляющего аппарата; 5 — нижний подшипник; 6 — корпус; 7 — вал; 8 — кронштейн подшипника; 9 — сальник и верхний подшипник; 11 — опорные кронштейны

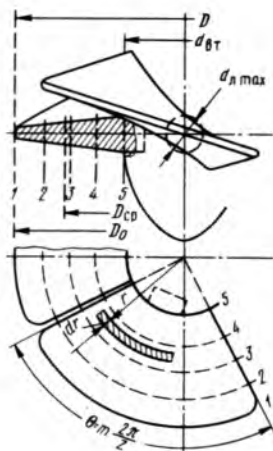


Рис. 1.8. Расчетные цилиндрические сечения (1...5) лопасти колеса осевого насоса

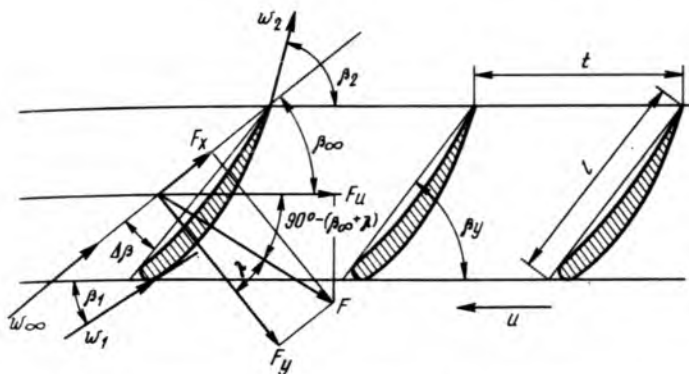


Рис. 1.9. Решетка крыловых профилей, ее параметры и силы, действующие на профили

На основе указанного выше условия средний диаметр

$$D_{\text{ср}} = \sqrt{(D^2 - d_{\text{вт}}^2)/2}. \quad (1.40)$$

Если развернуть рассекающую лопасти цилиндрическую поверхность на плоскость, то получим решетку крыловых профилей (рис. 1.9). Она имеет следующие геометрические характеристики: $t = 2\pi r/z$ — шаг решетки, z — число лопастей, l — длина хорды сечения лопасти, β_y — установочный угол лопасти (угол между хордой и горизонтальной линией), l/t — густота решетки, t/l — относительный шаг.

Лопасть в плане занимает один и тот же центральный угол (см. рис. 1.8):

$$\theta = m2\pi/z, \quad (1.41)$$

где m — степень перекрытия лопастей в плане.

При заданном θ длина хорды в данном сечении $l = \theta r / \cos \beta_y$ и отношение $l/t = m / \cos \beta_y$.

На рисунке 1.9 показан вектор скорости w_∞ потока, набегающего на лопасти под углом β_∞ . Это будет скорость до решетки крыловых профилей и после нее там, где структура потока не нарушена присутствием в нем обтекаемых профилей. От направления этой скорости отсчитывается так называемый угол атаки $\Delta\beta$, то есть угол, под которым поставлен крыловой профиль по отношению к набегающему потоку.

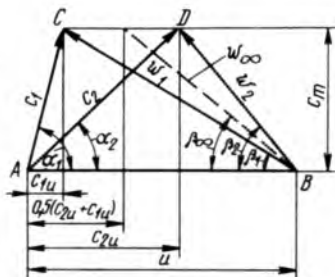


Рис. 1.10. Треугольники скоростей на входе и выходе колеса осевого насоса

На рисунке 1.10 изображены треугольники скоростей при входе на лопасть ACB и выходе ADB . Они построены на одном и том же отрезке AB , так как для входа

и выхода окружная скорость u одна и та же при данном радиусе r . Скорость c_m , направленная вдоль по оси рабочего колеса (меридиональная скорость), одинакова для входа и выхода, то есть $c_{2m} = c_{1m} = c_m$. Она определяется как частное от деления расхода Q_i на площадь s [формула (1.39)]:

$$c_m = Q_i / S = 4Q_i / [\pi D^2 (1 - n_{вт}^2)]. \quad (1.42)$$

Втулочное отношение $n_{вт}$ выбирают в начале расчета на основе анализа существующих конструкций. Для осевых насосов оно лежит в пределах $n_{вт} = 0,4 \dots 0,6$.

Относительные скорости входа w_1 и выхода w_2 направлена под разными углами β_1 и β_2 к горизонтальной линии. Угол β_2 должен быть всегда больше угла β_1 , так как в противном случае не будет соблюдаться насосный режим работы.

Скорость c_{2u} определяют из условия, что для всех цилиндрических сечений напор $H_i = \text{const}$ или, что то же самое, $ru = \text{const}$. Это условие обеспечивает постоянство циркуляции вокруг лопасти на разных радиусах колеса и отсутствие перетекания жидкости вдоль радиуса при переходе от одного цилиндрического сечения к другому.

Лопасть получается с переменными для разных сечений углами $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$, то есть закрученной (винтовой), как на рисунке 1.8. При большом втулочном отношении ($n_{вт} > 0,6$) лопасти выполняются незакрученными, то есть углы $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ принимаются для всех цилиндрических сечений одинаковыми. В этом случае длина хорды сечения лопасти l будет уменьшаться от сечения у втулки до сечения у внешней окружности колеса (на рисунке 1.8 от сечения 5 к сечению 1).

По известным скоростям c_m , u , c_{2u} , c_{1u} можно построить скоростной треугольник и определить углы β_1 и β_2 .

скорости w_1, w_2, c_1, c_2 , а также среднюю скорость w_∞ как среднюю геометрическую сумму векторов w_1 и w_2 . Согласно рисунку 1.10, имеем

$$\operatorname{tg} \beta_\infty = c_m / [u - 0,5 (c_{2u} + c_{1u})], \quad (1.43)$$

$$w_\infty = c_m / \sin \beta_\infty \quad (1.44)$$

или

$$w_\infty = \sqrt{c_m^2 + [u - 0,5 (c_{2u} + c_{1u})]^2}. \quad (1.45)$$

1.4. Основное уравнение лопастных насосов

Основное уравнение лопастных насосов выражает связь вращающего момента T на валу насоса с его массовой подачей и изменением величины и направления абсолютных скоростей на входе в колесо и выходе из него.

Выведем это уравнение на примере колеса центробежного насоса, хотя оно будет справедливо для всех типов лопастных насосов, а также и для гидравлических турбин. Кстати, для последних оно было получено в 1754 г. Л. Эйлером и носит его имя.

Воспользуемся известным из теоретической механики законом моментов количеств движения, который утверждает, что изменение момента количества движения ΔL в единицу времени относительно оси вращения рабочего колеса равно сумме моментов внешних сил относительно той же оси, то есть равно вращающему моменту

$$T = \Delta L / \Delta t. \quad (1.46)$$

Момент количества движения L вокруг точки O массы m

$$L = mcl = mcr \cos \alpha = mc_u r,$$

где l — плечо; r — радиус вращения; c — вектор абсолютной скорости; $c_u = c \cos \alpha$ — проекция вектора c на касательную к окружности, по которой движется точка m .

Рассмотрим изменение момента количества движения при протекании жидкости между двумя лопастями ac и bd (рис. 1.11), обозначив его как $\Delta L_i = L_{\text{кон}} - L_{\text{нач}}$, где $L_{\text{нач}}$ и $L_{\text{кон}}$ начальный и конечный моменты количества движения. Для всего колеса оно будет $\Delta L = \sum \Delta L_i$, где i — число каналов, образованных парой лопастей.

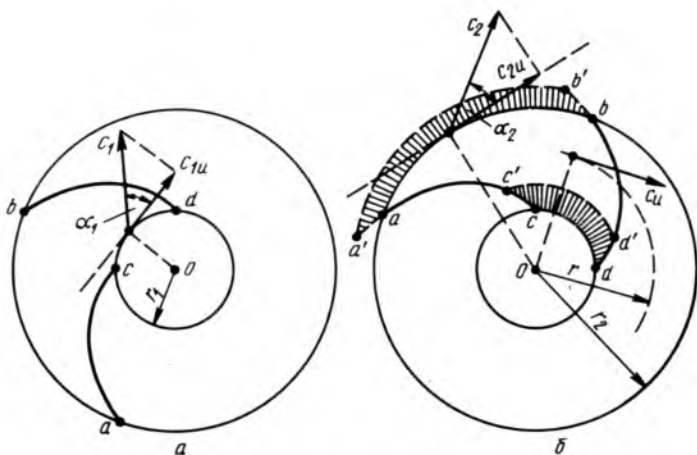


Рис. 1.11. Схема к выводу уравнения Эйлера:

a — положение колеса в начале отсчета времени; b — через промежуток времени Δt

За время Δt объем жидкости из положения $acbd$ переместится в положение $a'b'c'd'$. Заметим, что начальный объем $V_{acbd} = V_{cc'dd'} + V_{ac'bd'}$ и конечный объем $V_{a'c'b'd'} = V_{a'ab'b} + V_{ac'bd'}$.

Учитывая, что масса — это объем, умноженный на плотность ρ , можно записать, что конечный момент количества движения

$$L_{\text{кон}} = \rho V_{a'ab'b} c_{2u} r_2 + \rho V_{ac'bd'} c_{1u} r_1$$

и начальный момент количества движения

$$L_{\text{нач}} = \rho V_{cc'dd'} c_{1u} r_1 + \rho V_{ac'bd'} c_{1u} r_1.$$

Их разность дает величину

$$\Delta L_i = \rho V_{a'ab'b} c_{2u} r_2 - \rho V_{cc'dd'} c_{1u} r_1.$$

В силу неразрывности жидкости объемы вытекающей в колесо (или в канал) и вытекающей из него жидкости равны, то есть

$$V_{a'ab'b} = V_{cc'dd'} = V_i, \quad (1.47)$$

и тогда

$$\Delta L = \Delta L_i = \rho V_i (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1). \quad (1.48)$$

Расход жидкости через колесо Q_i будет равен объему V_i , умноженному на число каналов i и деленному на время Δt , или $V_i = Q_i \Delta t$. Тогда

$$\Delta L = \rho Q_i \Delta t (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1) \quad (1.49)$$

и момент сил на валу насоса, согласно формуле (1.46), будет равен

$$T = \Delta L / \Delta t = \rho Q_i (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1). \quad (1.50)$$

При выводе этого уравнения было сделано допущение, что абсолютные скорости жидкости в сечениях, близких к входной кромке лопастей c_1 и выходной кромке c_2 (см. рис. 1.11), одинаковы для всех точек окружности и для близких друг к другу сечений cd и $c'd'$, а также ab и $a'b'$. Использование закона момента количества движения дало возможность не рассматривать все внутренние силы, то есть взаимные давления внутри жидкости и между жидкостью и вращающимся колесом, реакции опор вала, веса жидкости и самого колеса, так как система симметрична, а также движение жидкости в колесе или очертание лопастей. Заданы только величина и направление (угол α_1 и α_2) векторов c_1 и c_2 скоростей жидкости на входе в колесо и выходе из него.

1.5. Теоретический напор насосов

Используем уравнение (1.50) для вывода теоретического напора центробежного насоса H_t без учета гидравлических потерь напора внутри насоса, принимая во внимание, что теоретическая мощность, с одной стороны,

$$N_t = \rho g Q_i H_t,$$

а с другой стороны,

$$N_t = T \omega.$$

Приравнивая правые части этих формул, получаем, что

$$H_t = T \omega / (\rho g Q_i). \quad (1.51)$$

Подставляя сюда вместо T выражение (1.50), имеем

$$H_t = \omega (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1). \quad (1.52)$$

Произведение ωr дает окружную скорость u , то есть $\omega r_2 = u_2$ и $\omega r_1 = u_1$. Тогда

$$H_t = (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1)/g. \quad (1.53)$$

При безударном входе на рабочее колесо, когда $\alpha_1 = 90^\circ$ и $c_{1u} = 0$, имеем

$$H_t = c_{2u}u_2/g. \quad (1.54)$$

Для осевого насоса теоретический напор получим из формулы (1.53) при условии, что $u_2 = u_1 = u$:

$$H_t = u(c_{2u} - c_{1u})/g \quad (1.55)$$

или при $\alpha_1 = 90^\circ$ и $c_{1u} = 0$ (закрутка потока перед входом отсутствует):

$$H_t = uc_{2u}/g. \quad (1.56)$$

Выразим теоретический напор H_t через параметры решетки крыловых профилей и силу, возникающую при взаимодействии вращающейся решетки профилей и потока жидкости.

Для центробежного насоса решетка крыловых профилей может быть образована путем развертки в прямую линию средней окружности рабочего колеса. Такой прием для расчета очертания лопастей колеса центробежного насоса применяется редко, так как существуют более простые способы, особенно при небольших коэффициентах быстроходности насосов ($n_s < 90$).

Для осевых же насосов использование аналогии между профилями, вырезанными цилиндрическими поверхностями из рабочего колеса насоса и уже известными формами крыловых профилей, прошедших испытания в аэродинамической трубе, широко распространено. В этой аналогии и состоит сущность расчета лопастей по методу подъемных сил.

На рисунке 1.9 показаны сила F , возникающая при взаимодействии крылового профиля и набегающего потока, и ее составляющие: подъемная сила F_y и сила лобового сопротивления F_x .

Силы F_y и F_x непосредственно измеряют при испытании решетки крыловых профилей в аэродинамических трубах. Коэффициенты подъемной силы C_y и лобового сопротивления C_x рассчитывают из формул

$$F_y = C_y \rho S \omega_\infty^2 / 2, \quad (1.57)$$

$$F_x = C_x \rho S \omega_\infty^2 / 2, \quad (1.58)$$

где S — площадь крылового профиля.

Найдем проекцию силы F на горизонтальную плоскость F_u и рассчитаем вращающий момент на валу насоса:

$$T = F_u r. \quad (1.59)$$

Согласно рисунку 1.9, окружная составляющая силы

$$F_u = F \cos [90^\circ - (\beta_\infty + \lambda)] = F_y \frac{\sin(\beta_\infty + \lambda)}{\cos \lambda}, \quad (1.60)$$

где λ — угол между вектором силы F и подъемной силой F_y .

Выделим на расстоянии r от оси вала (см. рис. 1.8) полосу шириной dr и рассмотрим секундную работу (мощность), приходящуюся на эту площадь, имеющую z лопастей с длиной хорды каждой лопасти l и шириной dr , то есть $S = zldr$. Условимся, что окружная составляющая F_u будет соответствовать этой площади S .

На основе формул (1.60) и (1.57) напомним выражение для F_y :

$$F_y = C_y \rho \frac{\omega_\infty^2}{2} \frac{\sin(\beta_\infty + \lambda)}{\cos \lambda} zldr. \quad (1.61)$$

Мощность dN_t , с одной стороны,

$$dN_t = F_u r \omega = F_u u, \quad (1.62)$$

а с другой стороны,

$$dN_t = \rho g \Delta Q_t H_t, \quad (1.63)$$

где ΔQ_t — расход жидкости через полосу шириной dr .

Расход ΔQ_t можно записать как произведение площади полоски $2\pi r dr = tzdr$ и нормальной к ней скорости c_m :

$$\Delta Q_t = c_m tzdr. \quad (1.64)$$

Приравнявая (1.62) и (1.63) друг другу и заменяя ΔQ уравнением (1.64), находим, что

$$H_t = F_u u / (\rho g c_m tzdr)$$

или, подставляя вместо F_u формулу (1.61), окончательно получаем

$$H_t = C_y \frac{l}{t} \frac{u}{c_m} \frac{\sin(\beta_\infty + \lambda)}{\cos \lambda} \frac{w_\infty^2}{2g}. \quad (1.65)$$

Это уравнение дает возможность установить соотношение между характеристикой решетки крыловых профилей и теоретическим напором насоса.

1.6. Подобие гидромеханических процессов и формулы пропорциональности подобных режимов лопастных насосов

Основные параметры насосов, полученные при лабораторных испытаниях модели, могут быть пересчитаны для натурного, геометрически подобного насоса больших размеров.

Формулы пропорциональности подобных режимов (формулы подобия гидромеханических процессов) используют при проектировании новых насосов, пересчете энергетических характеристик, когда изменяются частота вращения и геометрические размеры. Они являются основой для классификации рабочих колес и определения условий всасывания жидкости лопастными насосами.

Гидромеханическое подобие подразумевает: геометрическое подобие (причем выступы шероховатости поверхности проточной части также должны изменяться согласно линейному множителю); кинематическое подобие (сходственные частицы жидкости должны проходить геометрически подобные отрезки пути под одними и теми же углами в промежутки времени, имеющие одинаковое отношение для модели и натуре); динамическое подобие (направление и масштабный множитель сил, действующих на сходственные объемы, должны быть одинаковыми).

Представим два рабочих колеса насоса (или турбины), у которых все размеры проточной части геометрически подобны друг другу. Меньшее колесо будем считать моделью, а большее — натурой. Все размеры и скорости для первого колеса будут с индексом «м», а для второго — с индексом «н». Таким образом, линейный множитель i_l для соблюдения геометрического подобия всех размеров будет равен отношению какого-то харак-

терного размера модели и натуры. За такой размер принимается обыкновенно диаметр колеса D_2 (в турбине D_1), то есть

$$i_l = i_D = D_{2н}/D_{2м}. \quad (1.66)$$

Эти рабочие колеса имеют частоту вращения n_m и n_n . Масштабный множитель частоты вращения обозначим i_n :

$$i_n = n_n/n_m. \quad (1.67)$$

Поставим задачу найти соотношения между основными параметрами модельного и натурального насосов (подача, напор, мощность) в зависимости от этих масштабных множителей.

В теории гидромеханического подобия установлено, что определяющими критериями, входящими в условия однозначности (единственности решения), являются число Струхала (критерий гомохронности) $St = l/(tv)$, число Рейнольдса $Re = vl/\nu$, число Фруда $Fr = v^2/(gl)$.

В этих формулах l — линейный размер, t — время, v — скорость, ν — коэффициент кинематической вязкости.

Равенство всех этих критериев для натуры и модели обеспечить нельзя, так как надо изменить и g , что невозможно, и ν , что трудновыполнимо.

При напорном движении жидкости в рабочих колесах гидравлических машин силами тяжести можно пренебречь (они малы, а действие их проявляется через давление). Поэтому определяющими критериями остаются St и Re , которые учитывают действие в жидкости сил вязкости (трения) и инерции. Силы вязкости по сравнению с силами инерции малы, и ими можно пренебречь. Тогда для неустановившегося во времени (периодического) движения жидкости определяющим будет критерий гомохронности St , а для установившегося движения гидродинамическое подобие будет характеризоваться простым заданием геометрического и кинематического подобия (автомодельная область движения жидкости).

Для периодических процессов, например, вращение колес с периодом $n = 1/t$ в автомодельной области определяющий критерий гомохронности $St = l/(tv) = nl/v$ должен быть одинаковым для модели и натуры. Примем $l = D_2$, тогда $St = D_{2н}n_n/v_n = D_{2м}n_m/v_m$. Из это-

го условия получаем основное соотношение для масштаба скоростей

$$v_n/v_m = D_{2n}n_n/(D_{2m}n_m) = i_D i_n. \quad (1.68)$$

Это же соотношение можно получить и из условий чисто кинематического подобия, то есть подобия скоростных треугольников, учтя, что окружная скорость $u = \pi D n / 60$:

$$\begin{aligned} \frac{v_n}{v_m} &= \frac{c_{2n}}{c_{2m}} = \frac{\omega_{2n}}{\omega_{2m}} = \frac{c_{2m} n_n}{c_{2m} n_m} = \dots = \frac{u_{2n}}{u_{2m}} = \\ &= \frac{D_{2n} n_n}{D_{2m} n_m} = i_D i_n. \end{aligned}$$

Примем, что КПД натуры и модели одинаковы ($\eta_n = \eta_m$), и получим соотношения для параметров напорного и модельного насосов:

из формулы (1.25) подача $Q \propto c_{2m} D_2 b_2$, тогда

$$\frac{Q_n}{Q_m} = \frac{c_{2m} n_n}{c_{2m} n_m} \frac{D_{2n}}{D_{2m}} \frac{b_{2n}}{b_{2m}} = i_D i_n i_D = i_D^3 i_n; \quad (1.69)$$

по формуле (1.54) напор $H \propto c_{2u} u_2$, тогда

$$\frac{H_n}{H_m} = \frac{c_{2u} n_n}{c_{2u} n_m} \frac{u_{2n}}{u_{2m}} = i_D i_n i_D = i_D^2 i_n; \quad (1.70)$$

по формуле (1.5) мощность $N \propto QH$, принимая $\rho_n = \rho_m$ и используя уравнения (1.69) и (1.70), получаем

$$N_n/N_m = i_D^5 i_n^3. \quad (1.71)$$

Из формул (1.69) и (1.70) можно выразить i_D и i_n в зависимости от подачи и напора:

$$i_D = \sqrt{Q_n/Q_m} \sqrt[4]{H_m/H_n}, \quad (1.72)$$

$$i_n = \sqrt{Q_m/Q_n} \sqrt[4]{(H_n/H_m)^3}. \quad (1.73)$$

Более точные формулы пропорциональности без допущения о равенстве КПД для модели и натуры и с учетом изменения плотности записывают таким образом:

$$Q_n/Q_m = i_D^3 i_n \eta_{об.н}/\eta_{об.м}, \quad (1.74)$$

$$H_n/H_m = i_D^2 i_n^2 \eta_{г.н}/\eta_{г.м}, \quad (1.75)$$

$$N_n/N_m = i_D^5 i_n^3 \eta_{мех.м} \rho_n / (\eta_{мех.н} \rho_m), \quad (1.76)$$

где ρ_n и ρ_m — плотность жидкостей, применяемых в натуре и на модели.

Известна также запись формул пропорциональности с учетом изменения только общих КПД модели и натуры:

$$Q_n/Q_m = i_D^3 i_n; \quad (1.77)$$

$$H_n/H_m = i_D^2 i_n^2; \quad (1.78)$$

$$N_n/N_m = i_D^5 i_n^3 \eta_m/\eta_n. \quad (1.79)$$

При известном КПД модели η_m КПД натуры вычисляют по эмпирической формуле

$$\eta_n = 1 - (1 - \eta_m)/(i_D^2 i_n)^x, \quad (1.80)$$

где x — показатель степени, по данным Г. Ф. Проскура $x = 0,2 \dots 0,3$.

Из выражений (1.69), (1.70) и (1.71) можно получить формулы пропорциональности при изменении только частоты вращения. Для этого надо принять $i_D = 1$, так как геометрические размеры не меняются.

К параметрам Q , H , N добавим индексы 1 и 2 при соответствии частоте вращения n_1 или n_2 . Тогда получим

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2, \quad (1.81)$$

$$H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2, \quad (1.82)$$

$$N_1/N_2 = (n_1/n_2)^3. \quad (1.83)$$

1.7. Коэффициент быстроходности и классификация рабочих колес насосов по быстроходности

В качестве критерия подобия гидравлических машин, и в частности лопастных насосов, применяют коэффициент быстроходности n_s . Он является размерным (размерность частоты вращения, мин^{-1}) и связывает основные параметры насоса (расход, напор и частоту вращения вала). Его часто называют удельной частотой вращения.

Коэффициентом быстроходности n_s называют частоту вращения такого эталонного колеса, которое геометрически подобно данному колесу насоса и развивает напор 1 м и подачу $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$. Эти параметры получают путем выбора множителя i_D .

Примем эталонное колесо с параметрами для модели $n_m = n_s$, $H_m = 1 \text{ м}$, $Q_m = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$, для натуры $n_n = n$, $H_n = H$, $Q_n = Q$.

Из формулы (1.73) следует, что

$$i_n = n/n_s = \sqrt{0,075/Q} \sqrt[4]{(H/1)^3} \quad (1.84)$$

или

$$n_s = 3,65n \sqrt{Q/\sqrt{H^3}}. \quad (1.85)$$

В этих формулах Q в м³/с, H в м, n в мин⁻¹. Коэффициент быстроходности определяется при максимальном КПД насоса, напоре, создаваемом одним колесом (общий напор многоколесных насосов надо делить на число колес), и одностороннем входе жидкости в колесо (при двухстороннем входе надо общий расход делить пополам).

Если для эталонного колеса принять $n_m = n_y$ (мин⁻¹), $Q_m = 1$ м³/с, $H_m = 1$ м, то получим формулу

$$n_y = n \sqrt{Q/\sqrt{H^3}}, \quad (1.86)$$

которая аналогична формуле (1.85).

Наряду с этими давно известными характеристиками, согласно рекомендациям международного стандарта ISO 2548, будет применяться так называемый коэффициент конструкции насоса k_n , который со временем должен заменить коэффициенты n_y и n_s :

$$k_n = 2\pi n Q^{1/2} / (gH)^{3/4}.$$

Между коэффициентами быстроходности n_s и конструкции k_n существует следующая зависимость:

$$k_n = 0,00517 n_s.$$

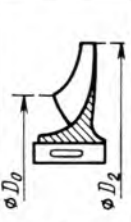
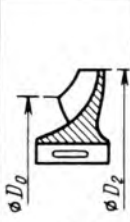
Центробежное			Диагональное	Осевое
тихоходное	нормальное	быстроходное		
				
$n_s \approx 60$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 3$	$n_s = 70 \dots 150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_s = 150 \dots 350$ $\frac{D_2}{D_0} = 1,6 \dots 1,2$	$n_s = 350 \dots 600$ $\frac{D_2}{D_0} = 1,2 \dots 1,1$	$n_s = 600 \dots 1200$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0,8$

Рис. 1.12. Классификация рабочих колес лопастных насосов по коэффициенту быстроходности и по отношению диаметров D_2/D_0

Коэффициент быстроходности дает возможность классифицировать лопастные насосы, так как для каждого типа колеса (центробежного, диагонального и осевого) существуют свои пределы значений n_s . При увеличении коэффициента быстроходности отношение D_2/D_0 уменьшается (рис. 1.12).

1.8. Теоретические и действительные характеристики насосов и их особенности

Характеристикой насоса называется графическая зависимость напора H (напорная характеристика), мощности N и η (энергетическая характеристика) от подачи насоса Q при постоянных частоте вращения ($n = \text{const}$) и плотности ($\rho = \text{const}$) жидкости на входе в насос.

Построим теоретическую напорную характеристику на примере центробежного насоса для напора $H_{t\infty}$ и подачи Q_t при струйном движении жидкости в рабочем колесе по схеме бесконечного числа лопастей. Для этого запишем некоторые геометрические соотношения, получающиеся из скоростного треугольника ADC (см. рис. 1.4),

$$\frac{u_2 - (c_{2u})_{\infty}}{c_{2m}} = \text{ctg } \beta_{2n}; \quad (c_{2u})_{\infty} = u_2 - c_{2m} \text{ctg } \beta_2.$$

Если учесть, что, согласно формуле (1.25),

$$c_{2m} = Q_t / (\psi_2 \pi D_2 b_2),$$

то

$$(c_{2u})_{\infty} = u_2 - \text{ctg } \beta_{2n} Q_t / (\psi_2 \pi D_2 b_2). \quad (1.87)$$

Аналогично формуле (1.54) можно написать выражение для $H_{t\infty}$:

$$H_{t\infty} = \frac{(c_{2u})_{\infty} u_2}{g} \quad (1.88)$$

и, подставляя в него вместо скорости $(c_{2u})_{\infty}$ выражение (1.87), окончательно получить

$$H_{t\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \text{ctg } \beta_{2n}}{\psi_2 \pi D_2 b_2 g} Q_t. \quad (1.89)$$

Все величины в правой части этого уравнения постоянны, кроме подачи Q_t , которая является переменной. Поэтому выражение (1.89) есть уравнение прямой линии.

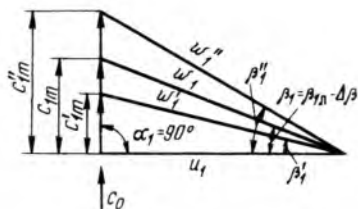
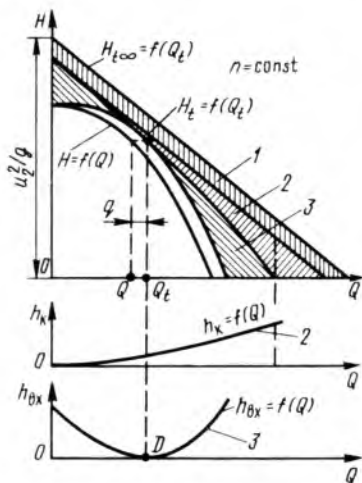


Рис. 1.14. Треугольники скоростей на входе при изменении подачи насоса

Рис. 1.13. Напорные характеристики центробежного насоса:

1 — уменьшение напора для модели движения жидкости при конечном числе лопастей; 2 — потери напора в проточной части; 3 — потери напора при входе в колесо и отвод

Также прямой линией будет и $H_t = f(Q_t)$, так как, согласно формуле (1.20), $H_t = KH_{t\infty}$.

Чтобы перейти от этих теоретических напорных характеристик (рис. 1.13) к действительной зависимости $H = f(Q)$, надо подробнее рассмотреть изменение гидравлических потерь напора внутри насоса в зависимости от расхода и принять во внимание также утечки q .

Разделим все гидравлические потери в насосе $h_{тр}$ на две части — потери на трение в проточных каналах насоса (потери в колесе) h_k и вихреобразование при отклонении потока от первоначального направления движения (потери на входе) $h_{вх}$:

$$h_{тр} = h_k + h_{вх}.$$

Потери напора h_k аналогичны известным в гидравлике «потерям по длине», а $h_{вх}$ — так называемым местным сопротивлениям.

Потери напора в проточных каналах насоса при хорошо развитом турбулентном движении пропорциональны квадрату скорости или расхода:

$$h_k = AQ^2,$$

где A — коэффициент, зависящий от геометрических размеров проточной части, шероховатости поверхности и т. д.

Зависимость $h_k = f(Q)$ представлена на рисунке 1.13 (кривая 2). При движении жидкости эти потери, так сказать, неизбежны и при расчетном расходе $Q_{\text{расч}}$ составляют заметную величину.

Потери на входе на лопасть $h_{\text{вх}}$ при расчетном расходе, когда относительная скорость w_1 (рис. 1.14) согласована с конструкторским углом $\beta_{1\text{л}}$, принимают равными нулю (см. рис. 1.13, точка D). Когда расход насоса уменьшается или увеличивается (например, закрывается или открывается задвижка на напорном патрубке), тогда меняется скорость $c_{1\text{м}}$, а вместе с нею w_1 и угол набегающей относительной скорости на входную кромку лопасти β_1 (см. рис. 1.14).

При $Q < Q_{\text{расч}}$ $\beta'_1 < (\beta_{1\text{л}} - \Delta\beta)$ и поток отжимается от задней стороны лопасти, образуя за входной кромкой вихревую зону. В этом случае потери напора максимальны.

При $Q > Q_{\text{расч}}$ $\beta''_1 > (\beta_{1\text{л}} - \Delta\beta)$ и поток набегаёт на лопасть так, что он отжимается на передней стороне лопасти, а потери напора на местное вихреобразование также увеличиваются. Таким образом, эти потери зависят от разницы между подачей насоса и его расчетным расходом.

Примерно такая же зависимость потерь напора наблюдается при выходе жидкости из колеса в спиральный отвод, но только в нем потери напора увеличиваются при отступлении от расчетного режима потому, что меняется момент скорости ($c_{2u}r$), а спиральный отвод рассчитан на $(c_{3u}r_2) \approx (c_{2u}r_2) = \text{const}$.

На рисунке 1.13 изображена кривая $h_{\text{вх}} = f(Q)$. Если ординаты этой кривой вычесть из ординат прямой $H_t = f(Q_t)$ и затем полученную кривую сместить влево по оси абсцисс на величину утечек q , то построенная напорная характеристика будет параболической кривой. Она качественно похожа на опытную напорную характеристику центробежного насоса. Это указывает на правомерность физических предпосылок, принятых при рассмотрении течения жидкости в колесе, однако количественно рассчитать характеристику насоса, которая потом совпала бы полностью с опытной, невозможно. Расчет дополняется опытными данными.

По результатам анализа треугольников скоростей и формул H_t и N для положений лопастей, изображенных на рисунке 1.15, можно построить теоретические напор-

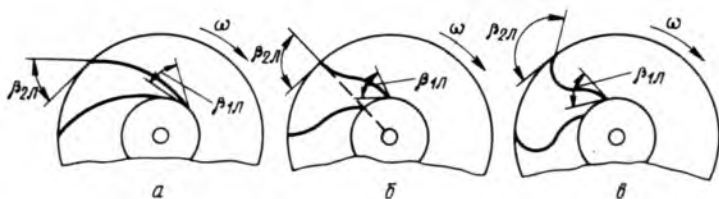


Рис. 1.15. Формы лопастей центробежного насоса:

а — лопасти, отогнутые назад ($\beta_{2л} < 90^\circ$); *б* — лопасти, радиально оканчивающиеся ($\beta_{2л} = 90^\circ$); *в* — лопасти, отогнутые вперед ($\beta_{2л} > 90^\circ$)

ные $H_t = f(Q_t)$ и энергетические $N = f(Q_t)$ характеристики (рис. 1.16 и 1.17).

В рабочих колесах центробежных насосов, транспортирующих капельные жидкости (вода, бензин), как правило, применяются лопасти, отогнутые назад по направлению вращения ($\beta_{2л} < 90^\circ$). Этот угол находится в пределах $\beta_{2л} = 14...50^\circ$, чаще $\beta_{2л} = 30^\circ$. По сравнению с другими лопастями, отогнутые назад, дают наименьшие гидравлические потери внутри насоса, а следовательно, и наибольший КПД.

Действительно, если сравнить между собой (см. рис. 1.15) каналы, образованные двумя соседними лопастями, то в первом случае — это длинный канал с небольшим центральным углом диффузорности (расширения), а во втором — короткий канал с большим углом расширения. Из гидравлики известно, что при угле расширения потока более $14...15^\circ$ поток отрывается от стенок и возникают дополнительные гидравлические потери на вихреобразование.

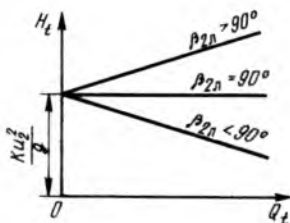


Рис. 1.16. Теоретические напорные характеристики $H_t = f(Q_t)$ для различных форм лопастей

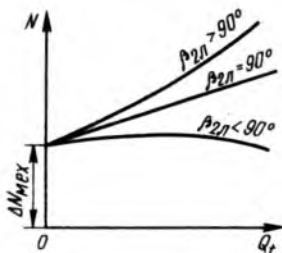


Рис. 1.17. Теоретические энергетические характеристики $N = f(Q_t)$ для различных форм лопастей (N — мощность, $\Delta N_{мех}$ — механические потери)

Далее при увеличении угла $\beta_{2л}$ увеличивается вектор c_{2u} (см. рис. 1.4) в скоростном треугольнике (при $\beta_{2л} > 90^\circ$, $c_{2u} > u_2$). В связи с этим коэффициент реакции $\rho_R = 1 - c_{2u}/(2u_2)$ уменьшается. Это сопровождается дополнительными гидравлическими потерями.

Энергетическая характеристика $N = f(Q)$ при $\beta_{2л} < 90^\circ$ не крутая, а пологая, поэтому при изменении подачи мощность меняется в малом диапазоне, что обеспечивает работу двигателя в области высоких КПД.

Крутые характеристики $N = f(Q_i)$ при $\beta_{2л} \geq 90^\circ$ показывают, что при изменении подачи насоса мощность меняется в большом диапазоне и надо подбирать электродвигатель с излишним запасом мощности.

Характеристики напора $H_i = f(Q_i)$ при $\beta_{2л} \geq 90^\circ$, когда H_i возрастает с увеличением подачи Q_i , создают при работе насоса в установке условия срыва его работы (так называемый помпаж). Вместе с тем при $\beta_{2л} > 90^\circ$ напор при том же расходе, что и для $\beta_{2л} < 90^\circ$, получается больше, поэтому диаметр колес и габариты машины могут быть уменьшены. Однако эту возможность в насосах не используют из-за снижения КПД машины.

Напорная и энергетическая характеристики насосов, полученные при параметрических испытаниях (рис. 1.18), являются основным материалом для всех последующих расчетов их работы в насосных установках.

Раньше их называли рабочей характеристикой насоса, но по ГОСТ 17398—72 это название применять недопустимо.

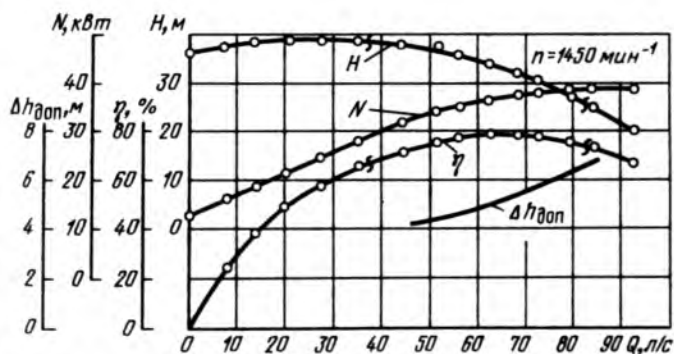


Рис. 1.18. Напорная и энергетическая характеристики центробежного насоса, полученные в результате параметрических испытаний

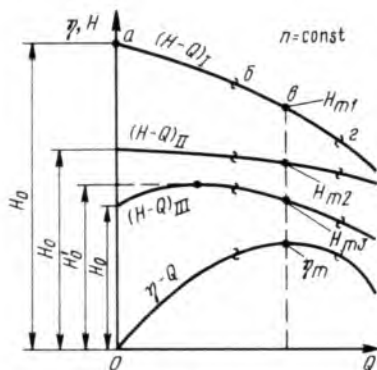


Рис. 1.19. Виды напорных характеристик

Волнистыми линиями на характеристике выделен рабочий интервал, показывающий подачу, напор, мощность при наилучших КПД. На ней также указывается частота вращения вала, которой соответствует данная характеристика (иногда приводится диаметр рабочего колеса D_2), а также допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$, необходимый для расчета высоты всасывания насоса.

Напорные характеристики центробежных насосов (рис. 1.19) могут быть с непрерывным снижением напора — кривые $(H-Q)_I$ и $(H-Q)_{II}$ и с максимумом напора $H_{\text{max}} = H'_0$ при каком-то $Q \neq 0$ — кривая $(H-Q)_{III}$. На рисунке 1.19 нанесена также характеристика $\eta-Q$ и волнистыми линиями выделена зона высоких КПД, в которой должен работать насос.

Отметим следующие характерные точки на напорной характеристике: a — точка, соответствующая напору H_0 при $Q = 0$, $б$ и $г$ — точки, ограничивающие рабочую часть характеристики, $в$ — точка, соответствующая напору H_m при максимальном КПД — η_m .

Крутизна напорных характеристик

$$K_x = \frac{(H_0 - H_m)}{H_m} 100\%,$$

где H_m — напор при максимальном КПД; H_0 — напор при $Q = 0$. Для характеристики $(H-Q)_{III}$ $H_0 = H'_0$.

При крутизне 8...12% характеристики считаются пологими, а при 25...30% — крутыми. Средние значения $K_x = 12...25\%$ соответствуют нормальному наклону. Тот или иной вид характеристики выбирают в зависимости от эксплуатационных условий работы насоса (колебание уровней жидкости в водоисточнике, требования к постоянству расхода и т. д.).

Все расчеты, связанные с характеристиками, как правило, выполняют графическим путем. Однако в последнее время в связи с использованием в расчетах ЭВМ

возникает необходимость выразить напорную характеристику в аналитическом виде. Для этого используют уравнения типа $H = H_0 - A Q^2$ или $H = H_0 - A_1 Q - A_2 Q^2$, в которых коэффициенты A , A_1 и A_2 находят из действительных напорных характеристик по правилам приближенных изображений функциональных зависимостей.

На рисунке 1.20 приведена напорная характеристика осевого насоса марки ОП2-110 (ОП — осевой, поворотные лопасти, 110 — диаметр колеса в см).

Обыкновенно в каталогах приводится часть поля характеристики, соответствующая зоне максимальных КПД, при которых и должен работать насос. На рисунке 1.20 это поле обведено пунктирной линией и соответствует расходам от 3,2 до 6,2 м³/с и напорам от 0 до 22 м.

При закрытой задвижке ($Q = 0$) напор осевого

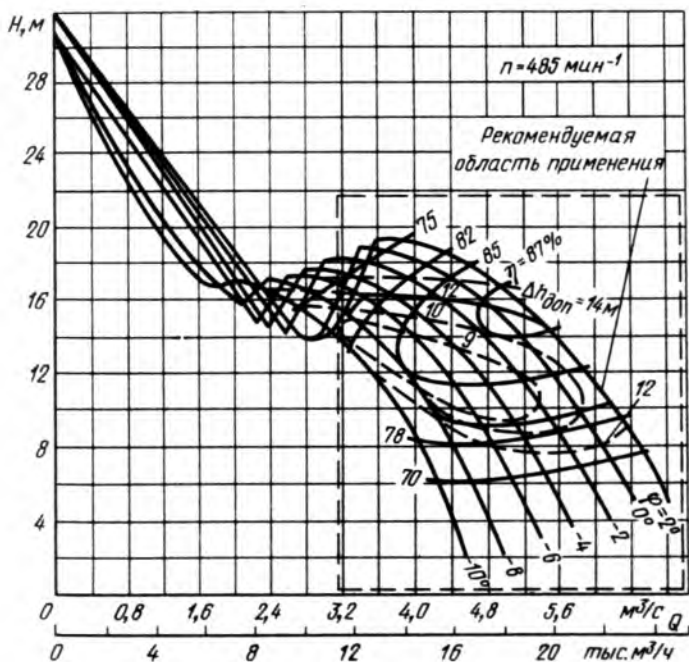


Рис. 1.20. Характеристики осевого насоса марки ОП2-110:

φ — угол установки лопастей; $\Delta h_{\text{доп}}$ — допускаемый кавитационный запас; η — коэффициент полезного действия

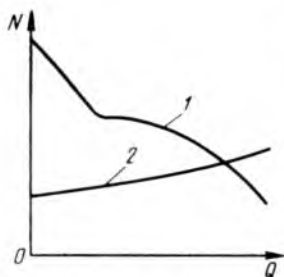


Рис. 1.21. Зависимость мощности от расхода ($N - Q$) для центробежного (2) и осевого (1) насосов

насоса превышает его значение при оптимальном режиме работы в 3 раза. Мощность осевого насоса N при $Q=0$ имеет наибольшее значение, а с увеличением расхода уменьшается (так же как и у вихревого насоса). У центробежного насоса при $Q=0$ мощность насоса наименьшая, а с увеличением расхода растет. Эти особенности осевых и центробежных насосов (рис. 1.21) должны учитываться при пуске лопастных насосов в ход и при проектировании насосных установок.

Кроме рассмотренных выше характеристик, получаемых в результате параметрических испытаний по ГОСТ 6134—71, существуют универсальные характеристики (изменение параметров в зависимости от частоты вращения), полные характеристики в четырех квадрантах (учитывается работа насоса и в турбинном режиме) и характеристики в безразмерных параметрах.

1.9. Определение основных размеров лопастных насосов

Основные размеры насоса определяют для одного заданного режима работы при максимальном КПД.

В проектном задании указывается вид жидкости, на которой будет работать насос, ее рабочая температура, агрессивность по отношению к металлу, материалы для изготовления частей насоса, тип привода (обыкновенно электропривод) и т. д. Для гидравлического расчета основных размеров рабочего колеса достаточно три параметра: подачи (расхода) Q в $\text{м}^3/\text{с}$, напора H (или давления p) и частоты вращения n в мин^{-1} или Q , H и кавитационного запаса Δh .

Если задана n , то определяют Δh , и, наоборот, так как эти параметры взаимосвязаны между собой и каждый по отдельности не может быть принят произвольно.

Частоту вращения n назначают из условия прямого соединения насоса с электродвигателем, число колес и их тип — из условия предельного напора на одно колесо.

Когда будут согласованы указанные параметры H , Q ,

n , Δh , то можно приступить к определению основных размеров колеса.

Основные размеры и очертание лопастей колеса центробежных насосов. Примерная схема их расчета такова:

задают КПД $\eta_{об}$, η_r , $\eta_{мех}$ и η и подсчитывают теоретические расход $Q_t = Q/\eta_{об}$ и напор $H_t = H/\eta_r$;

определяют мощность N по формуле (1.8) и диаметр (см) вала

$$d_n = 170 \sqrt[3]{N/(n\tau_{кр})}, \quad (1.90)$$

где N в кВт; n в мин^{-1} ; $\tau_{кр}$ в Н/см^2 ; допускаемое напряжение на кручение $\tau_{кр}$ выбирают с большим запасом порядка $\tau_{кр} = 2000 \text{ Н/см}^2$;

вычисляют размеры входной части колеса и элементы скоростного треугольника на входе $d_{вт}$ по формуле (1.30), D_0 из формул (1.27) и (1.26), D_1 из формул (1.29) и (1.28), u_1 по формуле (1.31), $c_1 = c_{1m}$ из формулы (1.32), b_1 из формулы (1.34), угол β_1 из формул (1.35) и (1.36) и $\beta_{1л}$ по формуле (1.37); ориентировочно $D_1 \approx D_0$ при n_s до 70, $D_1 \approx 0,9D_0$ при $n_s = 70 \dots 100$ и $D_1 \approx 0,8D_0$ при $n_s = 100 \dots 150$;

определяют элементы скоростного треугольника на выходе, угол $\beta_{2л}$ и размеры D_2 и b_2 методом приближений. Например, в первом приближении задают

$$u_2 = k_{u2} \sqrt{2gH_t}, \quad (1.91)$$

$$c_{2m} = k_{c2m} \sqrt{2gH_t}. \quad (1.92)$$

Коэффициенты k_{u2} и k_{c2m} рассчитывают по следующим эмпирическим формулам Г. Ф. Проскуры и К. Пфлейдера:

$$k_{u2} = 1 + 0,1 \left(\frac{n_s}{100} - 1 \right),$$

$$k_{c2m} = (0,01 \dots 0,015) \sqrt{n_s}$$

или принимают, что $k_{u2} \approx 1$, а $c_{2m} \approx (0,8 \dots 0,9) c_{1m}$.

Зная u_2 , подсчитывают диаметр $D_2 = 60u_2/(\pi n)$.

Из геометрии скоростного треугольника следует, что

$$\sin \beta'_2 = \omega_1 c_{2m} \sin \beta'_1 / (\omega_2 c_{1m}). \quad (1.93)$$

Углы β'_2 и β'_1 приняты в первом приближении ($\beta'_1 = \beta_1$).

Задают отношение скоростей $\omega_1/\omega_2 \approx 1 \dots 2$.

Определяют число лопастей z по формуле К. Пфлей-дерера:

$$z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta'_2 + \beta'_1}{2} \quad (1.94)$$

с округлением до ближайшего целого.

Вычисляют коэффициент циркуляции K по формуле (1.21) и $H_{l\infty}$ из формулы (1.20):

$$H_{l\infty} = H_l / K = (1 + p) H_l, \quad (1.95)$$

делают второе приближение в расчете. Из вышеизложенных соотношений можно записать

$$g H_{l\infty} = u_2 (u_2 - c_{2m} / \operatorname{tg} \beta_{2l}). \quad (1.96)$$

В этом уравнении за постоянные принимают параметры $H_{l\infty}$, u_2 и c_{2m} [формулы (1.20), (1.17), (1.25)] и находят конструкторский угол β_{2l} вместо ранее принятого β'_2 или $H_{l\infty}$, c_{2m} и $\beta'_2 = \beta_{2l}$ и уточняют значения u_2 и D_2 .

После этого можно рассчитать из формулы (1.25) расстояние между дисками колеса на выходе (см. рис. 1.5):

$$b_2 = Q_l / (\Psi_2 c_{2m} \pi D_2). \quad (1.97)$$

Коэффициент $\Psi_2 \approx 0,95$ или может быть точно определен по формуле (1.23), кстати, так же, как и коэффициент Ψ_1 по формуле (1.33), чтобы уточнить значение b_1 . Для этого надо задаться толщиной лопасти δ_1 и δ_2 .

Профилирование канала рабочего колеса в меридиональном сечении дано на рисунке 1.5. Ширину b_x на расстоянии r_x от оси колеса между радиусами $r_1 = D_1/2$ и $r_2 = D_2/2$ подсчитывают по уравнению, аналогичному (1.97),

$$b_x = Q_l / (2\pi c_m r_x). \quad (1.98)$$

Изменение скорости c_m вдоль линии EA (см. рис. 1.5) в функции r_x задают обыкновенно по уравнению прямой линии:

$$c_m = \frac{c_{1m} - c_{2m}}{r_2 - r_1} (r_2 - r_x) + c_{2m}. \quad (1.99)$$

Задаваясь r_x , подсчитывают по выражениям (1.98) и (1.99) значение b_x .

Из предыдущих расчетов известны углы $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$, которые вместе с r_1 и r_2 являются основными параметрами для профилирования лопастей. Однако эти параметры допускают множество вариантов как по очертанию лопастей, так и по их длине. Из всех этих вариантов должен быть выбран такой, при котором жидкость между соседними лопастями должна двигаться без отрыва от стенок (лопасти должны быть не слишком короткими) и гидравлические потери напора должны быть небольшими (лопасти должны быть не слишком длинными). Кроме этого, с уменьшением отношения D_2/D_0 и, следовательно, увеличением n_s (см. рис. 1.12) возникает необходимость в проектировании лопастей двойкой кривизны вместо лопастей одинарной кривизны (цилиндрические лопасти). При $n_s = 30 \dots 90$ проектируют цилиндрические лопасти, $n_s = 90 \dots 250$ — двойной кривизны на входе и цилиндрические на выходе и $n_s > 250 \dots 300$ — двойной кривизны (пространственные). Проектирование лопастей двойной кривизны — довольно сложная задача. В настоящее время существует несколько методов, основанных на тех или иных теоретических предположениях. Остановимся здесь на самом простом способе построения цилиндрической лопасти по точкам для насосов малой бистроходности ($n_s = 30 \dots 90$).

Для построения очертания лопасти рассмотрим схему, изображенную на рисунке 1.22. Примем радиус OE , равный $r_1 = 0,5D_1$ за начало откладывания угла φ . Составим дифференциальное уравнение для малых приращений угла в радианах $\Delta\varphi$ и радиуса Δr .

Сторона TB треугольника $TB'B$ (на рис. 1.22 он заштрихован) ввиду малости угла $\Delta\varphi$ равна: $TB = r\Delta\varphi$, а также $TB = TB'/\operatorname{tg} \beta = \Delta r/\operatorname{tg} \beta$. Приравнявая эти выражения другу другу, получим, что

$$\Delta\varphi = \Delta r / (r \operatorname{tg} \beta) \quad (1.100)$$

или

$$\varphi = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{\Delta r}{r \operatorname{tg} \beta}, \quad (1.101),$$

где φ и β в градусах.

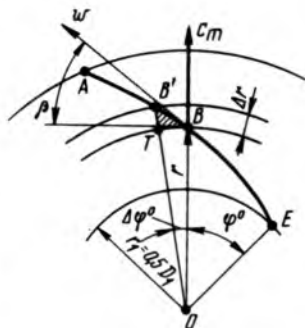


Рис. 1.22. Схема к построению цилиндрической лопасти по точкам

Интегрировать лучше в конечных разностях табличным способом.

Обозначим функцию $1/(r \operatorname{tg} \beta) = B(r)$. Тогда выражение (1.101) можно заменить так:

$$\varphi = \frac{180}{\pi} \sum_{i=1}^{i=k} \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i. \quad (1.102)$$

Задавая ряд значений r в интервале от r_1 до r_2 , определяем b_x по формуле (1.98) и c_{1m} , c_{2m} , а также промежуточные значения c_m по формуле (1.99). Векторы относительных скоростей $w_1 = c_{1m}/\sin \beta_{1л}$ и $w_2 = c_{2m}/\sin \beta_{2л}$, а отношение их w_1/w_2 известно. Промежуточными значениями в интервале w_1 и w_2 надо также задаться, и тогда по синусу угла β ($\sin \beta = c_m/w$) найти угол β , $\operatorname{tg} \beta$ и функцию $B(r)$.

Далее проводится расчет по формуле (1.102).

Спиральный отвод центробежных насосов. Конструкция отвода жидкости от рабочего колеса может быть в виде направляющего аппарата для перевода ее на следующее колесо в многоколесных (многоступенчатых) насосах или в виде спирали (улитки) для отвода жидкости в напорный патрубок насоса. Рассмотрим последний вид отвода.

Если поместить рабочее колесо насоса в бак больших размеров, не стесняющий твердыми стенками истечение жидкости из колеса, то жидкость будет растекаться под действием центробежной силы по так называемому закону площадей (радиус и вектор скорости при вращении за один и тот же отрезок времени описывают одинаковую площадь). Для концентрических окружностей в завихренном потоке

$$c_u r = \text{const}. \quad (1.103)$$

Вектор c_u проекции абсолютной скорости на касательную к окружности, описываемой радиусом r , показан также на рисунке 1.23. Выражение (1.103) для двух точек, расположенных на радиусах r и r_3 , можно записать так:

$$c_u r = c_{u3} r_3 = k_c, \quad (1.104)$$

где индекс 3 указывает на то, что вторая точка располагается за колесом, k_c — постоянная.

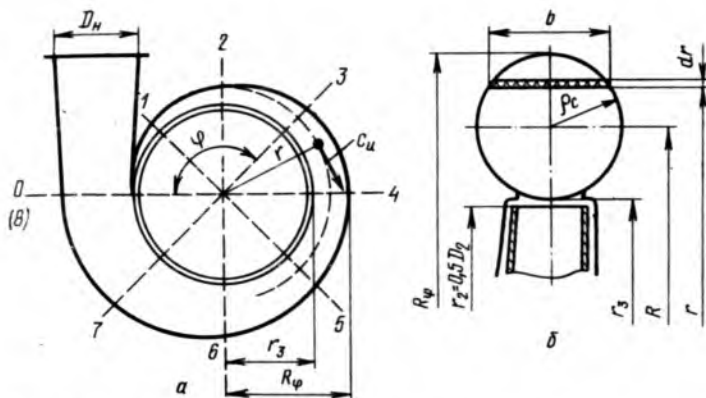


Рис. 1.23. Схема к построению спирального отвода:
 а — спираль; б — поперечное круглое сечение спирали

В качестве первого условия для расчета спирали примем выражение (1.104), которое обеспечивает для точек жидкости свободное движение по инерции. Вторым условием будет увеличение расхода от начала спирали (на рис. 1.23, а, сечение 0) до ее конца (сечение 8), пропорциональное углу φ (в градусах), то есть

$$Q_\varphi = Q\varphi/360, \quad (1.105)$$

где Q — действительная (расчетная) подача насоса.

Чтобы определить постоянную k_c в равенстве (1.104), примем, что $r_3 = 1,05r_2$ (где $r_2 = 0,5D_2$ — радиус колеса) и $c_{3u} \approx c_{2u}$. По уравнению (1.56) имеем $c_{2u} = gH_1/u_2$. Отсюда получаем, что

$$k_c = r_3 c_{3u} = 1,05r_2 c_{2u} = 1,05 \frac{r_2 g H_1}{u_2} = 1,05 g H_1 \frac{30}{\pi n}, \quad (1.106)$$

где окружная скорость u_2 выражена через частоту вращения n в мин^{-1} .

Из равенства (1.104) скорость c_u для какой-то точки поперечного сечения спирали на радиусе r будет

$$c_u = k_c / r. \quad (1.107)$$

На рисунке 1.23, б изображено поперечное сечение спирали. Для элементарной полоски площадью bdr элементарный расход

$$dQ_\varphi = bdr c_u = bk_c \frac{dr}{r}, \quad (1.108)$$

а расход

$$Q_{\varphi} = k_c \int_{r_3}^{R_{\varphi}} \frac{b dr}{r}. \quad (1.109)$$

Приравнявая уравнения (1.105) и (1.109) и выражая из них угол φ , получаем

$$\varphi = \frac{360 k_c}{Q} \int_{r_3}^{R_{\varphi}} \frac{b dr}{r}. \quad (1.110)$$

Рассмотрим круглое сечение спирали (см. рис. 1.23, б), которое очерчивается для данного сечения (1, 2, 3 и т. д. на рис. 1.23, а) радиусом ρ_c .

Из геометрических соотношений имеем

$$b = 2\sqrt{\rho_c^2 - (r - R)^2}; \quad R = r_3 + \rho_c,$$

$$\int_{r_3}^{R_{\varphi}} \frac{b dr}{r} = 2 \int_{R - \rho_c}^{R + \rho_c} \sqrt{\rho_c^2 - (r - R)^2} \frac{dr}{r} = 2\pi(R - \sqrt{R^2 - \rho_c^2}).$$

Тогда

$$\varphi = \frac{2 \cdot 360 k_c \pi}{Q} [r_3 + \rho_c - \sqrt{r_3(r_3 + 2\rho_c)}]. \quad (1.111)$$

Удобнее в расчетах определять радиус поперечного сечения ρ_c для данного угла φ (на рис. 1.23, а для сечения 1 — $\varphi = 45^\circ$, 2 — $\varphi = 90^\circ$, 3 — $\varphi = 135^\circ$ и т. д.). Поэтому из формулы (1.111) можно получить

$$\rho_c = \varphi / C_c + \sqrt{2r_3\varphi / C_c}, \quad (1.112)$$

где $C_c = 720 k_c \pi / Q$.

Поперечное сечение спирали, кроме круглого, может быть и прямоугольное, и трапецидальное со скругленными углами, и круглое, переходящее в эллиптическое. Для их построения надо установить значение интеграла в формуле (1.109).

Основные размеры осевых насосов. Определяют вначале диаметр рабочего колеса D и диаметр втулки $d_{вт}$, задаваясь значениями втулочного отношения $n_{вт}$ и скоростью $c_m \approx c_0$.

Скорость c_0 подсчитывают по формуле (1.26), а диаметр D — из уравнения (1.42):

$$D = \sqrt{4Q_t / [\pi c_0 (1 - n_{\text{вт}}^2)]}. \quad (1.113)$$

Задают значения объемного $\eta_{\text{об}}$, гидравлического η и общего η КПД.

Для определения D можно использовать также формулу Г. Ф. Проскуры:

$$D = 7,3 \cdot n_s^{-0,067^3} \sqrt[3]{Q/n}. \quad (1.114)$$

Число лопастей z обыкновенно принимают от 3 до 6, причем чем больше n_s , тем меньше z .

Диаметр (м) оси лопасти у втулки (см. рис. 1.8) определяют из условия прочности

$$d_{\text{л max}} = (0,012 \dots 0,015) D \sqrt{H_{\text{max}}},$$

где D и H_{max} в м.

Потом рассчитывают элементы скоростного треугольника u [формула (1.17)], c_{2u} [формула (1.56)], w_∞ [формула (1.44) или (1.45)], задавая углом $\lambda = 1 \dots 3^\circ$, угол β_∞ и, наконец, из уравнения (1.65) величину $c_y l / t$ для цилиндрических сечений 1, 2, 3 и т. д. (см. рис. 1.8).

Использование секущих цилиндрических поверхностей с последующей их разверткой фактически сводит трехмерную схему к двумерной. Дальнейшее ее решение может быть проведено различными методами с использованием и гидродинамической теории потенциального движения, и экспериментальных данных.

Путем постепенных приближений можно для данного сечения выбрать очертания профиля и все его геометрические характеристики (углы λ , $\Delta\beta$ и установочный угол β_y).

После рабочего колеса устанавливается направляющий аппарат. Его неподвижные лопасти проектируют так, чтобы поток, выходящий из рабочего колеса с окружной скоростью c_{2u} (закрутка потока), выпрямлялся и после направляющего аппарата двигался только в осевом направлении (кинетическая энергия вращения преобразуется в давление).

Обозначим размеры и векторы скоростей для входа в направляющий аппарат индексами 3, а для выхода из него — индексами 4. Осевая составляющая скорости до и после аппарата будет равна меридиональной скорости

колеса c_m , так как поперечная площадь колеса и аппарата примерно одинаковая. Скорость $c_{3u} \cong c_{2u}$, угол входа на лопасть $\beta_{вх} = \alpha_3 = \alpha_2$, а $\operatorname{tg} \alpha_2 = c_m/c_{2u}$, то есть входная кромка лопасти направляющего аппарата устанавливается под таким углом входа $\beta_{вх}$, чтобы абсолютная скорость c_2 имела то же направление, что и вектор ω_3 . Скорость ω_4 на выходе равна c_m , так как $c_{4u} = 0$ и $\beta_{вых} = \alpha_4 = 90^\circ$.

Очертание лопастей направляющего аппарата можно рассчитывать по методам, аналогичным расчету лопастей колеса.

1.10. Конструктивные разновидности лопастных насосов

В настоящее время лопастные насосы с приводом от электродвигателей являются широко распространенными агрегатами в мелиорации, коммунальном хозяйстве, на строительстве, в водоснабжении и канализации. Поэтому и разновидностей их существует очень много (табл. 1.1). Кроме специфических требований каждой отрасли (род и температура жидкости, количество твердых частиц и химических примесей в ней, консистенция, агрессивность к металлам, климатические и внешние условия, в которых будет работать электронасосный агрегат, противокавитационные требования и т. д.), имеется широкий диапазон подач и давлений (напоров), для которых должен быть сконструирован насос.

По развиваемому напору насосы можно условно разделить на низконапорные (до 10...12 м), средненапорные (12...70 м) и высоконапорные (более 70 м), а по мощности считать их малыми (4...100 кВт), средними (100...400 кВт) и крупными (более 400 кВт).

Сведения об основных параметрах и технических условиях насосов приводятся в государственных стандартах.

Список действующих стандартов публикуется в ежегодно переиздаваемом указателе стандартов, где сведения о лопастных насосах находятся в основном в группе Г-82. Чертежи насосов, их габариты и общие характеристики даются в каталогах-справочниках и в атласах.

Лопастные насосы по числу рабочих колес можно разделить на одноступенчатые (одноколесные) и многоступенчатые (многоколесные), а по расположению оси вала — на горизонтальные и вертикальные.

1.1. Конструктивные разновидности лопастных насосов (по данным ВНИИгидромаш)

Назначение	Конструктивные разновидности	Марка
Общего назначения для пресной воды и других не корродирующих черные металлы жидкостей	Центробежные консольные (ГОСТ 22247—76Е) и консольные моноблочные	К, КМ
	Центробежные двухстороннего входа (ГОСТ 10272—77)	Д
	Центробежные вертикальные нерегулируемые и регулируемые (ГОСТ 19740—74)	В, ВР
	Осевые вертикальные нерегулируемые и регулируемые (ГОСТ 9366—80), а также осевые горизонтальные регулируемые	ОВ, ОПВ, ОПГ
	Вихревые (ГОСТ 10392—80Е)	ВС, ВК, ВКО, ВКС
	Центробежно-вихревые (ГОСТ 10392—80Е)	ЦВ, ЦВС
	Многоступенчатые, секционные (ГОСТ 10407—83)	ЦНС, МС
Скважинные насосы	Скважинные с электродвигателем над скважиной (ГОСТ 14835—75)	А, НА, УЦТВ
	Скважинные с погружным электродвигателем (ГОСТ 10428—79Е)	ЭЦВ
Для энергосистем	Питательные (ГОСТ 22337—77)	ПЭ
	Конденсатные (ГОСТ 6000—79)	Кс, КсВ
	Сетевые (ГОСТ 22465—77, см. также ГОСТ 23104—78)	СЭ
Для сточных жидкостей (фекальные)	Горизонтальные и вертикальные (ГОСТ 11379—80Е)	СГ (ФГ), СГВ (ФВ)
Для абразивных гидросмесей	Грунтовые горизонтальные однокорпусные с нормальным проходным сечением или с увеличенным проходным сечением или грунтовые двухкорпусные (ГОСТ 9075—75)	Гр (ГрВ), Гру, ГруТ, НШ
	Песковые горизонтальные с осевым подводом и вертикальные (ГОСТ 8388—77)	П(Пс), ПБ
Для волокнистых веществ	Центробежные для бумажной массы (ГОСТ 11377—80Е)	БМ
Для химических производств	Центробежные консольные, одноступенчатые для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей, имеющих твердые включения (ГОСТ 24578—81)	Х, АХ

Назначение	Конструктивные разновидности	Марка
Для химических производств	Центробежные консольные насосы с герметичным электродвигателем в одном блоке (ГОСТ 20791—83)	ЦГ, ХГ

Рассмотрим несколько характерных конструкций центробежных и осевых насосов.

Центробежные консольные насосы. Осевое усилие. Эти насосы имеют горизонтальный вал. Они одноступенчатые (одноколесные) с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу. Консольным насосом ранней конструкции (рис. 1.24), которую выпускают и широко применяют в практике, перекачивают чистые или слегка загрязненные нейтральные жидкости.

Жидкость поступает во входной патрубок 1 в осевом направлении параллельно валу 8, на котором находится рабочее колесо 3. Оно представляет два диска, между которыми находятся лопасти, отогнутые назад по направлению вращения колеса. Задний диск имеет втулку для посадки колеса на вал. Рабочее колесо нагружает вал как консольную балку (сосредоточенная нагрузка на конце вала, имеющего опоры в двух подшипниках 10 и 11), поэтому насос называется консольным.

Между рабочим колесом и корпусом имеются щелевые уплотнения 15 и 13, препятствующие перетечке жидкости из напорной спирали во входной патрубок. В месте прохода вала через корпус насоса устанавливается сальник 4, являющийся важным конструктивным узлом динамических насосов (см. ниже). Подшипники 10 и 11 смазываются из общей масляной ванны при помощи маслоразбрызгивающих колец, которые на рисунке 1.24 не показаны.

Насос обыкновенно устанавливают вместе с электродвигателем на общей плите.

Эти насосы обозначали буквой К, перед которой указывали диаметр всасывающего патрубка в дюймах (дюйм примерно равен 25 мм), а после через черточку — быстроходность n_s , уменьшенную в 10 раз. Например, 3К-9 (диаметр всасывающего патрубка 75 мм, быстроходность $n_s = 90$).

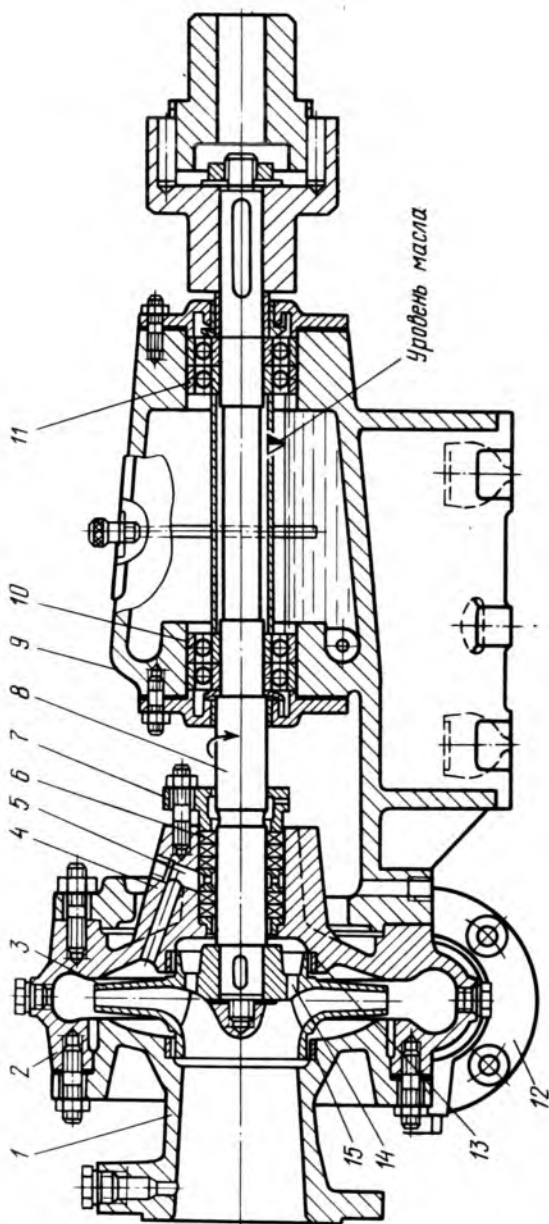


Рис. 1.24. Консольный насос ранней конструкции:

1 — входной патрубков; 2 — корпус со спиральным отводом; 3 — рабочее колесо; 4 — сальник; 5 — канал для гидравлического уплотнения набивки сальника; 6 — набивка сальника; 7 — нажимная крышка сальника; 8 — вал; 9 — стойка; 10 и 11 — подшипники; 12 — фланец напорного патрубка; 13 и 15 — щелевые уплотнения; 14 — разгрузочные отверстия в диске колеса

В соответствии с требованиями международного стандарта ISO 2858 маркировка насосов должна теперь включать сведения о подаче (расходе) и напоре при максимальном КПД. В соответствии с этим ГОСТ 22247—76Е устанавливает новое обозначение насосов модернизированной конструкции и новые пределы использования по расходу и напору. Эти пределы близки к существовавшим, поэтому между насосами ранней конструкции и новой может быть установлено примерное соответствие, которое приведено в таблице 1.2.

1.2. Сравнительная маркировка насосов типа К

Прежнее обозначение	Обозначение по ГОСТ 22247—76Е	Прежнее обозначение	Обозначение по ГОСТ 22247—76
1 ¹ / ₂ К-6	К 8/18	4К-12	К 90/35
2К-9	К 20/18	4К-8	К 90/55
2К-6	К 20/30	4К-6	К 90/85
3К-9	К 45/30	6К-12	К 160/20
3К-6	К 45/55	6К-8	К 160/30
—	К 45/85	8К-12	К 290/18
4К-18	К 90/20	8К-6	К 290/30

В новом обозначении после буквы К (или КМ для моноблочных насосов) указываются подача в м³/ч и напор в м. Например, насос К45/30 имеет $Q = 45$ м³/ч (12,5 л/с) и напор 30 м.

В полной марке насоса, кроме типа К или КМ, подачи и напора, пишутся обозначения обточка колеса (буквы а и б) и уплотнения вала насоса по отраслевому стандарту, вид климатического исполнения, категория размещения по ГОСТ 15150—69 и обозначение постоянного стандарта.

Модернизированный консольный насос (марка К) (рис. 1.25) отличается от насоса ранней конструкции (см. рис. 1.24) в первую очередь большей компактностью и меньшей металлоемкостью, хотя материалы для его изготовления остаются те же (чугун и для вала — углеродистая сталь). Привод от электродвигателя осуществляется при помощи упругой муфты с монтажной вставкой, которая позволяет отсоединить насос без демонтажа труб и электродвигателя.

Еще более компактным агрегатом является моноблочный насос (марка КМ) (рис. 1.26), у которого

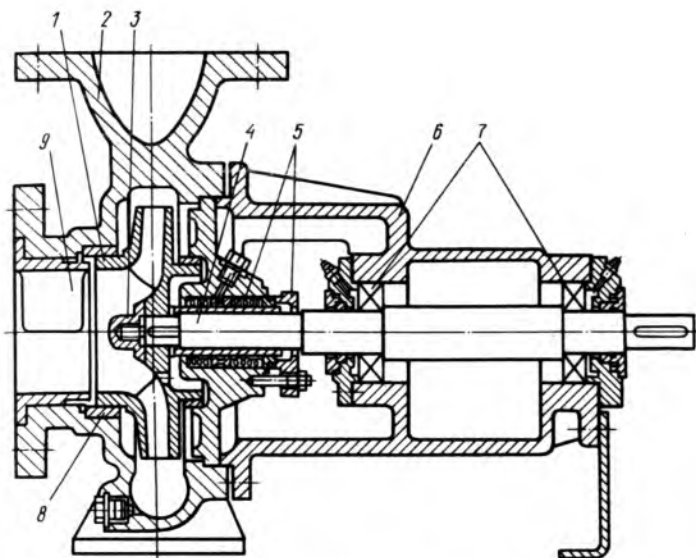


Рис. 1.25. Модернизированный консольный насос:

1 — рабочее колесо; 2 — корпус со спиральным отводом; 3 — гайка; 4 — вал; 5 — сальник; 6 — опорная часть; 7 — подшипники; 8 — кольцо щелевого уплотнения; 9 — вертикальная пластина (ребро) во входном патрубке для предотвращения закрутки потока

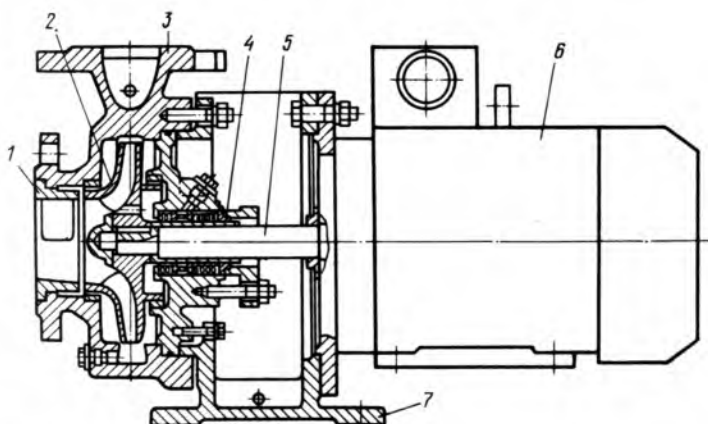


Рис. 1.26. Консольный моноблочный насос:

1 — втулка с вертикальной пластиной во входном патрубке; 2 — рабочее колесо; 3 — корпус со спиральным отводом и напорным патрубком; 4 — сальник; 5 — вал электродвигателя, на котором крепится рабочее колесо; 6 — электродвигатель; 7 — опорная часть

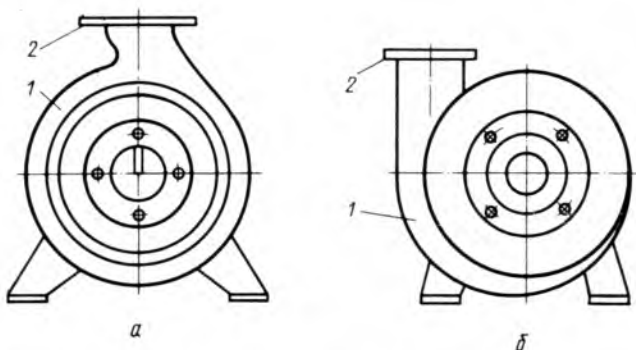
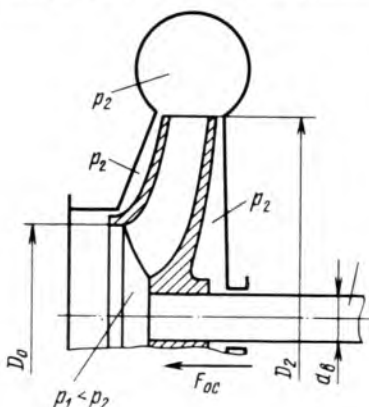


Рис. 1.27. Спиральные отводы у консольных насосов:
а — модернизированного; б — ранней конструкции

рабочее колесо 2 непосредственно насажено на удлиненный вал электродвигателя и корпус последнего служит опорой для корпуса насоса со спиральным отводом. При необходимости напорный патрубок вместе с корпусом может быть развернут на 90° . В отличие от старой конструкции ось напорных патрубков 2 у спиральных отводов 1 (рис. 1.27) располагается на радиальном направлении рабочего колеса.

Вертикальная пластинка (ребро), установленная во входном патрубке (см. рис. 1.25 и 1.26), препятствует закрутке потока при входе на колесо, особенно если к входному патрубку присоединено колено трубы. Этим повышается гидравлический КПД насоса.



Достоинство консольных насосов — относительная простота конструкции и компактность, а недостаток — наличие осевого усилия $F_{ос}$, стремящегося сдвинуть рабочее колесо в сторону входного патрубка.

На рисунке 1.28 изо-

Рис. 1.28. Схема рабочего колеса консольного насоса для определения осевого усилия

бражена схема рабочего колеса консольного насоса, вставленного в корпус насоса с отводной спиралью. На входе в колесо давление p_1 , а на выходе p_2 , причем $p_2 \gg p_1$. В жидкости, находящейся в полостях между вращающимся рабочим колесом и неподвижным корпусом, устанавливается давление, близкое к p_2 , которое на заднем диске действует на площадь $\pi(D_2^2 - d_n^2)/4$, а на переднем — площадь $\pi(D_2^2 - D_0^2)/4$. Давление p_1 приложено к площади $\pi D_0^2/4$. Если умножить действующие давления на соответственные им площади и полученные члены сложить, то получим, что

$$F_{\text{ос}} = \frac{\pi}{4}[(p_2 - p_1)D_0^2 - p_2 d_n^2].$$

Если принять в запас расчета, что $p_2 d_n^2 \simeq 0$ и учесть, что $(p_2 - p_1) \simeq \rho g H$, то получим

$$F_{\text{ос}} \simeq \rho g H \pi D_0^2 / 4. \quad (1.115)$$

Формула (1.115) дает несколько завышенные значения $F_{\text{ос}}$. Давление в полостях между колесом и корпусом изменяется вдоль радиуса по параболической кривой. Осредненное давление всегда будет меньше p_2 .

Для устранения осевого давления в рассмотренных выше консольных насосах в их рабочих колесах, у вала, сделаны так называемые разгрузочные отверстия (например, 14 на рис. 1.24). Благодаря этим отверстиям за задним диском колеса давление уменьшается (p_2 стремится к p_1), но увеличивается утечка q (см. § 1.2). Поэтому на заднем диске на диаметре D_0 устраивают щелевое уплотнение (например, 13 на рис. 1.24). Таким образом, давление на диски колеса почти полностью уравнивается, а остаточное небольшое осевое усилие воспринимается подшипниками.

В некоторых конструкциях входная полость с пространством за колесом соединяется не отверстием в колесе, а специальными каналами в корпусе насоса.

Центробежные горизонтальные насосы с двухсторонним входом воды на колесо. Наиболее надежным методом разгрузки осевого давления является устройство симметричного (в смысле нагрузок) рабочего колеса с двухсторонним входом, то есть два колеса с односторонним входом зеркально поворачивают по отношению друг к другу и совмещают в одно колесо с общей втулкой. Насосы с такими колесами образуют другую

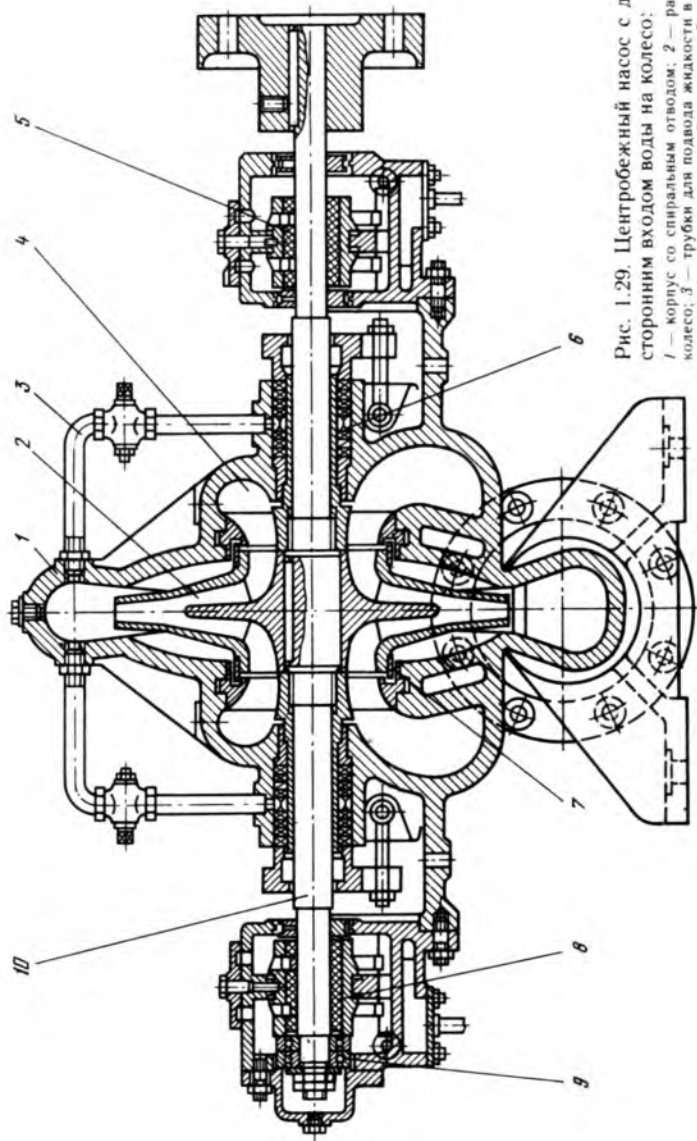


Рис. 1.29. Центробежный насос с двух-
сторонним входом воды на колеса;

1 — корпус со спиральным отводом; 2 — рабочее
колесо; 3 — трубки для подвода жидкости в саль-
ник; 4 — полуспиральный подвод; 5 и 8 —
опорные подшипники; 6 — сальник; 7 — шеевое
уплотнение; 9 — упорный шариковый подшипник;
10 — вал

конструктивную разновидность марки Д (рис. 1.29). Колесо 2 симметричное, поэтому небольшие осевые усилия могут возникать только в результате неточного его изготовления. Для таких случайных усилий предусмотрен небольшой упорный шариковый подшипник 9. Для восприятия же веса вала с колесом установлены подшипники трения 5 и 8.

Ось входного патрубка перпендикулярна оси вала, и поток, разделяясь на две части, поступает в рабочее колесо через полуспиральные подводы с двух сторон. Такая конструкция увеличивает габариты корпуса насоса и усложняет его отливку.

Там, где вал проходит через корпус, установлены сальники 6, задача которых не впускать воздух в насос, так как в полуспиральных подводах 4 давление может быть и ниже атмосферного.

Мягкая промасленная набивка (пенька, хлопчатник или асбест) сальника зажимается между втулкой в корпусе насоса и нажимной втулкой, которую можно подтягивать болтами (см. рис. 1.24, 1.25, 1.26, 1.28).

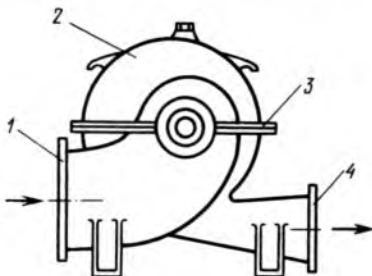
Кроме нажимных втулок, применяют и гидравлическое уплотнение. В этом случае вода к сальникам подается под давлением по трубкам 3. В консольных насосах при гидравлическом уплотнении вода поступает не по трубке, а по специальному каналу 5 в корпусе насоса (см. рис. 1.24). Вода не только уплотняет набивку, но и охлаждает сальник, нагревающийся при работе.

Одноступенчатые насосы с колесом двухстороннего входа имеют горизонтальный разъем корпуса (рис. 1.30). Крышка 2 откидывается вверх и вынимается вал с рабочим колесом, а подводящий и отводящий трубопроводы, присоединенные к патрубкам соответственно 1 и 4, можно не демонтировать, что для насосных установок представляет определенное удобство.

Маркировка вновь выпускаемых модификаций

Рис. 1.30. Схема насоса с двухсторонним входом и горизонтальным разъемом корпуса:

1 и 4 — всасывающий и напорный патрубки; 2 — крышка; 3 — фланцы для разъема



насосов этого типа по ГОСТ 10272—77 производится следующим образом: например, Д 500-65. Буква Д означает двухсторонний вход, 500 — подачу в $\text{м}^3/\text{ч}$, 65 — напор в м.

В настоящее время в эксплуатации находится еще большое число насосов со старой маркировкой. Например, марка насоса 10Д-6 (он очень близок насосу Д 500-65) означает, что это насос с двухсторонним входом воды на колесо (буква Д), диаметр входного патрубка — 10 дюймов, то есть 250 мм и быстроходность $n_s = 60$ (цифра 6 равна n_s , уменьшенной в 10 раз).

Еще раньше эти насосы обозначали таким образом: например, 8НДв. Буквы НД означают, что насос двухсторонний, 8 — диаметр напорного патрубка в дюймах, то есть $8 \cdot 25 = 200$ мм, буква в — высоконапорный (с — средненапорный, н — низконапорный).

Отметим, что и консольный насос может быть сконструирован с колесом двухстороннего входа, так как, кроме разгрузки осевого усилия, оно при тех же диаметрах D_2 и D_0 дает вдвое больший расход, чем колесо с односторонним входом.

Многоступенчатые центробежные насосы. Чтобы получить большой напор (давление) в лопастных насосах, необходимо увеличивать окружную скорость u_2 , изменяя диаметр колеса D_2 или частоту вращения n , или последовательно пропускать жидкость через несколько рабочих колес, закрепленных на одном валу, не изменяя D_2 или n . В последнем случае при одном и том же расходе через колесо напор на выходе из насоса равен сумме напоров всех колес (ступеней).

Первый путь получения большого напора ограничен для данного материала рабочего колеса допускаемой окружной скоростью u_2 , исходя из растягивающих напряжений, возникающих в колесе от действий центробежных сил. Поэтому в практике идут по второму пути, то есть создают многоколесные, многоступенчатые насосы.

В настоящее время имеются три конструктивные разновидности многоступенчатых насосов: многоступенчатый секционный типа МС; многоступенчатый типа М; многоступенчатый типа МД.

Насосы М и МД называются также многоступенчатыми, спиральными, так как жидкость отводится в спирали, а не в направляющие аппараты.

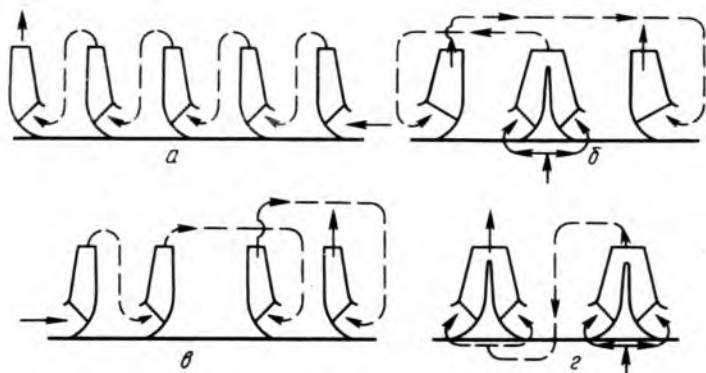


Рис. 1.31. Схемы движения жидкости и расположения колес в многоступенчатых насосах при нечетном (а, б) и четном (в, г) числе колес

Эти разновидности отличаются расположением на валу колес по отношению друг к другу.

На рисунке 1.31, а показана схема течения жидкости в многоступенчатом секционном насосе (рис. 1.32). Пять колес с односторонним входом посажены на один вал, и вода последовательно проходит от их камеры всасывания 8 до напорного патрубка 4 (ось всасывающего патрубка перпендикулярна плоскости чертежа). Вода, выходя из рабочего колеса, поступает на неподвижные лопасти 7 направляющего аппарата, которые переводят ее по внутренним каналам на входную часть следующего колеса. Таким образом, весь насос вертикальными швами разделен на несколько секций (на рис. 1.32 их четыре, между входной и выходной частями корпуса насоса). Эти секции (круглый корпус с лопастями направляющего аппарата с внутренними каналами и рабочим колесом) взаимозаменяемы, что удобно для ремонта. Добавляя или убавляя число секций, можно получать насосы с различными напорами. В ГОСТ 10407—83 приводятся основные параметры центробежных секционных насосов (они обозначаются буквами ЦНС) для перекачивания в основном воды с малой долей примесей.

Диапазон подач и напоров этих насосов таков: $Q = 13 \dots 500 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H = 44 \dots 1900 \text{ м}$.

В секционных насосах развиваются большие осевые усилия, поэтому необходима установка так называемой гидравлической пяты или мощных упорных подшипников.

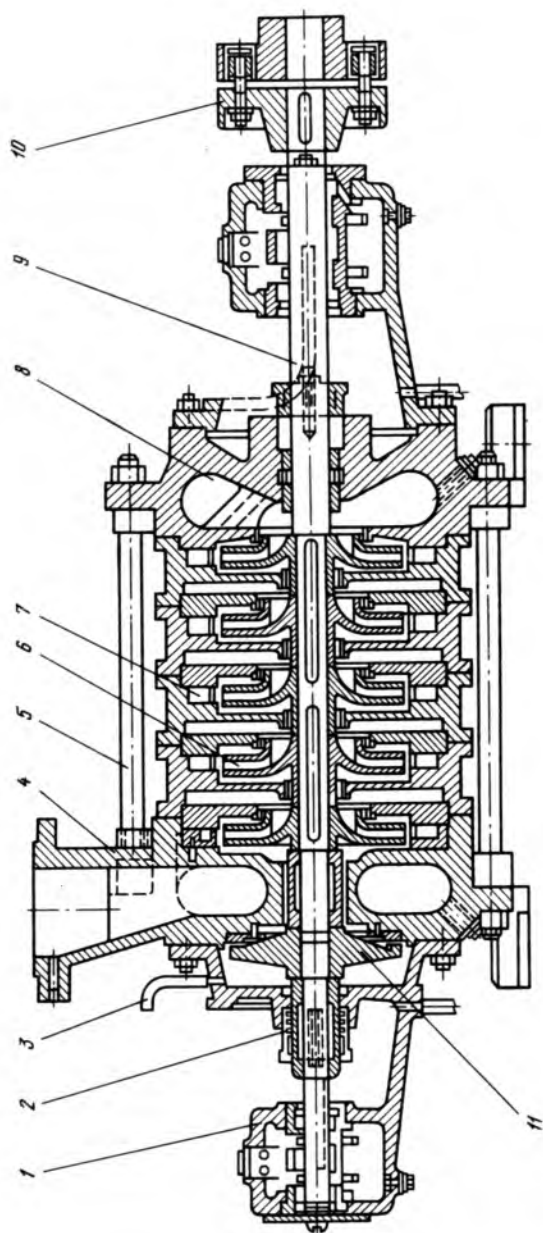
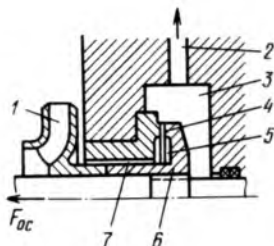


Рис. 1.32. Многоступенчатый секционный насос:

1 — подшипник; 2 — сальник; 3 — трубка, соединяющая пространство за гидравлической пятой с камерой всасывания; 4 — напорный патрубок; 5 — стяжные болты; 6 — рабочее колесо; 7 — лопасти направляющего аппарата; 8 — камера всасывания (кольцевой подвод жидкости от всасывающего патрубка); 9 — вал; 10 — муфта; 11 — диск гидравлической пяты

Рис. 1.33. Схема гидравлической пяты:

1 — рабочее колесо (последняя ступень); 2 — трубка для отвода жидкости к входу в насос; 3 и 5 — разгрузочные камеры; 4 и 7 — регулируемый и нерегулируемый зазоры; 6 — диск



Гидравлическая пята (рис. 1.33) может незначительно перемещаться вместе с валом и рабочими колесами в осевом направлении.

За последним рабочим колесом 1 многоступенчатого насоса установлен диск 6, к которому поступает под давлением жидкость через зазор 7 и камеру 5. Через зазор 4 жидкость перетекает в разгрузочную камеру 3 и через трубку 2 — во входной патрубок насоса. Давление в камере 5 равно давлению насоса и достаточно, чтобы, будучи приложенным к площади диска 6, изнутри в камере 5 создать противоположную силу, равную по величине $F_{ос}$. Если осевое усилие на валу насоса меняется, то меняется и зазор 4, а следовательно, и давление в камере 5. Гидравлическая пята автоматически поддерживает силу, противостоящую осевому усилию, поэтому не требуются упорные подшипники. Недостатки устройства — дополнительные утечки жидкости с напорной стороны во входную, что уменьшает объемный КПД, усложнение конструкции подшипников, допускающих осевое смещение вала, дополнительное трение диска о жидкость, что уменьшает механический КПД.

Ранее выпускаемые насосы в своей маркировке имели сначала буквы НМК (насос многоступенчатый, консольный), позже — МС (с указанием диаметра всасывающего патрубка в дюймах, быстроходности, уменьшенной в 10 раз, и числа колес, например 6МС-7×5). В настоящее время в обозначении насоса указывается, кроме букв ЦНС, подача в $\text{м}^3/\text{с}$ и напор в м, например ЦНС 180-212 ($Q = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H = 212 \text{ м}$).

В обозначениях многоступенчатых секционных насосов могут быть и другие буквы в зависимости от назначения насоса. Например, конденсатный насос для подачи конденсата отработавшего пара стационарных паровых турбин обозначается Кс (конденсатный, секционный). Обозначение КсВ 200-220 показывает, что это секционный вертикальный насос с $Q = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $H = 220 \text{ м}$. Нефтяной насос, центробежный, горизонталь-

ный, секционный, с односторонним расположением колес для перекачивания нефти обозначается буквами НМ — нефтяной, магистральный. Например, НМ 360-400 ($Q = 360 \text{ м}^3/\text{с}$, $H = 400 \text{ м}$). Питательный насос для стационарных паровых котлов маркируется так: ПЭ 100-53 (это тоже центробежный многоступенчатый насос типа МС), где П — питательный, Э — электронасос, 100 — подача в $\text{м}^3/\text{ч}$, 53 — давление (не напор, так как плотность перекачиваемой жидкости различная) в МПа, увеличенное в 10 раз для того, чтобы приблизить цифру в обозначении насоса к старому обозначению давления в атмосферах, так как многие манометры в производстве остаются еще градуированными в старых единицах. Поэтому цифру 53 можно читать как 5,3 МПа, или как 54 атм.

Достоинство секционных насосов — компактность конструкции, что уменьшает внешние габариты, а недостаток — наличие больших осевых усилий, что вызывает необходимость проектировать специальные устройства, усложняющие конструкцию и эксплуатацию насосов. Демонтаж насоса или его секций может проводиться только при демонтаже подводящих и отводящих жидкость участков труб.

Чтобы избавиться от осевого усилия (точнее, свести его к небольшой величине), рабочие колеса попарно повернули друг к другу (см. рис. 1.31, б), как, например, в многоступенчатом спиральном насосе марки М (рис. 1.34, см. левый форзац). Спиральным этот насос называется потому, что жидкость, пройдя колесо, поступает не на лопасти направляющего аппарата, как в секционных насосах, а в спиральные отводы, которые по специальным каналам или трубам переводят ее с одной ступени на другую. Гидравлические потери в этих трубах небольшие, что улучшает КПД.

Спиральные отводы и трубы увеличили габариты насоса по сравнению с секционным насосом, но зато в спиральном насосе упрощается конструкция подшипников. Этот насос имеет горизонтальный разъем корпуса, так же как и у насоса марки Д. Корпус делится на нижнюю часть (рис. 1.34, вид А) с напорным и всасывающим патрубками и на верхнюю в виде крышки, откидывающейся вверх.

Пример условного обозначения насоса: ЦН 400-210, где Ц — центробежный, Н — насос, 400 — подача в $\text{м}^3/\text{ч}$,

210 — напор в м. Раньше эти насосы обозначали буквой М.

Сальник 3 со стороны первой ступени имеет гидравлическое уплотнение. В том месте, где проходит вал, одна ступень отделяется от другой и уплотняется разъемными межступенчатыми диафрагмами 4, располагающимися в расточках корпуса. Остаточное неуравновешенное осевое усилие воспринимается двухрядным радиально-упорным шарикоподшипником со стороны приводного конца вала.

Многоступенчатый спиральный насос может быть и с рабочими колесами двухстороннего входа (рис. 1.35, см. левый форзац), когда надо увеличить подачу (расход).

Пример условного обозначения насоса: СЭ 1250-140, где СЭ — сетевой электронасос, 1250 — подача в м³/ч, 140 — напор в м.

Сальники 4 имеют водяную рубашку для охлаждения холодной водой. Роликовый подшипник 2 воспринимает радиальные нагрузки, а сдвоенный шарикоподшипник 9 — как радиальные, так и неуравновешенные осевые нагрузки.

В корпусах подшипников имеются теплообменники для их охлаждения.

Переводная труба (рис. 1.36), подающая воду от первой ступени ко второй, увеличивает габариты, но зато уменьшает гидравлические потери напора внутри насоса по сравнению с многоступенчатым секционным насосом. Как правило, КПД многоступенчатых спиральных насосов на 2...3% больше, чем у секционных.

Располагать колеса с односторонним входом попарно (см. рис. 1.31, в и 1.34) можно только при четном числе колес (ступеней). Если число колес нечетное, то одно колесо (обыкновенно первая ступень) принимается с двухсторон-

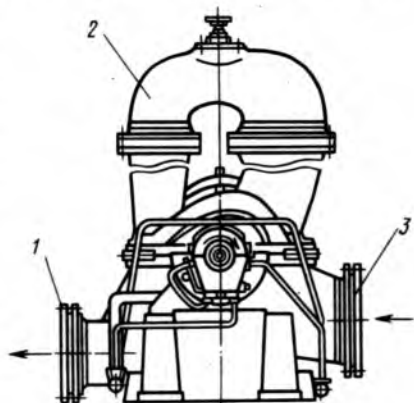


Рис. 1.36. Схема корпуса многоступенчатого спирального насоса с колесами двухстороннего входа:

1 и 3 — напорный и всасывающий патрубки; 2 — переводная труба

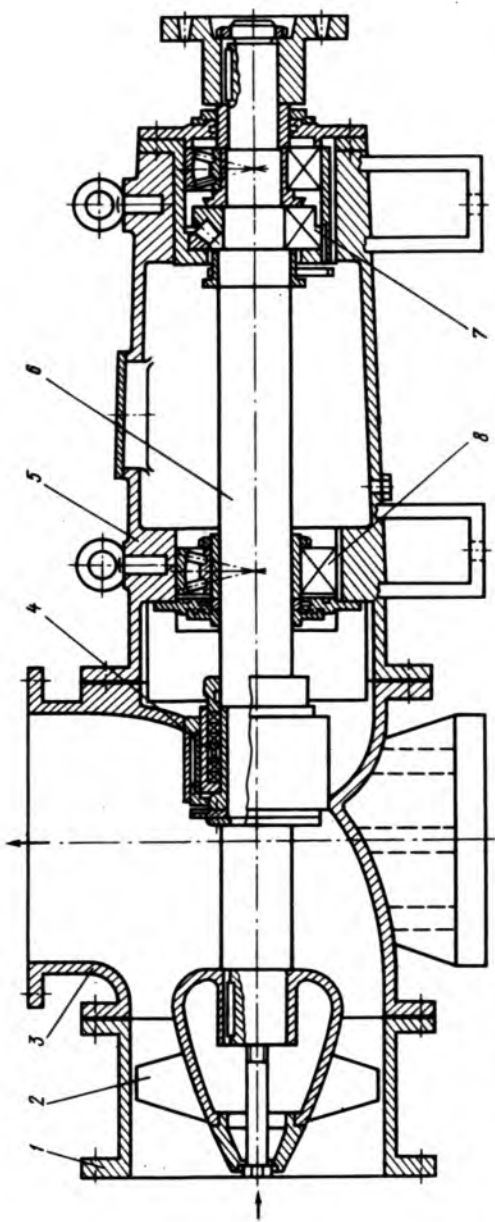


Рис. 1.38. Осевой горизонтальный насос:

1 — всасывающий патрубок; 2 — лопасти рабочего колеса; 3 — колесо с напорным патрубком; 4 — сальник; 5 — опорный кронштейн; 6 — вал; 7 и 8 — упорный роликовый и радиальный подшипники

ним входом, а остальные колеса — с односторонним входом. Последние располагаются на общем валу попарно (см. рис. 1.31, б) и зеркально повернуты друг к другу. Появляется третья конструктивная разновидность многоступенчатых насосов (рис. 1.37), см. правый форзац) (ранее подобные насосы имели марку МД).

Пример условного обозначения насоса: Кс 125-55, где Кс — конденсатный, 125 — подача в $\text{м}^3/\text{ч}$, 55 — напор в м.

Осевые насосы. Вертикальные осевые насосы общего назначения, согласно ГОСТ 9366—80, изготавливают двух типов: с жестко закрепленными лопастями колеса (марка ОВ — осевой, вертикальный) и с поворотными лопастями колеса (марка ОПВ — осевой, поворотно-лопастный, вертикальный, см. рис. 1.7). Лопасты поворачивают или ручным, или электрическим, или гидравлическим приводом.

Осевые насосы могут быть и с горизонтальным валом. Они обозначаются ОГ или ОПГ.

Примеры условного обозначения осевых вертикальных насосов: ОВ-55МК, где 55 — диаметр колеса в см, МК — малогабаритный с камерным подводом воды к насосу; ОПВ-145ЭГ, где 145 — диаметр колеса в см, ЭГ — электрогидравлический привод разворота лопастей рабочего колеса.

Вышеуказанные осевые насосы имеют большую подачу (до 140 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$, или 39 $\text{м}^3/\text{с}$) при небольших напорах (4...15 м) и применяются на крупных и средних насосных станциях водоснабжения, мелиоративных систем и в системах теплостанций.

На рисунке 1.38 изображен осевой горизонтальный насос для перекачивания агрессивных жидкостей с примесью твердых частиц размером от 0,5 мм не более 25%. Осевое усилие, которое возникает и в осевых насосах, воспринимается упорным роликовым подшипником 7.

Пример условного обозначения насоса: ОГ8-25, где О — осевой, Х — химический, Г — горизонтальный, 8 — номер модельного колеса, 25 — диаметр рабочего колеса в см.

В этом насосе по сравнению с вертикальными осевыми насосами отсутствует направляющий аппарат, что уменьшает габариты насоса. Рабочее колесо нагружает вал как консольную балку (консольный насос).

1.11. Конструкции насосов для абразивных гидросмесей

Необходимость перекачки гидросмесей возникает при земляных работах, выполняемых способом гидромеханизации, когда разработку, транспортировку и укладку грунта проводят при помощи воды. Вода с грунтом образует пульпу. Твердая фракция, как правило, обладает абразивными свойствами. Гидромеханизация земляных работ широко применяется в транспортном, энергетическом, промышленном и мелиоративном строительстве. Кроме того, в водоснабжении (канализация), горнорудной промышленности и других производствах существует необходимость гидротранспорта песка, гравия, шлама, фекалий и т. д. Как правило, насосы для гидросмесей одноступенчатые, с односторонним входом на колесо, консольного типа. Однако по сравнению с обыкновенными они имеют следующие особенности конструкции: увеличены размеры проточной части колеса и спирали и им придана форма, обтекающая прохождение твердых частиц, вплоть до небольших камней; уменьшено число лопастей (2...5) на рабочем колесе; в местах наиболее интенсивного износа металла от абразивного воздействия частиц установлены броневые диски из специальных сортов стали или сделано внутреннее покрытие из корунда на бакелитовой основе, резины и других материалов; устроены люки для чистки корпуса насоса и предусмотрен быстрый демонтаж частей насоса для замены изношенных деталей. Места в корпусе насоса, где могут скопляться абразивные частицы, постоянно промывают чистой водой.

Рассмотрим некоторые конструкции насосов для гидросмесей. Основные характеристики их даны в ГОСТ 9075—75, который устанавливает выпуск насосов с нормальным проходным сечением — тип Гр и с увеличенным проходным сечением — тип Гру. Эти насосы выпускают нескольких видов в зависимости от интенсивности абразивного воздействия гидросмеси: легкие однокорпусные — в марке буква «Л»; легкие (средние) с футеровкой (внутренним покрытием) из резины — буква «Р» или из корунда на бакелитовой основе — буквы «К»; тяжелые двухкорпусные с внутренним корпусом из эрозионно стойкой стали — буква «Т».

В обозначение насоса, кроме указанных букв, вписываются следующие цифры: перед буквами — диаметр

входного патрубка в мм, уменьшенный в 25 раз, а после букв — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз.

Грунтовый насос с броневыми дисками 4 и 6, которые могут находиться под воздействием абразивных частиц, попавших между колесом и корпусом насоса (дисками), показан на рисунке 1.39. Диск 6 отделяет рабочее колесо насоса 3 от сальника 8, а встречный ток чистой воды вдоль вала (вода подводится через штуцер 7) не дает возможности твердым частицам соприкоснуться с валом и сальником 8. Зазоры между колесом и корпусом устанавливаются путем перемещения стакана заднего подшипника 9 регулировочными винтами.

Корпус насоса изготавливают из стали 55Л-1 или сплава ИЧХ28Н2, входную крышку — из чугуна СЧ 18 или стали 30Л-1, броневые диски — из сплава ИЧХ28Н2.

Пример условного обозначения насоса: 10ГруЛ-8, где 10 — диаметр (мм) всасывающего патрубка, уменьшенный в 25 раз, 8 — быстроходность (мин^{-1}), уменьшенная в 10 раз.

Отличительная особенность грунтового насоса марки ГрК (рис. 1.40) — внутренняя футеровка корундовым покрытием 3, которая дает возможность перекачивать гидросмеси с твердыми включениями размером от 10 до 25 мм. В этом насосе так же, как и в предыдущем, предусмотрена подача чистой воды в гидрозатвор 5.

На рисунке 1.41 изображен грунтовый насос марки ГруТ для перекачивания гидросмесей с крупными включениями твердых тел, размеры которых определяются проходными сечениями проточной части. Рабочее колесо 3 имеет три лопасти. Насос относится к группе «тяжелых». Внешний корпус 6 является основным, так как воспринимает все нагрузки от веса деталей, труб и передает их на опорный кронштейн, а внутренний корпус (в виде двух дисков 4 и спирали 5) выполнен облегченным и фактически является футеровкой из эрозионно стойкой стали ИЧХ28Н2. Рабочее колесо 3 и вал 9 изготавливаются из стали 45. Чистая вода для предохранения вала и сальника от воздействия твердых частиц подается от другого маленького насоса через штуцера 7 и 2 в межкорпусное пространство.

На рисунке 1.42 (см. форзац) изображен насос для перекачивания песчаных и гравийных смесей с плотностью пульпы до $1,8 \text{ дм}^3$.

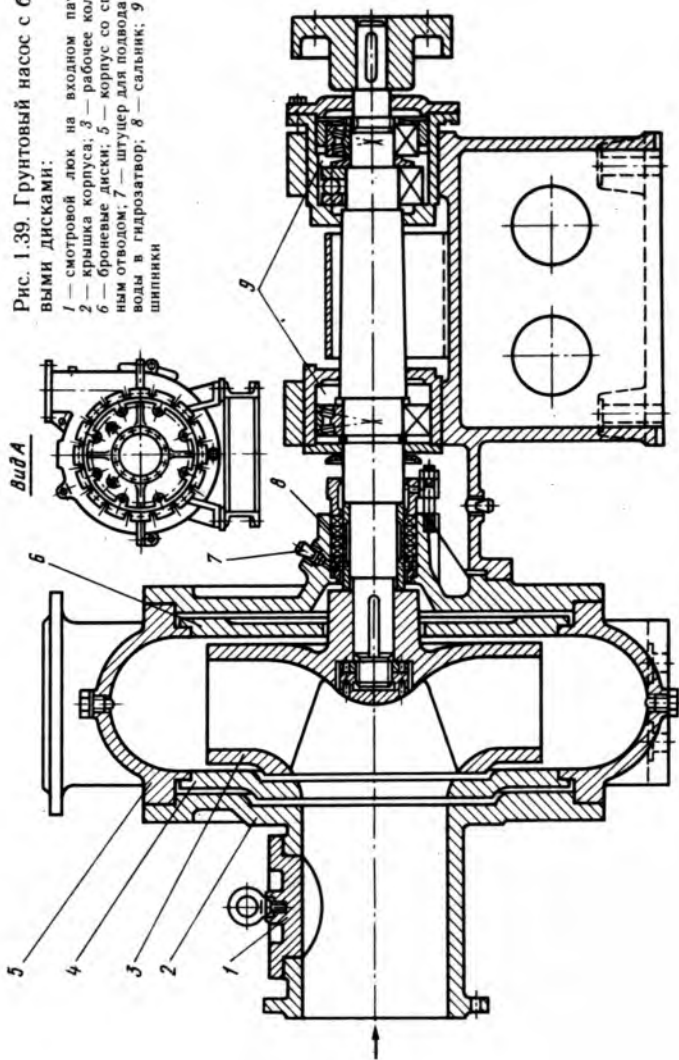
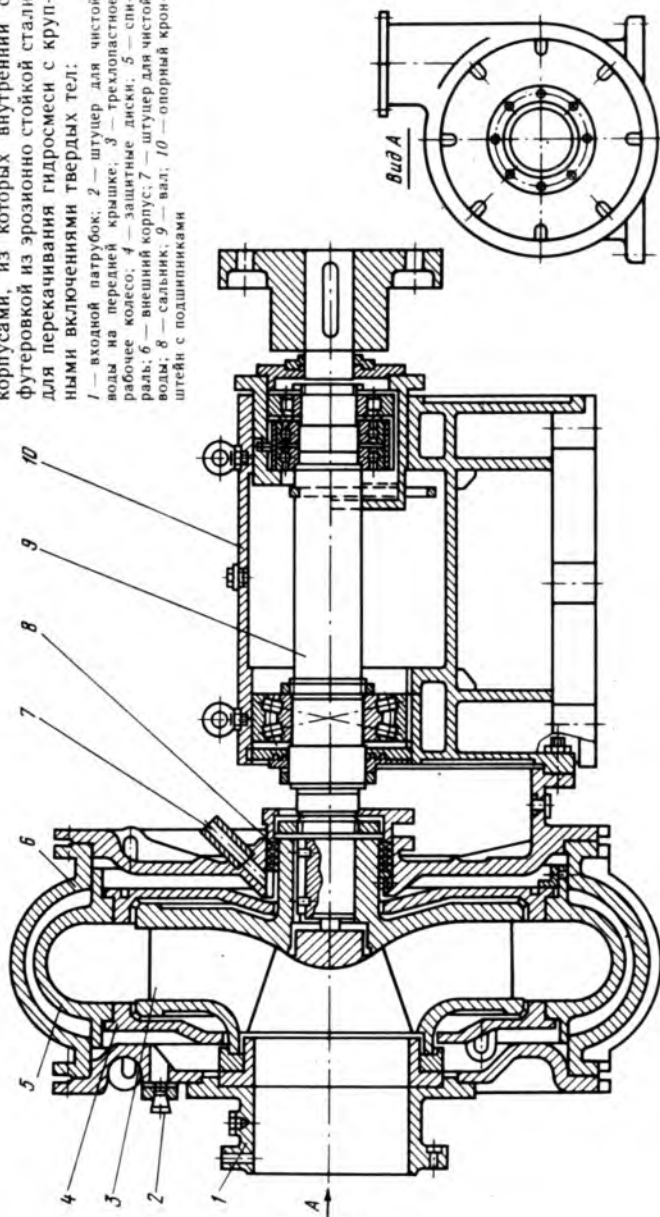


Рис. 1.39. Грунтовый насос с броневыми дисками:

1 — смотровой люк на входном патрубке;
 2 — крышка корпуса; 3 — рабочее колесо; 4,
 6 — броневые диски; 5 — корпус со спираль-
 ным отводом; 7 — штуцер для подвода чистой
 воды в гидрозатвор; 8 — сальник; 9 — под-
 шипники

Рис. 1.41. Грунтовый насос с двумя корпусами, из которых внутренний с футеровкой из эрозивно стойкой стали для перекачивания гидросмеси с крупными включениями твердых тел:

1 — входной патрубок; 2 — штуцер для чистой воды на передней крышке; 3 — трехлопастное рабочее колесо; 4 — защитные диски; 5 — спл. ралль; 6 — внешний корпус; 7 — штуцер для чистой воды; 8 — сальник; 9 — вал; 10 — опорный кронштейн с подшипниками



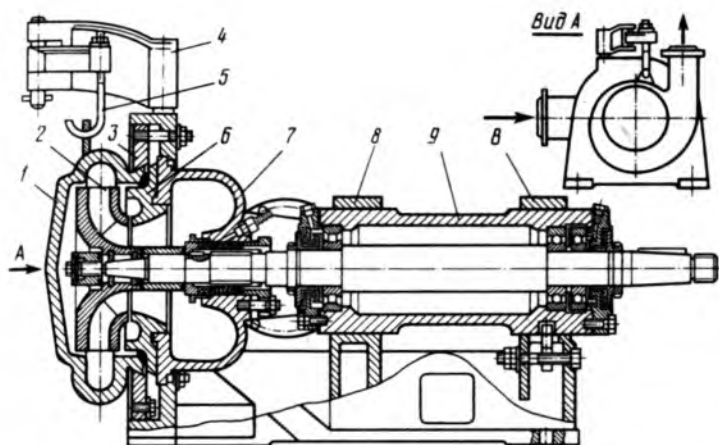


Рис. 1.42. Насос для перекачивания песчаных и гравийных смесей:
 1 — спиральный отвод; 2 — рабочее колесо; 3 — прижимное кольцо, состоящее из двух половин; 4 — поворотный кронштейн; 5 — крюк; 6 — броневой диск; 7 — кольцевой подвод; 8 — опорные стойки (кронштейны); 9 — стакан, передвигающийся в опорных стойках 8

Спиральный отвод 1, броневой диск 6 и кольцевой подвод 7 все вместе скрепляются в кронштейне корпуса при помощи прижимного кольца 3, состоящего из двух половин и стяжных шпилек. Поворотный кронштейн 4 с крюком 5 служит для удержания спирального отвода 1 при его демонтаже или повороте напорного патрубка (он может поворачиваться на 230°).

В этом насосе по сравнению с обычным консольным рабочее колесо поворачивается на консоли вала так, что вал проходит через корпус со стороны всасывания (кольцевой подвод 7), а не нагнетания. Этим полностью исключается попадание песка в зазоры между валом и корпусом.

Зазоры между колесом и диском 6 регулируются передвижкой стакана 9 в стойках 8.

Пример условного обозначения этого насоса: ПБ63/22-СП-У2, где ПБ — песковый из износостойкого материала (броневой), 63 — подача в $\text{м}^3/\text{ч}$, 22 — напор в м, СП — сальниковое промывочное уплотнение, У2 — индекс климатического исполнения.

Рассмотрим еще конструкцию насоса НШ-200 (рис. 1.43, см. правый форзац) для подачи шламовых и шахтных вод, содержащих абразивные твердые части-

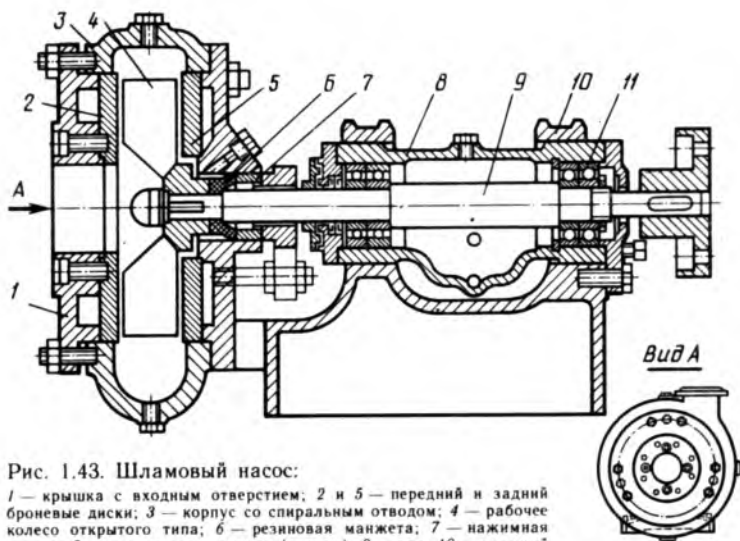


Рис. 1.43. Шлямовый насос:

1 — крышка с входным отверстием; 2 и 5 — передний и задний броневые диски; 3 — корпус со спиральным отводом; 4 — рабочее колесо открытого типа; 6 — резиновая манжета; 7 — нажимная втулка; 8 — корпус подшипников (станок); 9 — вал; 10 — опорный кронштейн; 11 — подшипник

цы (НШ — насос шламовый, 200 — подача в $\text{м}^3/\text{ч}$). Все основные его части указаны на чертеже. Рабочее колесо открытого типа («крыльчатка») без дисков, а лопасти непосредственно установлены на втулке вала. Сальник устроен не с обычной набивкой, а с манжетой 6 и нажимной втулкой 7.

Глава 2. ВИХРЕВЫЕ И ВОДОСТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

2.1. Область применения, рабочий процесс и характеристики вихревых насосов

Вихревые насосы применяют при малых подачах ($0,5 \dots 40 \text{ м}^3/\text{ч}$) и больших напорах (до 200 м), которые в центробежных насосах при том же диаметре колеса не могут быть достигнуты. Они имеют следующие преимущества по сравнению с центробежными: компактнее и дешевле в изготовлении; могут сами всасывать жидкость при пуске их в работу (не требуют предварительной заливки); мало меняют подачу при изменении давления (крутопадающая напорная характеристика).

К недостаткам этих насосов следует отнести: низкий КПД, порядка 20...45%; малую высоту всасывания; возможность подачи только чистых жидкостей с кинематической вязкостью не более 36 сСт.

Такие насосы широко используют для перекачки бензина и керосина на автоцистернах и стационарных автозаправках, сельскохозяйственного водоснабжения, на установках коммунального хозяйства и др.

Движение жидкости в вихревом насосе и его основные рабочие органы (рабочее колесо с прямыми лопатками по его окружности и боковым каналом) кратко рассмотрено в § В.3.

Вихревые насосы, в которых жидкость циркулирует в межлопаточном пространстве и канале, не пересекая колесо вдоль вала, называются вихревыми насосами закрытого типа.

На основе схемы насоса закрытого типа с односторонним каналом и развертки по окружности рабочего колеса от точки *А* (вход жидкости) до точки *Б* (выход), показывающей движение жидкости (рис. 2.1), рассмотрим рабочий процесс вихревого насоса и получим приближенные уравнения, отражающие качественную характеристику процесса.

При вращении рабочего колеса происходит передача энергии путем переноса количества движения частицами жидкости из межлопаточного пространства рабочего колеса в боковой канал насоса. Энергия передается при помощи продольных вихрей *1*, образующихся под действием центробежных сил. Жидкость выбрасывается из верхней части межлопаточного пространства в канал и из него же поступает в нижнюю часть межлопаточного пространства, образуя циркуляционное течение и обмен количеством движения.

Проекции вектора абсолютной скорости c_{1m} и c_{2u} для входа и c_{2m} и c_{2u} для выхода движущейся жидкости в межлопаточном пространстве показаны на рисунке 2.1.

Циркуляция со скоростью c_{1m} и c_{2m} между каналом и колесом происходит по всей длине от точки *А* до точки *Б* с одинаковой интенсивностью (подачей *q* на единицу длины). Она является бесполезной для энергетического использования, однако без этой циркуляции не было бы движения жидкости со скоростью c_{2u} по направлению от *А* к *Б*, которое и создает напор насоса и движение в канале со скоростью c_0 (подача насоса). Эти особен-

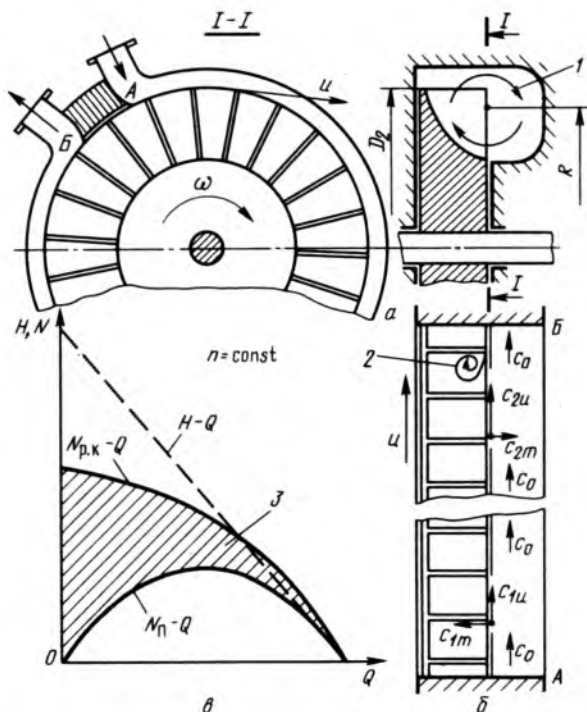


Рис. 2.1. Схемы вихревого насоса с односторонним каналом (а), движения жидкости (б) и теоретические напорная и энергетическая характеристики (в):

1 и 2 — продольный (вдоль оси вала) и поперечный (радиальный) вихри; 3 — мощность, теряемая внутри насоса

ности рабочего процесса вихревого насоса, обусловленные конструкцией, показали, что неизбежная циркуляция с интенсивностью q поглощает часть энергии, поэтому КПД вихревого насоса всегда меньше, чем у центробежного или осевого насоса.

По данным опытов, при работе насоса в зоне расчетных расходов основная часть энергии переносится продольными вихрями, а оставшая часть — поперечными вихрями 2, образующимися за лопаткой, набегающей на поток, которые периодически отрываются от лопасти и уносятся в боковой канал, а на их месте возникают новые, а также турбулентным перемешиванием потоков в колесе и канале.

Чтобы получить основное теоретическое уравнение, связывающее напор и расход, воспользуемся теоремой об изменении количества движения, сделав следующие допущения:

примем, что скорости $c_{1m} \simeq c_{2m} = c_m$ и расход жидкости, циркулирующий в продольном вихре, $Q_m = c_m S_m$, где S_m — кольцевая площадь, расположенная ниже и выше радиуса R , показанного на рисунке 2.1; этот радиус определяет центр циркуляции жидкости; расход Q_m можно представить еще как $Q_m = ql$, где q — подача ($\text{м}^3/\text{с}$) на единицу длины, l — расстояние между сечениями A и B ;

проекция абсолютной скорости входа на окружную c_{1u} примерно равна скорости в канале c_0 , то есть $c_{1u} \simeq c_0$, теоретический расход насоса (без учета утечек) $Q = c_0 S$, где S — площадь поперечного сечения канала;

теоретический напор насоса без учета гидравлических сопротивлений $H = (p_B - p_A)/(\rho g)$, где p_B и p_A — давления в сечениях B и A (см. рис. 2.1), ρ — плотность жидкости.

Напишем закон изменения количества движения, учитывая, что секундная масса $m = \rho Q_m$:

$$(p_B - p_A)S = \rho Q_m c_{2u} - \rho Q_m c_{1u}, \quad (2.1)$$

откуда получим

$$H = \frac{Q_m}{gS} (c_{2u} - c_{1u}),$$

или, учитывая, что $c_{1u} \simeq c_0 = Q/S$, имеем

$$H = \frac{Q_m}{gS} \left(c_{2u} - \frac{Q}{S} \right). \quad (2.2)$$

Это и будет искомое уравнение, дающее качественную зависимость между H и Q .

При определенной частоте вращения n величины u , c_{2u} , g , S постоянны. Кроме того, примем расход Q_m тоже постоянным. С учетом этого уравнение (2.2) для функции $H = f(Q)$ дает прямую линию (см. рис. 2.1).

Опытная напорная характеристика вихревого насоса (рис. 2.2) также близка к прямой линии.

Полезная теоретическая мощность

$$N_n = \rho g Q H, \quad (2.3)$$

подставив вместо H выражение (2.2), получим

$$N_n = \rho \frac{Q_m}{S} \left(c_{2u} - \frac{Q}{S} \right) Q. \quad (2.4)$$

Это уравнение дает зависимость $N_n = f(Q)$ в виде параболы с максимумом N_n при $Q = c_{2u}S/2$.

Мощность $N_{p.k}$, затрачиваемая рабочим колесом насоса, может быть определена как разность секундных кинетических энергий потока на выходе и входе:

$$N_{p.k} = \frac{mc_{2u}^2}{2} - \frac{mc_0^2}{2} = \rho \frac{Q_m}{2} \left(c_{2u}^2 - \frac{Q^2}{S^2} \right). \quad (2.5)$$

Это уравнение представляет параболу с главной осью на оси ординат.

Энергетическая характеристика $N_{p.k} = f(Q)$ также приведена на рисунке 2.1, в. Разность мощностей $N_{p.k} - N_n$ дает потери мощности на вихреобразование, которые показаны на графике штриховкой.

В отличие от центробежных насосов мощность у вихревых насосов с увеличением расхода падает (см. рис. 2.1, в и 2.2).

Другой разновидностью являются вихревые насосы открытого типа (рис. 2.3), в которых жидкость при движении пересекает рабочее колесо вдоль вала. Жидкость из всасывающего патрубка 1 поступает в кольцевой под-

вод 2 и через окно 3 сбoku в рабочее колесо 4 с прямыми лопатками. Далее, находясь в межлопаточном пространстве, она приобретает давление и, пересекая колесо, выходит сначала в боковой канал 5, а потом через напорное отверстие 8 в отвод 6 и напорный патрубок 7. Этот насос имеет боковой канал 5, заканчивающийся напорным отверстием 8. Полная классификация вихревых насосов разработана О. Е. Байбаковым.

В колесе открытого типа энергия от него в канал пе-

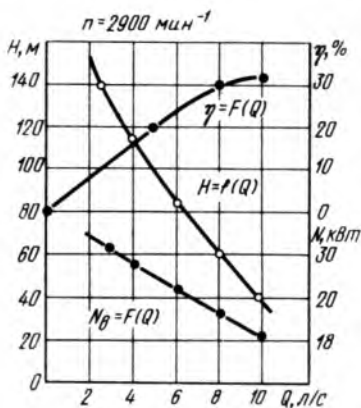


Рис. 2.2. Характеристика вихревого насоса

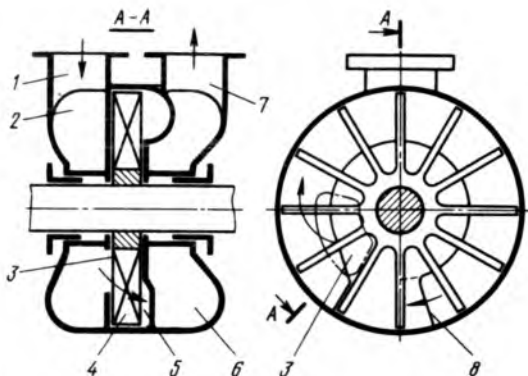


Рис. 2.3. Схема вихревого насоса открытого типа

редается не только продольными и поперечными вихрями, но и центробежными силами. Это усложняет картину течения, но не меняет общей характеристики рабочего процесса. В открытых колесах обычно от 12 до 24 лопаток, а в закрытых — от 18 до 30.

2.2. Конструктивные разновидности вихревых насосов

Разрез вихревого консольного насоса закрытого типа показан на рисунке 2.4. По ГОСТ 10392—80Е эти насосы

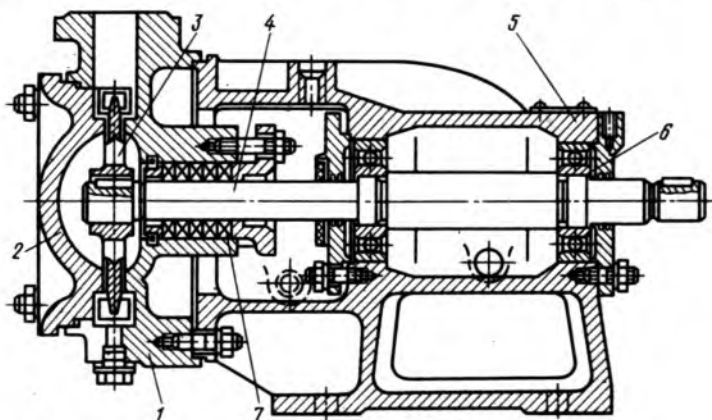


Рис. 2.4. Вихревой консольный насос закрытого типа:

1 — корпус; 2 — крышка корпуса; 3 — колесо закрытого типа; 4 — вал; 5 — опорный кронштейн; 6 — подшипник; 7 — сальник

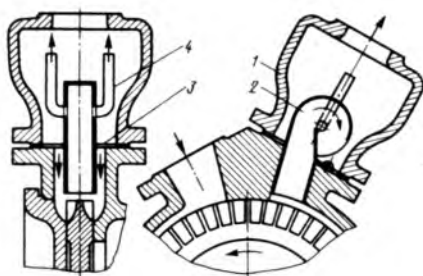


Рис. 2.5. Воздушный колпак с сепарирующим устройством насоса закрытого типа:

1 — колпак; 2 — сепаратор; 3 — отверстия для слива жидкости; 4 — трубочки для выхода воздуха

имеют обозначение ВК (вихревой, консольный), к которым может быть добавлена буква С — самовсасывающий или О — обогреваемый (для подачи вязких жидкостей). Максимальная высота самовсасывания для насосов ВКС составляет 4 м.

Пример условного обозначения насоса: ВКС 2/26, где 2 — подача в л/с, 26 — напор в м.

Самовсасывание у насосов закрытого типа обеспечивается тем, что в корпусе насоса оставляется жидкость и при вращении колеса образуется воздушно-жидкостная смесь (воздух поступает из всасывающей трубы), которая выталкивается в воздушный колпак 1 (рис. 2.5). Для усиления отделения воздуха от воды в воздушном колпаке устанавливается специальный сепаратор 2, в котором воздушно-жидкостная смесь закручивается. Воздух скапливается в середине спирали и выходит через трубочки 4 в напорную трубу, а жидкость сливается в рабочее колесо через отверстия (окна) 3. Это продолжается до тех пор, пока весь воздух не будет выкачан из всасывающей трубы, опущенной в жидкость, которая ее заполнит. При нормальной работе жидкость подается через отверстия 3, сепаратор 2 и колпак 1 в напорную трубу.

В вихревых насосах из-за большой скорости жидкости у входа в колесо и плохой обтекаемости входных кромок лопаток наблюдается кавитация. Этот недостаток отсутствует у двухступенчатого центробежно-вихревого насоса (рис. 2.6). Первая ступень — это центробежное колесо, которое обеспечивает бескавитационную работу. Вторая ступень с вихревым колесом создает большой напор насоса.

Жидкость поступает сначала на центробежное колесо 7, а потом на вихревое колесо закрытого типа 6. Сальник 9 собран из ряда прижимных втулок и резинового кольца. Он имеет гидравлическое уплотнение.

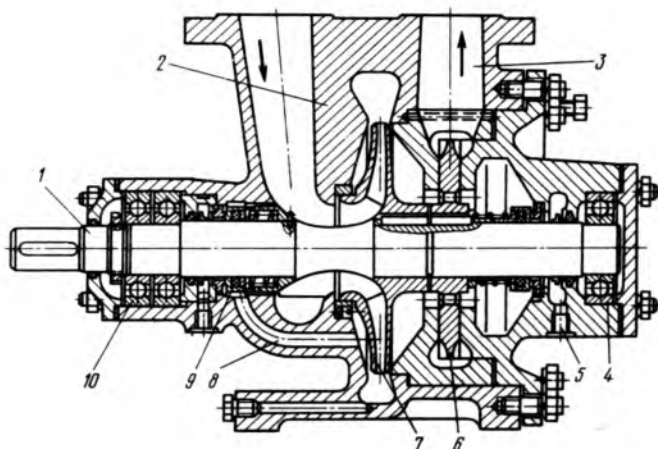


Рис. 2.6. Центробежно-вихревой насос:

1 — вал; 2 — корпус; 3 — напорный патрубок; 4 — подшипник; 5 — дренажное отверстие; 6 — вихревое колесо закрытого типа; 7 — центробежное колесо; 8 — трубка для гидравлического уплотнения сальника; 9 — сальник; 10 — подшипник

Эти насосы обозначаются буквами ЦВ (центробежно-вихревой).

Пример условного обозначения насоса: ЦВ 5/105, где 5 — подача в л/с, 105 — напор в м.

Самовсасывающий вихревой насос с колесом открытого типа изображен на рисунке 2.7.

Корпус насоса состоит из трех секций: всасывания 8, нагнетания 4 и средней секции 6, связывающей две первые в единое целое. Основное рабочее колесо 7 имеет прямые лопасти, соединенные для прочности по окружности ободом. Жидкость из колеса 7 поступает в боковой открытый канал (слева от колеса) и далее в секцию нагнетания 4.

Колесо 7 не может откачать воздух из всасывающей трубы при пуске насоса, поэтому установлено небольшое колесо открытого типа 5 с глухими каналами по обе стороны колеса. Оно откачивает во время пуска водовоздушную смесь (в основном воздух) из центральной части колеса 7 в секцию нагнетания 4. Когда насос заполнится жидкостью, то она начнет поступать в секцию нагнетания 4 как через колесо 5, так и помимо него.

Пример условного обозначения насоса: СВН-80, где

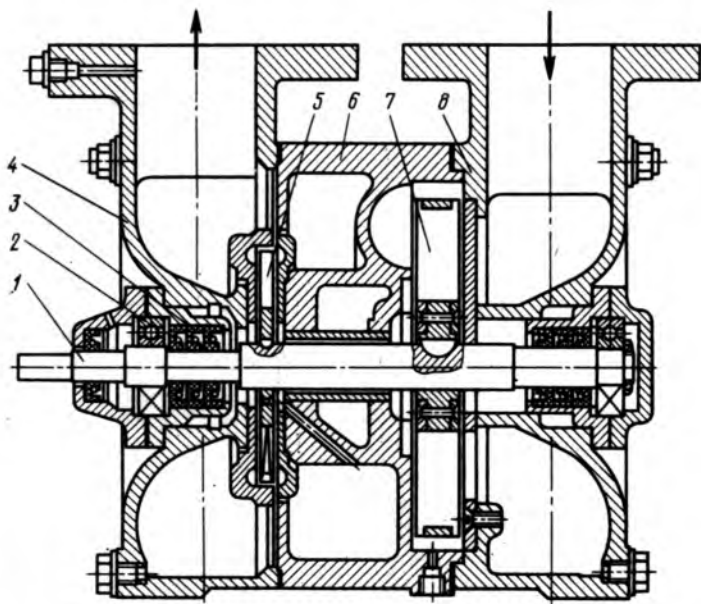


Рис. 2.7. Самовсасывающий вихревой насос с колесом открытого типа: 1 — вал; 2 — подшипник; 3 — манжетное уплотнение; 4 и 8 — секции нагнетания и всасывания; 5 — дополнительное колесо открытого типа для всасывания жидкости через основное рабочее колесо; 6 — средняя секция; 7 — основное рабочее колесо открытого типа

СВН — самовсасывающий вихревой насос, 80 — диаметр (мм) всасывающего и нагнетательного патрубка.

У вихревых насосов осевое усилие невелико, но радиальная нагрузка большая, потому что колесо по окружности испытывает неравномерное давление (давление возрастает от p_A до p_B).

Радиальная сила

$$F_{\text{рад}} = \rho g H B D_2 / 2 ,$$

где H — напор насоса, м; B — ширина колеса, м; D_2 — внешний диаметр, м.

2.3. Водоструйные насосы и их характеристики

Во введении указывалось, что одной из разновидностей струйных насосов является водоструйный насос, в котором и рабочей и перекачиваемой жидкостью является вода. Это насос трения, в котором жидкая

среда перемещается внешним потоком жидкой среды (терминология ГОСТ).

Основные части водоструйного насоса указаны на рисунке 2.8. Через сопло 1 вода под напором от специального насоса или бака вытекает с большой скоростью в камеру смешения потоков 2. В ней образуется разрежение (вакуум), и вода из бассейна, откуда она должна перекачиваться, засасывается через подвод 5 в камеру смешения 2 и далее вместе с водой из сопла 1 поступает в диффузор 3 и отвод 4.

На рисунке 2.9 даны характерные сечения $a—a$ (в трубе перед соплом), $b—b$ (во входном патрубке) и $c—c$ (в выходном патрубке), в которых установлены скоростные трубки, показывающие в отличие от пьезометров и скоростной напор:

$$H_a = p_a/(\rho g) + v_a^2/(2g); \quad h_b = p_b/(\rho g) + v_b^2/(2g) \\ \text{и} \quad H_c = p_c/(\rho g) + v_c^2/(2g),$$

где p и v — соответственно давление и средняя скорость в этих сечениях.

Работу водоструйного насоса характеризуют следующие четыре параметра (см. рис. 2.9):

объемный расход рабочей (активной) жидкости Q_p , который можно выразить через скорости жидкости в сопле v_c и площадь на срезе сопла $\pi d_1^2/4$:

$$Q_p = v_c \pi d_1^2/4; \quad (2.6)$$

объемный расход перекачиваемой (пассивной) жидкости Q_n , равный скорости v_n (в сечении на срезе сопла), умноженной на площадь $\pi(d_2^2 - d_1^2)/4$:

$$Q_n = v_n \pi(d_2^2 - d_1^2)/4; \quad (2.7)$$

рабочий напор

$$H_p = H_a - H_c; \quad (2.8)$$

полезный напор

$$H_n = H_c - h_b. \quad (2.9)$$

Отношение полезной работы $\rho g Q_n H_n$ ко всей затраченной $\rho g Q_p H_p$ — КПД водоструйного насоса:

$$\eta = Q_n H_n / (Q_p H_p). \quad (2.10)$$

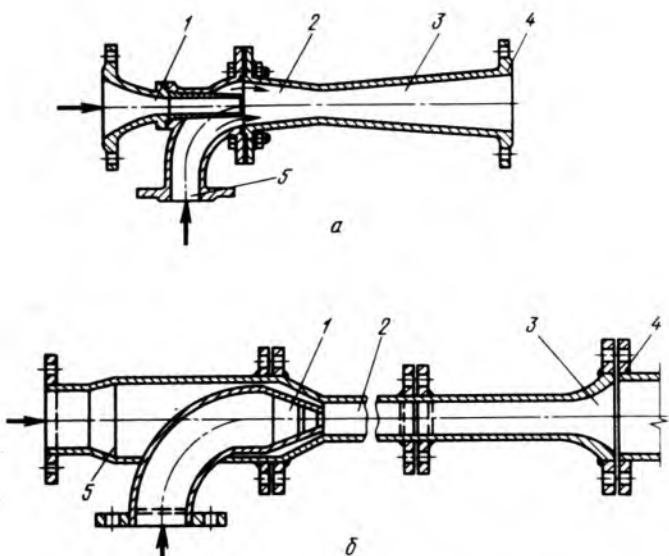


Рис. 2.8. Водоструйные насосы с центральным (а) и боковым (б) подводом активной (рабочей) жидкости:
 1 — сопло; 2 — камера смешения; 3 — диффузор; 4 — отвод (напорный патрубок);
 5 — подвод (всасывающий патрубок)

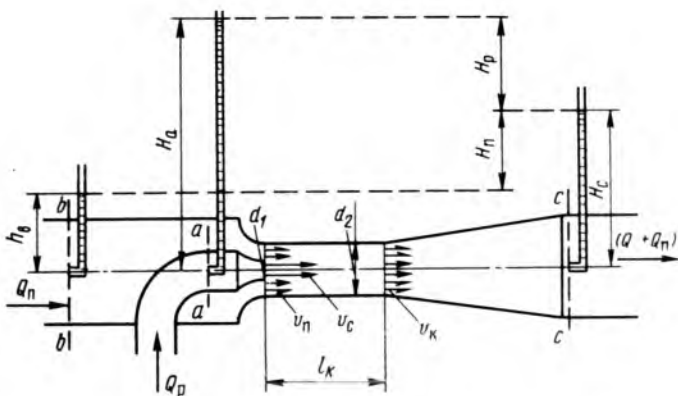


Рис. 2.9. Схема водоструйного насоса (основные параметры и обозначения)

Для анализа характеристик и удобства расчетов используются следующие безразмерные параметры:
относительный расход или коэффициент эжекции

$$q = Q_n / Q_p; \quad (2.11)$$

относительный напор

$$h = H_n / (H_n + H_p). \quad (2.12)$$

В зависимости от этих безразмерных параметров

$$\eta = hq / (1 - h). \quad (2.13)$$

Иногда удобно использовать вместо коэффициента эжекции q отношение скоростей $\alpha = v_n / v_c$.

В качестве геометрических характеристик, которые могут определять серию геометрически подобных насосов, применяются коэффициенты

$$m = d_1^2 / d_2^2, \quad s_b = d_2^2 / d_1^2$$

или

$$k = (d_2^2 - d_1^2) / d_1^2, \quad (2.14)$$

где d_1 и d_2 — диаметры сопла и камеры смешения.

Характеристики водоструйного насоса, дающие возможность определять его параметры при различных режимах работы, получаются в результате его испытания при изменении общего расхода $Q_p + Q_n$ и при постоян-

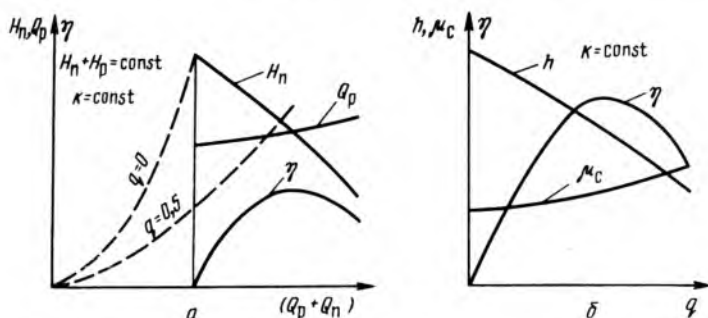


Рис. 2.10. Характеристики водоструйного насоса в размерных (а) и безразмерных (б) координатах

ной величине $H_p + H_n$. На рисунке 2.10, а приведена характеристика насоса в размерных координатах $H_n = f_1(Q_p + Q_n)$, $\eta = f_2(Q_p + Q_n)$ и $Q_p = f_3(Q_p + Q_n)$ при $(H_p + H_n) = \text{const}$ и $k = \text{const}$. Коэффициент полезного действия водоструйного насоса не превышает 40%, а чаще даже ниже. Это объясняется спецификой рабочего процесса, при котором часть энергии должна постоянно расходоваться на его обеспечение.

Все многообразие характеристик в размерных координатах можно свести к одной характеристике в безразмерных координатах h и q (рис. 2.10, б), то есть $h = f(q)$ и $\eta = f(q)$ при $k = \text{const}$. При другом k будет другая характеристика $h = f(q)$. Такая обработка опытных данных очень удобна для последующих расчетов.

На характеристику нанесена вспомогательная кривая коэффициента расхода сопла. Коэффициент расхода сопла $\mu_c = f(q)$:

$$\mu_c = \frac{Q_p}{\frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{2g(H_n + H_p)}}. \quad (2.15)$$

Для объяснения рабочего процесса струйного насоса применялись теории: смешения потоков, свободной затопленной струи, растекания турбулентной струи в покоящейся жидкости и в струйном потоке. В зависимости от этих теорий создавались различные методы расчета.

В настоящее время область применения водоструйных насосов весьма обширна, несмотря на то, что их КПД невысокий.

К достоинствам таких насосов относятся: простота конструкции (насос можно сделать в условиях мастерской); надежность в работе (нет движущихся частей); возможность перекачки загрязненных и коррозионных вод и пульпы и т. д.

Их используют для увеличения высоты всасывания центробежных насосов, забора воды из скважин и колодцев, откачки воздуха при пуске лопастных насосов, подачи гидросмеси (пульпы), при разработке карьеров с песком, гравием и полезными ископаемыми. В СССР водоструйные насосы (гидроэлеваторы) большое применение нашли в 1935 г. при разработке грунта на канале имени Москвы (насосы были спроектированы из отрезков труб, сваренных на месте производства работ).

2.4. Определение основных размеров водоструйных насосов

Рассмотрим определение размеров водоструйных насосов с цилиндрической камерой по способу Л. Г. Подвидза и Ю. Л. Кирилловского, основанному на сочетании теории смешения потоков и экспериментальных данных.

Характеристики насосов в безразмерных координатах, аналогичные приведенной на рисунке 2.10, б, были получены в опытах для различных значений $k = (d_2^2 - d_1^2)/d_1^2$ и нанесены на общий график. При малых k получились крутопадающие кривые, характерные для высоконапорных насосов, а при больших k — пологие кривые, соответствующие малым напорам и большим подачам. По этим характеристикам была построена огибающая кривая $h = f(q)$ частных напорных характеристик при разных k (рис. 2.11), обладающая следующими свойствами: каждая точка ее касается одной частной характеристики $h = f(q)$ при $k = \text{const}$; точка касания

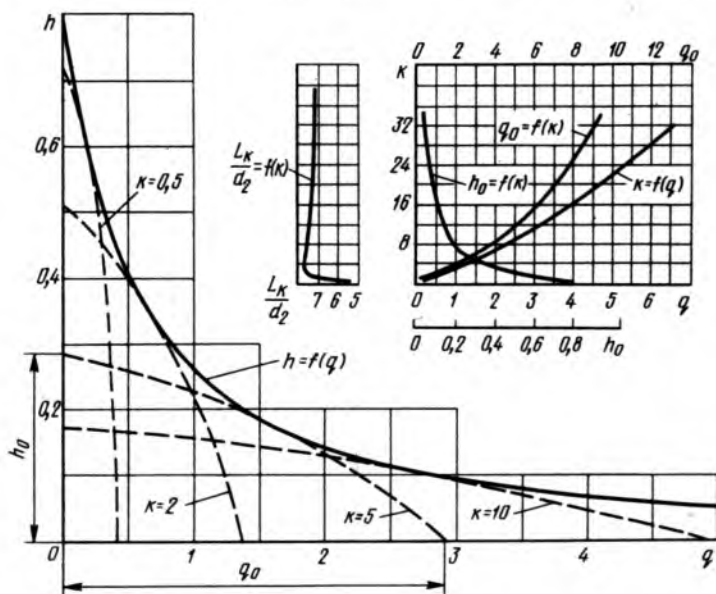


Рис. 2.11. Огибающая безразмерная характеристика водоструйных насосов с цилиндрическими камерами смешения

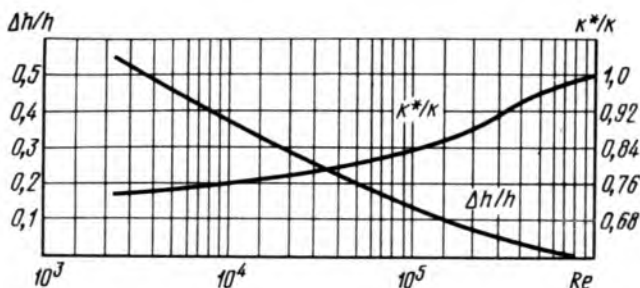


Рис. 2.12. Зависимость относительных параметров водоструйных насосов от числа Рейнольдса

соответствует оптимальным значениям h и q , так как частная кривая в этой точке имеет перегиб и наибольшее значение η насоса.

Огибающая кривая и частные характеристики соответствуют автомодельной зоне движения жидкости, когда параметры h и q не зависят от числа Рейнольдса Re , а зависят только от k . В опытах было установлено, что эта зона наступает при числе $Re \geq 10^6$.

Число Re для водоструйных насосов было подсчитано по формуле

$$Re = d_1 \sqrt{2g(H_n + H_p)} / \nu. \quad (2.16)$$

При числе $Re < 10^6$ было установлено, что уменьшение h не зависит от q и для получения заданного h надо увеличить диаметр сопла d_1 , то есть уменьшить k . Для определения этих значений h^* и k^* , соответствующих заданному q при $Re < 10^6$, на рисунке 2.12 приведены экспериментальные зависимости $\Delta h/h = (h - h^*)/h = f(Re)$ и $k/k^* = f(Re)$. В этих формулах h и k берут по огибающей кривой (см. рис. 2.11).

В начале расчета предполагают, что $Re > 10^6$, находят q и h , определяют d_1 , подсчитывают Re и вычисляют новые h^* , k^* и d_1 при d_2 уже рассчитанном.

Кроме главной огибающей кривой, на рисунке 2.11 приведены дополнительные графики, которые дают возможность определить k , q_0 (это q при $h = 0$) и h_0 (это h при $q = 0$), для построения напорной характеристики насоса по трем точкам (см. пример построения для $k = 5$). На рисунке 2.11 приведен также график $L_k/d_2 = f(k)$. Длина камеры смешения L_k имеет существенное

значение, так как от нее зависят потери энергии в насосе. Ее определяют из условия, чтобы эпюры скоростей v_n и v_c на срезе сопла (см. рис. 2.9) в конце камеры были выравнены (скорость v_k), а потом в диффузоре уменьшены.

Диаметр сопла d_1 находят по скорости истечения жидкости из сопла v_c , используя формулу (2.6) и следующие зависимости:

$$v_n/v_c = q/k; \quad (2.17)$$

$$v_c = \mu_c \sqrt{2g(H_n + H_p)}; \quad (2.18)$$

$$\mu_c = 1/\sqrt{(1 + \zeta_{p.c}) - (q/k)^2(1 + \zeta_{вх})}. \quad (2.19)$$

Коэффициенты сопротивления: $\zeta_{p.c} = 0,04 \dots 0,06$, $\zeta_{вх} = 0,07 \dots 0,10$.

Отметим, что все изложенные данные относятся к насосу с цилиндрической камерой смешения, то есть диаметр d_2 постоянен по длине L_k . Диффузор после камеры проектируют с центральным углом расхождения $6 \dots 8^\circ$. Сопло и кольцевой вход в камеру смешения (см. рис. 2.9) выполняют в виде плавно сходящихся коноидальных насадков. Кромку рабочего сопла делают тонкой и относят ее от начала камеры на $(0,5 \dots 1,0)d_1$.

После определения основных параметров насоса рассчитывают условие бескавитационной работы.

Для этого вычисляют запас напора ΔH на входе в насос в сечении $в-в$ (см. рис. 2.9):

$$\Delta H = h_v - h_{п.ж} = p_v/(\rho g) + v_v^2/(2g) - h_{п.ж}, \quad (2.20)$$

где h_v — показание скоростной трубки (см. рис. 2.9) на входе; $h_{п.ж}$ — давление паров жидкости; для воды $h_{п.ж} \approx 0,3$ при $t = 20^\circ\text{C}$.

Входное отверстие насоса, в которое он засасывает воду с расходом Q_n (сечение $в-в$), может быть выше уровня воды на величину геометрической высоты h_a , которую в этом случае надо брать со знаком минус, то есть $-h_a$ или ниже уровня воды (насос под заливом) на величину h_a , которую надо считать со знаком плюс, то есть $+h_a$. Тогда запас напора

$$\Delta H = (H_{ат} - h_{п.ж} - h_{тр.вс}) \pm h_a, \quad (2.21)$$

где $H_{ат}$ — атмосферное давление; $h_{тр.вс}$ — гидравлические потери на входе до сечения $в-в$.

Расчетное значение ΔH надо сравнить с критическим значением $\Delta H_{кр}$, которое определяют по формуле

$$\Delta H_{кр} = (1,23...1,43) [(H_n + H_p) (q/k)^2]. \quad (2.22)$$

Условие бескавитационной работы

$$\Delta H > \Delta H_{кр}. \quad (2.23)$$

Геометрическая высота всасывания

$$\mp h_n > \Delta H_{кр} - (H_{ат} - h_{п.ж} - h_{тр.вс}). \quad (2.24)$$

На основе огибающей безразмерной характеристики (см. рис. 2.11) и формул, приведенных выше, можно провести все необходимые расчеты насосных установок с водоструйными насосами.

Наиболее часто встречается случай, когда заданы две размерные величины, например H_p и Q_p или H_n и Q_n . Тогда выбор h и q свободен и лучше всего их назначить в зоне $0,6 < q < 1,2$, которой соответствуют наибольшие КПД.

Если заданы три размерных параметра, которые дают либо h , либо q , то недостающую безразмерную величину определяют по огибающей кривой.

Если заданы все четыре размерные величины [формулы (2.6), (2.7), (2.8), (2.9)], то можно определить параметры h и q . Точка с этими координатами должна лежать ниже огибающей кривой (см. рис. 2.11) или на самой кривой (если она оказывается выше, то это указывает на то, что такой насос создать невозможно и нужно исправить проектное задание). Если эта точка лежит под огибающей, то величину k находят подбором взаимосвязанных значений h_0 и q_0 по кривым $h_0 = f_k$ и $q_0 = f(k)$, строят приближенно частную характеристику, проходящую через данную точку под огибающей, и находят точку касания этой характеристики с огибающей. По последней точке определяют q и по графику $k = f(q)$ получают k . По геометрической характеристике и дополнительным графикам находят все необходимые размеры насоса.

Подбор центробежного насоса для питания водоструйного насоса производится по рабочему напору и расходу рабочей (активной) жидкости. Водоструйный насос может питаться и из бака, для которого расход зависит от напора и определяется известными методами гидравлических расчетов.

Глава 3. КАВИТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ИСПЫТАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ

3.1. Явление кавитации и кавитационный запас

В проточной части гидравлических машин в жидкости могут возникнуть области пониженного давления в результате как местного увеличения скорости при обтекании препятствия, так и уменьшения абсолютного гидростатического давления. Если давление понижается до так называемого давления насыщенного пара жидкости $h_{п.ж} = p_{п.ж}/(\rho g)$ при данной температуре (табл. 3.1), то сплошность внутри капельной жидкости нарушается. Образуются полости, заполненные газом, паром или их смесью. Как уже отмечалось в § 1.1, это явление называется кавитацией (от латинского слова *cavitas* — пуста).

3.1. Давление $p_{п.ж.}$ насыщенных паров и плотность ρ для воды в зависимости от температуры

Температура, °С	$p_{п.ж.}$, кПа	ρ , кг/м ³	Температура, °С	$p_{п.ж.}$, кПа	ρ , кг/м ³
4	0,32	1 000,0	50	12,34	988,0
10	1,21	999,8	70	31,09	977,8
20	2,34	998,2	90	70,02	965,3
30	4,24	995,7	100	101,30	958,4
40	7,37	992,2			

Возникшие в потоке жидкости кавитационные пузырьки переносятся дальше в область повышенного давления, где $p > p_{п.ж.}$, и здесь происходит их конденсация или смыкание.

Высокочастотная киносъемка показала, что время увеличения объема пузырька порядка 0,002 с, а время смыкания (разрушения) — 0,001 с.

За 1 с на площади 1 см² могут образоваться и разрушиться более 30 миллионов кавитационных пузырьков, из которых не менее 1 000 смыкаются на твердой стенке, ударяя в нее с давлением порядка $2 \cdot 10^5 \dots 3,4 \cdot 10^5$ Па.

Эти большие давления, повторяющиеся с частотой порядка 1 000 Гц, разрушают материал проточной части гидравлических машин, то есть происходит кавитационная эрозия.

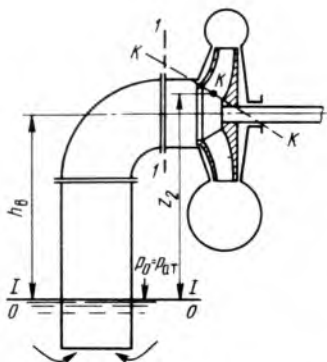


Рис. 3.1. Схема к расчету кавитационного запаса

насоса, что можно определить по манометру и расходу. Наблюдается вибрация насоса, характерный шум и потрескивание.

Выведем основные уравнения для определения кавитационного запаса и высоты всасывания. На рисунке 3.1 изображен разрез центробежного насоса со всасывающей трубой, опущенной в резервуар с жидкостью. Давление на свободную поверхность равно атмосферному (барометрическому) давлению $p_{ат}$ (в общем случае может и отличаться от $p_{ат}$).

Примем следующие обозначения:

$\pm h_B$ — геометрическая высота всасывания, то есть расстояние от оси всасывающего патрубка до уровня воды (УВ) в резервуаре; h_B со знаком плюс соответствует расположению насоса выше УВ (см. рис. 3.1), а со знаком минус — ниже УВ, когда насос находится под заливом; H_B — вакуумметрическая высота всасывания по ГОСТ 17398—72

$$H_B = \frac{p_{ат}}{\rho g} - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right), \quad (3.1)$$

где p_1 и v_1 — давление и скорость во всасывающем патрубке; $h_{вак}$ — показание вакуумметра

$$h_{вак} = (p_{ат} - p_1)/(\rho g). \quad (3.2)$$

Составим уравнение Д. Бернулли (см. рис. 3.1) для сечений I—I (свободная поверхность) и I—I (всасывающий патрубок) по отношению к 0—0 (тоже на свободной поверхности), принимая скоростной напор в резервуаре близким к нулю:

$$\frac{p_{ат}}{\rho g} = h_v + \frac{p_i}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{тр}, \quad (3.3)$$

где $h_{тр}$ — потери напора во всасывающей трубе (до всасывающего патрубка насоса).

Из этого уравнения следует, что вакуумметрическая высота всасывания

$$H_v = h_v + h_{тр}. \quad (3.4)$$

Отсюда геометрическая высота всасывания h_v , которую в конечном итоге и надо найти для правильной установки насоса, будет такова:

$$h_v = H_v - h_{тр}. \quad (3.5)$$

Из уравнения (3.3) следует также, что

$$h_{вак} = h_v + h_{тр} + \frac{v_1^2}{2g} = H_v + \frac{v_1^2}{2g}. \quad (3.6)$$

Назовем кавитационным запасом Δh приведенный к оси насоса избыток удельной энергии на входе в насос $p_i/(\rho g) + v_1^2/(2g)$ над напором $h_{п.ж}$, подсчитываемым по давлению насыщенного пара этой жидкости:

$$h_{п.ж} = p_{п.ж}/(\rho g), \quad (3.7)$$

$$\Delta h = p_i/(\rho g) + v_1^2/(2g) - p_{п.ж}/(\rho g). \quad (3.8)$$

Из сопоставления зависимостей (3.1) и (3.8) следует, что

$$H_v = p_{ат}/(\rho g) - p_{п.ж}/(\rho g) - \Delta h \quad (3.9)$$

или

$$H_v = H_{ат} - h_{п.ж} + \Delta h. \quad (3.10)$$

Наряду с оценкой кавитации величиной Δh применяется также допускаемый коэффициент кавитации $\sigma_{доп} = \Delta h_{доп}/H$.

3.2. Опытное определение допускаемого кавитационного запаса

Кавитационный запас определяют опытным путем на специальных кавитационных стендах. Цели этих испытаний: проверка соответствия насосов всем требованиям технической документации по ГОСТ 6134—71; получение графика зависимости допускаемого кавитационного запаса

са $\Delta h_{\text{доп}}$ от подачи Q . Этот график наносят на общую характеристику насоса.

Приравнивая друг другу формулы (3.4) и (3.9), получаем выражение для кавитационного запаса

$$\Delta h = H_{\text{ат}} - h_{\text{п.ж}} - h_{\text{в}} - h_{\text{тр}}. \quad (3.11)$$

Заменяя атмосферное давление на свободную поверхность $H_{\text{ат}} = \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g}$ давлением на свободную поверхность в изолированном от атмосферы баке H_6 , записываем

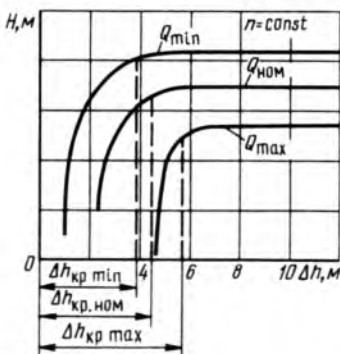
$$\Delta h = H_6 - h_{\text{п.ж}} - h_{\text{в}} - h_{\text{тр}}. \quad (3.12)$$

Из формул (3.11) и (3.12) следует, что кавитационный запас Δh можно изменять в опыте, меняя или гидравлические потери до входа в насос $h_{\text{тр}}$, или геометрическую высоту всасывания $h_{\text{в}}$, или давление H_6 .

Исходя из этих возможностей, в практике применяют два вида испытательных стендов:

открытый кавитационный стенд, в котором жидкость забирается из бака со свободной поверхностью, находящейся под атмосферным давлением ($H_{\text{ат}} = \text{const}$); величина $h_{\text{тр}}$ изменяется задвижкой на всасывающей трубе насоса;

закрытый кавитационный стенд, в котором жидкость забирается из бака, изолированного от атмосферы, и потом туда же подается (замкнутый ток жидкости); давление H_6 изменяется откачкой воздуха над свободной поверхностью в изолированном баке при помощи специального вакуум-насоса.



Открытый кавитационный стенд проще, чем закрытый.

В опыте поддерживают постоянную подачу ($Q = \text{const}$) при помощи задвижки на напорном патрубке и измеряют по показаниям манометра и вакуумметра напор H , который постоянен до некоторого значения Δh ,

Рис. 3.2. Частная кавитационная характеристика насоса

затем он уменьшается (начинается кавитация) и резко падает. Результаты этих испытаний наносят на график $H = f(\Delta h)$ при $Q = \text{const}$ (рис. 3.2), именуемый частной кавитационной характеристикой насоса при подачах $Q_{\min}$, $Q_{\text{ном}}$ и $Q_{\max}$, соответствующих рабочей части характеристики насоса, то есть зоне с наибольшими КПД.

По частной характеристике определяют критический кавитационный запас $\Delta h_{\text{кр}}$, при котором начинается кавитация. Принято, что $\Delta h_{\text{кр}}$ соответствует падению напора на 2% напора первой ступени, если насос многоступенчатый или составляет 1 м, если напор первой ступени более 50 м.

Найдя $\Delta h_{\text{кр}}$, можно вычислить допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$ как произведение $\Delta h_{\text{кр}}$ и коэффициента кавитационного запаса A

$$\Delta h_{\text{доп}} = A \Delta h_{\text{кр}}, \quad (3.13)$$

Коэффициент кавитационного запаса

$$A = a k_B k_{\text{ж}}, \quad (3.14)$$

где a , k_B и $k_{\text{ж}}$ — коэффициенты, зависящие соответственно от $\Delta h_{\text{кр}}$, D_2/D_0 , а также рода жидкости и D_2/D_0 (табл. 3.2); D_2 и D_0 — наружный и входной диаметры колеса;

$\Delta h_{\text{кр}}$, м	0	2	4	6	8	10	12	14
a	1,60	1,37	1,20	1,13	1,09	1,08	1,07	1,06
D_2/D_0	1	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0		
k_B	1,10	1,10	1,09	1,05	1,01	1,00		

3.2. Значения $k_{\text{ж}}$

Род жидкости	D_2/D_0								
	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	3,00	3,50
Холодная пресная вода	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Вода, нагретая выше 100°C	0,90	0,92	0,94	0,98	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Нефтепродукты	0,89	0,90	0,91	0,92	0,94	0,97	0,99	0,99	0,99
Сжиженные газы	0,80	0,81	0,83	0,88	0,95	1,00	1,00	1,00	1,00

Примечание. Для морской воды $k_{\text{ж}} = 1,02$, химически активных жидкостей $k_{\text{ж}} = 1,05$.

Кривую $\Delta h_{\text{доп}} = f(Q)$ наносят на общую характеристику насоса.

3.3. Определение геометрической высоты всасывания, кавитационных характеристик и предотвращение кавитационных разрушений

Обозначим в формуле (3.11) кавитационный запас Δh как допускаемый, то есть $\Delta h_{\text{доп}}$, и выразим из нее геометрическую высоту всасывания (см. рис. 3.1):

$$h_v = H_{\text{ат}} - h_{\text{п.ж}} - \Delta h_{\text{доп}} - h_{\text{тр}}. \quad (3.15)$$

Величину $\Delta h_{\text{доп}}$ берут из характеристик насоса или определяют по формулам.

Гидравлические потери напора $h_{\text{тр}}$ должны быть минимальными, что достигается укорачиванием всасывающих труб и увеличением их диаметра. Обыкновенно их принимают не более 0,5...0,8 м.

Давление паров жидкости $p_{\text{п.ж}}$ для воды в зависимости от температуры дано в таблице 3.1. Для других жидкостей $p_{\text{п.ж}}$ определяется по справочникам.

Атмосферное (барометрическое) давление над уровнем моря $p_{\text{ат}} = 101,3$ кПа. Для местностей, расположенных на какой-то высоте над уровнем моря, атмосферное давление (кПа) можно подсчитать по следующим формулам:

$$p_{\text{ат}} = \left(10,3 - \frac{V}{900} \right) / (\rho g), \quad (3.16)$$

$$p_{\text{ат}} = 101,3 \left(1 - \frac{6,5h}{288} \right)^{5,255}, \quad (3.17)$$

где V — геодезическая отметка местности над уровнем моря, м; $p_{\text{ат}}$ в кПа; h — высота над уровнем моря, км.

Чтобы выяснить, от каких параметров зависит Δh , рассмотрим значение удельной энергии для какой-то точки K на входной кромке рабочего колеса, где уже началась кавитация (см. рис. 3.1). Составим уравнение Д. Бернулли для сечений $I-I$ и $K-K$ (на входе в колесо) по отношению к $O-O$. Примем, что расстояние $z_2 \simeq h_v$, так как превышение точки K над осью насоса мало. В сечении $K-K$ абсолютная скорость — c_1 и относительная — W_1 , давление равно давлению насыщенных паров $p_{\text{п.ж}}/(\rho g)$, то есть $p_K/(\rho g) \approx p_{\text{п.ж}}/(\rho g)$.

Гидравлические потери до всасывающего патрубка — $h_{\text{тр}}$, а от всасывающего патрубка до точки K (потери на вход внутри насоса) — $h_{\text{тр.н.}}$.

Эти потери можно записать как произведение коэффициента гидравлических сопротивлений $\lambda_{кр}$ (эту величину называют еще критическим числом кавитации) и скоростного напора $w_1^2/(2g)$, то есть

$$h_{тр.н} = \lambda_{кр} w_1^2 / (2g). \quad (3.18)$$

Тогда уравнение Д. Бернулли для сечений 1—1 и К—К запишется так ($z_1 = 0$, скоростной напор в сечении 1—1 мал):

$$\frac{p_{ат}}{\rho g} = h_v + \frac{p_k}{\rho g} + \frac{\alpha c_1^2}{2g} + h_{тр} + h_{тр.н} \quad (3.19)$$

или с учетом того, что $H_v = h_v + h_{тр}$:

$$H_v = \frac{p_{ат}}{\rho g} - \frac{p_{н.ж}}{\rho g} - \frac{\alpha c_1^2}{2g} - \lambda_{кр} \frac{w_1^2}{2g}. \quad (3.20)$$

Из сопоставления уравнения (3.20) с выражением (3.8) видно, что

$$\Delta h_{кр} = \frac{\alpha c_1^2}{2g} + \lambda_{кр} \frac{w_1^2}{2g}. \quad (3.21)$$

Величину Δh обозначили как $\Delta h_{кр}$ потому, что рассматривается случай, когда кавитация уже началась.

Из выражения (3.21) следует: кавитационный запас Δh пропорционален квадрату скорости, коэффициент $\lambda_{кр}$ по своей природе такой же, как и известный в гидравлике коэффициент сопротивления, который в общем случае является функцией относительных геометрических размеров и числа Рейнольдса $Re = vD/\nu$.

То, что Δh зависит от числа Re при большой кинематической вязкости ν , было установлено в опытах Д. Я. Суханова. Если в рассматриваемом случае сделать допущение об автомодельности потоков на входе в рабочие колеса насосов, то кавитационные запасы для двух геометрически подобных по входной части колес будут пропорциональны отношению квадратов скоростей или произведению множителей $i_b^2 i_n^2$, так как $v_n/v_m = i_b i_n$ (см. § 1.6 О подобии потоков в рабочих колесах). Если учесть, что $Q_n/Q_m = i_b^3 i_n$ и $\Delta h_{кр.н}/\Delta h_{кр.м} = i_b^2 i_n^2$, то

$$\frac{Q_n^{1/2} n_n}{(\Delta h_{кр.н}/10)^{3/4}} = \frac{Q_m^{1/2} n_m}{(\Delta h_{кр.м}/10)^{3/4}} = C \quad (3.22)$$

или

$$\frac{Q^{1/2}n}{(\Delta h_{кр}/10)^{3/4}} = C. \quad (3.23)$$

Коэффициент C называют кавитационным коэффициентом быстроходности. Для насосов, транспортирующих загрязненные жидкости, $C = 600 \dots 700$, обычных $C = 8000 \dots 1000$, с повышенными кавитационными свойствами $C = 1300$ и более.

Из формулы (3.23):

$$\Delta h_{кр} = 10(n\sqrt{Q}/C)^{4/3}, \quad (3.24)$$

где Q в $\text{м}^3/\text{с}$, n в мин^{-1} .

Допустимый кавитационный запас вычисляют по формуле (3.13) или упрощенно:

$$\Delta h_{доп} = (1,1 \dots 1,2) \Delta h_{кр}. \quad (3.25)$$

Коэффициент кавитации $\sigma_{доп}$ в формуле (3.10) для допускаемой вакуумметрической высоты всасывания $H_{в.доп}$ рассчитывают по формуле

$$\sigma_{доп} = n_s^{4/3}/A_k, \quad (3.26)$$

где $A_k \simeq 5600$ (в среднем).

Оценка кавитационных качеств при помощи коэффициентов $\sigma_{доп}$ и A_k основана на тех же принципах, что и при помощи коэффициента C . Поэтому между ними существует прямая связь:

$$C = 1,71 A_k^{3/4} \quad (3.27)$$

и

$$C = 1,71 n_s / \sigma_{доп}^{3/4}. \quad (3.28)$$

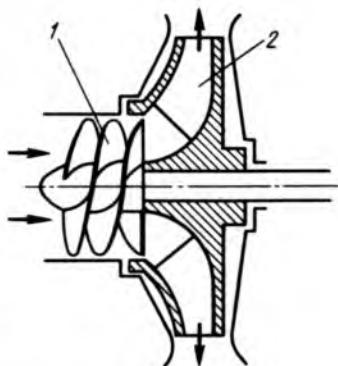
Формулы получены при коэффициенте запаса, равном 1,15. Коэффициент кавитации $\sigma_{доп}$ используют для турбин, а в зарубежной практике и для насосов.

Возможность кавитации и ее предотвращение учитывают как в процессе конструирования насоса, так и при проектировании насосных установок и их эксплуатации.

Основное в этом вопросе — правильный расчет разрежения на входе в насос и сравнение его с допустимым, полученным на основе данных кавитационных испытаний.

В практике бывают случаи, когда допускаемую геометрическую высоту всасывания по тем или иным об-

Рис. 3.3. Центробежная ступень насоса (2) с осевым предвключенным рабочим колесом (1)



стоятельствам обеспечить нельзя, у быстроходных осевых насосов в отдельных точках колеса и корпуса может существовать местное понижение давления, хотя общая высота всасывания рассчитана правильно.

Эти обстоятельства учитывают при конструировании входной части насоса.

Для перекачки горячих жидкостей перед входом в центробежное колесо 2 устанавливают так называемое предвключенное колесо 1 (рис. 3.3), цель которого — уменьшить разрежение на входе в насос и улучшить кавитационные качества насоса.

При проектировании гидравлических машин большое внимание надо уделять выбору материала, противостоящего воздействию кавитации. Стойкими материалами являются нержавеющие стали, алюминиевые бронзы, хромоникелевые сплавы, а нестойкими — чугун, литые стали и бронза. Чтобы использовать нестойкие к кавитации материалы, их защищают путем диффузионной металлизации, покрытием распыленной резиной или нейлоном, феноловой смолой на тканевой основе и др.

3.4. Испытания динамических насосов

В настоящее время испытания насосов как в заводских условиях, так и на месте установки (для крупных агрегатов) проводят по ГОСТ 6134—71.

Различают следующие виды испытаний: предварительные заводские; приемочные (государственные, межведомственные и ведомственные); испытания установочной партии; приемосдаточные; периодические; типовые; определительные на надежность.

Каждый насос, поставленный на испытания, должен подвергаться обкатке, которую проводят в рабочем интервале подач. Продолжительность обкатки, согласно ГОСТ, должна быть не менее 0,25 ч (при номинальной

мощности до 10 кВт), 0,5 ч (при 10...50 кВт), 1,0 ч (при 50...100 кВт), 1,5 ч (при 100...400 кВт), 2,0 ч (более 400 кВт).

Предварительные заводские испытания проводят для опытных образцов или насосов индивидуального производства с целью проверки их соответствия всем требованиям технической документации. Они состоят из параметрических испытаний (получение общей характеристики насоса), определения внешних утечек, массы насоса, тепловых испытаний (при необходимости), контрольных или исследовательских испытаний на надежность и т. д.

Приемочные испытания аналогичны предварительным заводским. Их осуществляют для тех типов насосов, которые будут потом выпускаться серийно. При испытании нескольких образцов в документацию включают средние показатели и осредненные характеристики.

Испытания установочной партии проводят с целью подготовки и организации серийного производства и окончательного уточнения характеристик насоса, если после приемочных испытаний в конструкцию насосов вносили какие-либо изменения.

Приемосдаточные испытания являются контрольными и при них проверяют следующее: напорную характеристику, допустимый кавитационный запас, самовсасывающую способность (для самовсасывающих насосов), электрические параметры (для электронасосов), температуру отдельных элементов. Кроме того, для насосов первой группы надежности проверяют вибрацию опор.

Группа надежности назначается так: первая группа — для насосов, отказы которых могут привести к авариям, человеческим жертвам, а также причинить значительный материальный ущерб; вторая группа — для насосов, используемых как в ответственных, так и в неотвеченных установках; третья группа — для насосов общего назначения, выпускаемых большими сериями.

Приемосдаточные (контрольные) испытания проводят для каждого насоса первой группы надежности и выборочно — для второй и третьей групп надежности.

Периодические испытания включают в проверку время от времени соответствия параметров насосов серийного производства технической документации. Число проверяемых в серии насосов в год зависит от их годового выпуска и мощности насосов.

Типовые испытания осуществляют для серийных насосов, если в их конструкцию или технологию производства были внесены какие-либо изменения. Испытывают первые три насоса серии.

Определительные испытания на надежность выявляют ее показатели при длительной работе насосов, сроки и объемы их ремонтов, потребность в запасных частях и эксплуатационные характеристики для использования их в технической документации.

Остановимся подробнее на параметрических испытаниях, которые являются основой всех остальных. В итоге этих испытаний получаем напорную характеристику, то есть зависимость напора H (или давления p) от подачи Q , и энергетическую характеристику (зависимость мощности насоса N и КПД η от подачи Q). Все эти характеристики строят на одном графике при постоянной частоте вращения n (мин^{-1}), который изображен на рисунке 1.18. На эту общую характеристику насоса наносят еще линию допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}$ в зависимости от Q при $n = \text{const}$.

Таким образом, в параметрических испытаниях необходимо измерять все вышеуказанные величины Q , H , p , N , n , Δh , а также температуру жидкости в подводящем трубопроводе, плотность и давление паров жидкости (см. табл. 3.1).

Подачу (расход) Q измеряют на выходе из насоса известными в гидравлике способами: при помощи диафрагмы, сопла, водомера Вентури, водослива, мерным баком (при малых подачах) и т. д.

Давление насоса p или его напор H измеряют манометрами и вакуумметрами класса точности соответственно не ниже 0,6 и 1,0, устанавливаемыми около входного и выходного патрубков на расстоянии двух диаметров от фланцев. Высота расположения манометра определяется по оси трехходового крана, а не до оси стрелки манометра.

Напор насоса в общем виде

$$H = \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + z_2 - z_1. \quad (3.29)$$

Для частных случаев насосных установок при испытаниях на стендах и на насосных станциях эта формула должна быть преобразована для каждой конкретной схемы.

Наиболее распространенные схемы, для которых будем выводить рабочие уравнения из формулы (3.29), приведены на рисунках 3.4 и 3.5. Подчеркнем, что давления p_2 и p_1 , соответствующие расстояниям z_2 и z_1 от некоторой горизонтальной плоскости сравнения, абсолютные, а приборы измеряют избыточное (манометрическое) давление. Учтем также, что вакуумметр измеряет давление в точке своего прикрепления, а манометр — на оси трехходового крана (около штуцера манометра), так как трубка вакуумметра заполнена воздухом, весом которого можно пренебречь, а трубка манометра — водой, вес которой надо учитывать.

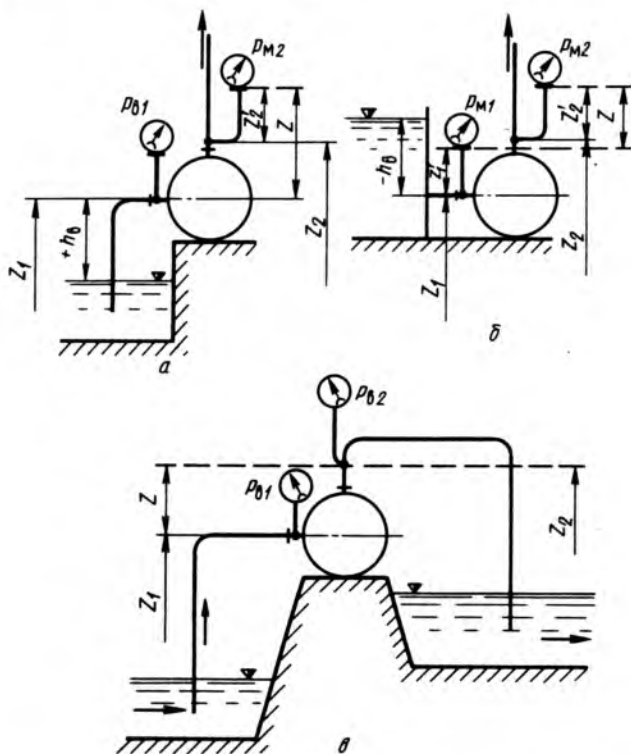


Рис. 3.4. Схемы насосных установок для измерения напора насоса манометром и вакуумметром:

a и $б$ — с положительной и отрицательной высотой всасывания; $в$ — с расположением насоса выше уровней воды нижнего и верхнего бьефов

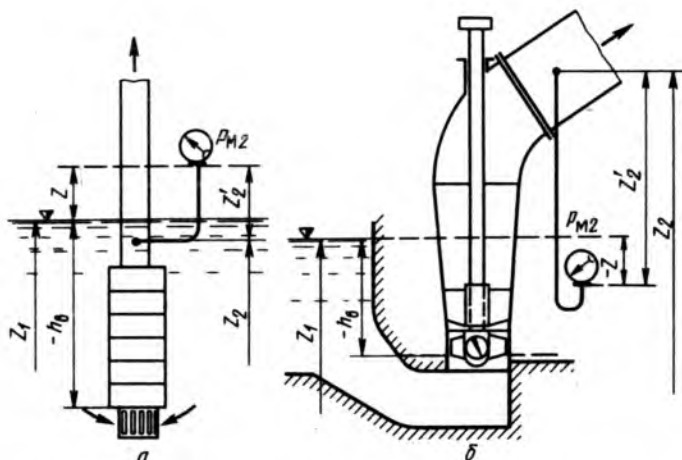


Рис. 3.5. Схемы насосных установок для измерения напора насоса только манометром:

a — при расположении насоса в скважине; *б* — при отрицательной высоте всасывания осевого насоса

Основываясь на этих положениях, для схемы установки с положительной высотой всасывания (см. рис. 3.4, *a*) можно записать

$$p_2 = p_{м2} + \rho g z'_2 - p_{ат}; \quad p_1 = p_{ат} - p_{в1} - 0,$$

где $p_{м2}$ — показание манометра в сечении 2, Па; $p_{в1}$ — показание вакуумметра в сечении 1, Па.

Подставив эти величины в формулу (3.29) и обозначив $z_2 + z'_2 - z_1 = z$, получим

$$H = \frac{p_{м2}}{\rho g} + \frac{p_{в1}}{\rho g} + z + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (3.30)$$

где z — расстояние от оси трехходового крана манометра до точки прикрепления вакуумметра, м; $\rho g = \gamma$ — объемный вес жидкости, Н/м³.

Для воды ρ определяют по таблице 3.1 в зависимости от ее температуры.

Для установки с отрицательной высотой всасывания (насос под заливом и оба прибора — манометры), изображенной на рисунке 3.4, *б*,

$$p_2 = p_{м2} + \rho g z'_2 - p_{ат}; \quad p_1 = p_{м1} + \rho g z'_1 - p_{ат},$$

$$z = z_2 + z'_2 - z_1 - z'_1,$$

$$H = \frac{p_{м2}}{\rho g} - \frac{p_{м1}}{\rho g} + z + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (3.31)$$

где z — расстояние между осями трехходовых кранов двух манометров.

Учтем, что $\gamma = \rho g = 9,81 \cdot \rho$ и $v^2/(2g) = Q^2 4 / (19,6 \pi^2 d^4) = 0,0827 Q^2 / d^4$, тогда формулу (3.31) можно переписать так:

$$H = 0,102 \frac{p_{м2} - p_{м1}}{\rho} + 0,0827 Q^2 \left(\frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right) + z.$$

В таком виде она и приведена в ГОСТ 6134—71.

Для схемы, где оба прибора — вакуумметры (см. рис. 3.4, в):

$$p_2 = p_{ат} - p_{м2} - 0; \quad p_1 = p_{ат} - p_{м1} - 0;$$

$$H = \frac{p_{м1}}{\rho g} - \frac{p_{м2}}{\rho g} + z + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (3.32)$$

где z — расстояние между точками прикрепления трубок вакуумметров.

При испытании погружных насосов для подъема, например воды из скважин (см. рис. 3.5, а), напор определяют по одному манометру $p_{м2}$, измеряющему давление на выходе из насоса. Такая же методика принимается, согласно ГОСТ, и для осевых (пропеллерных) насосов, у которых всасывающий патрубок опущен в бассейн или к нему присоединена изогнутая всасывающая труба (см. рис. 3.5, б).

В этом случае условимся, что абсолютное давление $p_1 = p_{ат}$, то есть вход в насос переносится на свободную поверхность нижнего бьефа. При таком измерении напора в конструкцию насоса включают и всасывающую трубу, а гидравлические сопротивления во всасывающей трубе и всасывающем патрубке входят в гидравлический КПД насоса. Получается, что $p_1 = p_{ат}$ и $v_1 = 0$.

Для схемы погружного насоса (см. рис. 3.5, а):

$$p_2 = p_{м2} + \rho g z_2'; \quad p_1 = p_{ат}; \quad z = z_2 + z_2' - z_1;$$

$$H = \frac{p_{м2}}{\rho g} + z + \frac{v_2^2}{2g}, \quad (3.33)$$

где z — расстояние от оси штуцера манометра до свободной поверхности. Так как $z_2 + z_2' > z_1$ (манометр выше свободной поверхности), то z в формуле (3.33) со знаком плюс.

Для схемы осевого насоса (см. рис. 3.5, б) с манометром, расположенным ниже свободной поверхности:

$$p_2 = p_{м2} - \rho g z_2' + p_{ат}; \quad p_1 = p_{ат} \quad \text{и} \quad z = z_2 - z_2' - z_1;$$

$$H = \frac{p_{u2}}{\rho g} - z + \frac{v_2^2}{2g}, \quad (3.34)$$

то есть то же, что и в формуле (3.33), но со знаком минус, так как $z_2 - z'_2 < z_1$.

Частоту вращения n измеряют одним из следующих приборов: тахометром, соединенным с валом насоса передачей, не допускающей проскальзывания; строботахометром; автоматическим счетным устройством частоты вращения вала за время 6...15 с; частотомером и прибором для измерения скольжения электродвигателя.

Мощность насоса N определяется моментом сил T , возникающим между ротором и статором работающего электродвигателя, который и передается на вал насоса, или электрической мощностью на клеммах оттарированного электродвигателя (тарировка его заключается в получении кривой связи между мощностями на клеммах и на валу электродвигателя). Для контрольных испытаний в процессе эксплуатации допускается измерять мощность при помощи торсиометра на приводном валу (торсиометр представляет пружину, работающую на кручение и измеряющую момент пары сил, возникающий при передаче мощности от вала двигателя к валу насоса).

Момент T работающего электродвигателя измеряется балансирным электродвигателем (рис. 3.6) или электродвигателем на качающейся платформе (рис. 3.7).

Балансирный электродвигатель представляет статор двигателя 2, вывешенный на двух подшипниках 3, которые установлены на кронштейнах 7. На корпусе 2 (статор) имеется рычаг 4 с противовесом 1 и чашкой весов 6 со стрелкой 5.

Уравновешивая рычаг 4 длиной l грузами F_0 при хо-

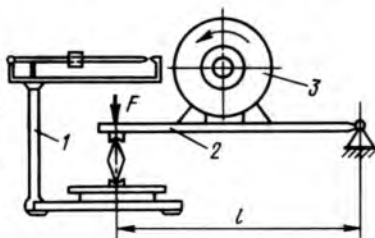
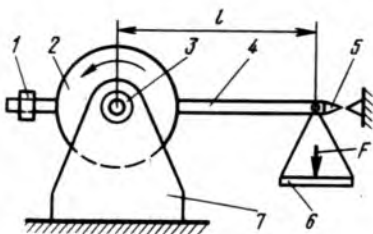


Рис. 3.6. Схема балансирного электродвигателя (мотор-весы)

Рис. 3.7. Схема электродвигателя на качающейся платформе

лостой работе двигателя и потом грузами F при нагрузке, мощность насоса (кВт) можно определить по следующей формуле:

$$N = T\omega = \frac{(F - F_0)}{1\,000} l \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi}{30\,000} n l (F - F_0), \quad (3.35)$$

где l — плечо балансирующего двигателя (см. рис. 3.6) или качающейся платформы (см. рис. 3.7), м; F — вес, Н; F_0 — начальный вес, Н; n — частота вращения, мин^{-1} .

По такому же принципу измеряют мощность электродвигателя 3 на качающейся платформе 2, при помощи рычажных весов 1 (см. рис. 3.7), имеющих перемещение платформы не более 0,5 мм.

В параметрических испытаниях различные режимы работы насоса создают закрытием или открытием задвижки на напорном патрубке. При испытании центробежных насосов снятие характеристик должно быть начато при полностью закрытой задвижке (нулевая подача), а для насосов других типов (осевых, диагональных, вихревых, лабиринтных, черпаковых и т. д.), наоборот, — с полностью открытой задвижки, то есть с максимальной подачи. Объясняется это тем, что наименьшая мощность у центробежных насосов соответствует нулевой подаче, а у осевых насосов — максимальной подаче.

При испытаниях насосов с асинхронными электродвигателями частота вращения меняется в зависимости от нагрузки, поэтому ее значения для разных рабочих режимов насоса будут отличаться друг от друга. Кроме того, может возникнуть необходимость в пересчете всех параметров, полученных в опыте (обозначим их $Q_{\text{оп}}$, $H_{\text{оп}}$, $N_{\text{оп}}$, $n_{\text{оп}}$), на номинальную новую частоту вращения $n_{\text{ном}}$ (ей будут соответствовать новые параметры Q , H , N).

Формулы пересчета могут быть получены на основе зависимостей (1.66), (1.67), (1.68) гидродинамического подобия потоков в рабочих колесах, если принять, что $i_n = n_{\text{ном}}/n_{\text{оп}}$, то

$$Q = Q_{\text{оп}} i_n; \quad H = H_{\text{оп}} i_n^2; \quad N = N_{\text{оп}} i_n^3. \quad (3.36)$$

В ГОСТ указывается, что эти формулы можно использовать при разнице частоты вращения не более чем в 2 раза.

Если насос испытывают на воде с плотностью $\rho_{\text{в}}$, а результаты испытаний надо пересчитать на другую жидкость с плотностью $\rho_{\text{ж}}$, то в ГОСТ приводятся для

этого следующие приближенные формулы при условии, что частота вращения отличается от номинальной не более чем на 5%:

$$Q = Q_{\text{оп}} i_n; \quad H = H_{\text{оп}} i_n^2; \quad N \simeq N_{\text{оп}} \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{в}}} i_n^3. \quad (3.37)$$

Если частоту вращения колеса моноблочных насосов (сочетание насоса и электродвигателя в одном блоке) измерить трудно, то ее рассчитывают по мощности, измеренной ваттметрами. В этом случае параметры насоса приводят к номинальной частоте тока f_n и напряжению U_n . Зная частоту тока опытную $f_{\text{оп}}$ и номинальную f_n , напряжение тока опытное $U_{\text{оп}}$ и номинальное U_n и синхронную частоту вращения n_c и номинальную (по паспорту) $n_{н.э}$, заменяем отношение i_n в формуле (3.37) следующим выражением:

$$i_n = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{оп}}} = \frac{f_n}{f_{\text{оп}}} \left(\frac{n_{н.э} U_{\text{оп}}^2}{n_{н.э} U_n^2 + n_c (U_{\text{оп}}^2 - U_n^2)} \right). \quad (3.38)$$

Глава 4. ВЕНТИЛЯТОРЫ

4.1. Основные определения, классификация и разновидности вентиляторов

Вентиляторы — гидравлические машины для перемещения газов и воздуха. Они широко распространены в промышленности и сельском хозяйстве и применяются для вентиляции помещений, отсасывания вредных веществ, воздушного отопления, пневматического транспорта и т. д. Кроме этого, их используют как составные элементы сложных сельскохозяйственных и промышленных агрегатов и машин.

Вентиляторы отличаются небольшой степенью сжатия $\varepsilon \leq 1,12$, при которой плотность ρ изменяется мало. Степенью сжатия (степень повышения давления) называют отношение абсолютных полных давлений на выходе из вентилятора p_{02} и входе p_{01} в него (обычно это атмосферное давление), а полным давлением p_v — их разность, то есть

$$p_v = p_{02} - p_{01} = (\varepsilon - 1) p_{01}. \quad (4.1)$$

Для сравнения между собой аэродинамических характеристик вентиляторов, полученных в различных ус-

ловиях, вводят понятие «нормальные атмосферные условия». Принимается (ГОСТ 10921—74), что атмосферное (барометрическое) давление воздуха $p_n = 101,5$ кПа, температура $T_n = 293$ К (20°C), относительная влажность $\varphi_n = 50\%$, плотность воздуха $\rho_n = 1,2$ кг/м³, газовая постоянная $R_n = 8,314/\text{Дж}/(\text{моль} \cdot \text{K})$.

В связи с этим вводят понятие полного приведенного давления p_{v0} , которое связано с полным давлением p_v , зависимостью

$$p_{v0} = 1,2p_v/\rho = \beta p_v. \quad (4.2)$$

Коэффициент сжимаемости воздуха β (при адиабатическом сжатии) связан со степенью сжатия ε следующей зависимостью:

$$\beta = 1 - 0,36(\varepsilon - 1). \quad (4.3)$$

При определении быстроходности вентиляторов в формулы вместо напора, как для насосов, подставляют полное приведенное давление p_{v0} , то есть

$$n_y = n\sqrt{Q}/\sqrt[4]{p_{v0}^3}. \quad (4.4)$$

Чтобы сохранить числовое значение быстроходности при переходе на систему единиц СИ, формула (4.4) была преобразована в

$$n_y = 53\omega\sqrt{Q}/\sqrt[4]{p_{v0}^3}, \quad (4.5)$$

где Q в м³/с; p_{v0} в Па; ω в с⁻¹.

В соответствии с ГОСТ 10616—73 формула (4.4) имеет вид

$$n_y = 5,54n\sqrt{Q}/\sqrt[4]{p_{v0}^3}, \quad (4.6)$$

где n в мин⁻¹; p_{v0} в Па; Q в м³/с.

Формулы (4.4), (4.5) и (4.6) дадут одно и то же числовое значение, если подставить в них параметры в соответствующих единицах.

Пример. Определить быстроходность вентилятора n_y , если $Q = 1$ м³/с, $n = 2900$ мин⁻¹ или $\omega = \pi n/30 = 3,14 \cdot 2900/30 = 304$ с⁻¹, степень сжатия $\varepsilon = 1,06$, абсолютное полное давление на входе $p_{01} = 101,5$ кПа (атмосферное давление). По формуле (4.1) полное давление

$$p_v = (\varepsilon - 1)p_{01} = (1,06 - 1)101,5 = 6,09 \text{ кПа} = 6090 \text{ Па},$$

а по формулам (4.2) и (4.3) полное приведенное давление

$$p_{v0} = [1 - 0,36(1,06 - 1)] \cdot 6090 = 5958 \text{ Па}.$$

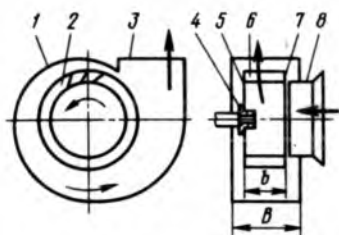


Рис. 4.1. Радиальный (центробежный) вентилятор:

1 — спиральный кожух; 2 — рабочее колесо; 3 и 8 — выходной и входной патрубки; 4 — ступица колеса; 5 — задний диск колеса; 6 — лопасти; 7 — передний кольцевой диск колеса

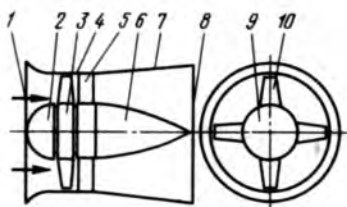


Рис. 4.2. Осевой вентилятор:

1 и 8 — входной и выходной патрубки; 2 — обтекатель; 3 — рабочее колесо; 4 — цилиндрический кожух (обечайка); 5 — направляющий аппарат; 6 — обтекатель; 7 — диффузор; 9 — втулка колеса; 10 — лопасти

По формулам (4.4), (4.5) и (4.6):

$$n_y = \frac{2900\sqrt{1}}{\sqrt[3]{608^3}} = 53 \frac{304\sqrt{1}}{\sqrt[3]{5983^3}} = 5,54 \frac{2900\sqrt{1}}{\sqrt[3]{5958^3}} = 23,75.$$

Вентиляторы по конструкции разделяются на радиальные (центробежные) и осевые.

Радиальный вентилятор (рис. 4.1) по принципу работы аналогичен центробежному насосу. Аналог осевого вентилятора (рис. 4.2) — осевой насос.

Осевые вентиляторы общего назначения (ГОСТ 11442—74) создают полное давление p_v от 30 до 1 000 Па при плотности газообразной среды $\rho_n = 1,2 \text{ кг/м}^3$, а радиальные (ГОСТ 5976—73) — низкое (p_v до 1 000 Па), среднее (от 1 000 до 3 000 Па) и высокое (от 3 000 до 12 000 Па) давление.

Вентиляторы по быстроходности n_y имеют следующую классификацию.

Вентиляторы	n_y
Радиальные высокого давления	10...30
Радиальные низкого и среднего давления с лопастями, загнутыми:	
вперед	30...60
назад	50...80
Радиальные с двухсторонним всасыванием	80...120
Осевые для повышенных давлений со спрямляющими аппаратами (СА)	120...200
Осевые с лопастями двойной кривизны	200...400

Из этих показателей видно, что для радиальных вентиляторов характернее $n_y < 100$, а для осевых — $n_y > 100$.

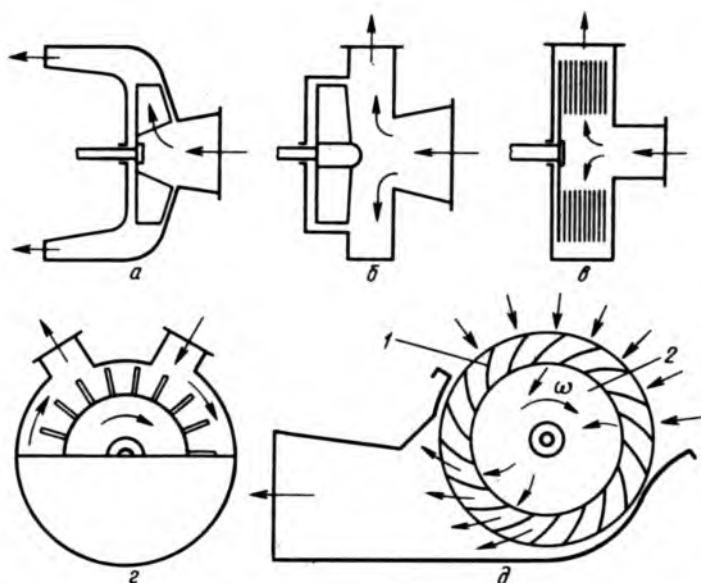


Рис. 4.3. Схемы вентиляторов:

а — прямоточного; *б* — свободновихревого (смерчевой); *в* — дискового; *г* — вихревого; *д* — диаметрального

Вентиляторы бывают общего (наиболее широко распространенные в сельском хозяйстве и промышленности) и специального назначения (шахтные, котельные, судовые, дымососы и т. д.).

Кроме радиальных и осевых вентиляторов, за последние десятилетия появились и другие их разновидности (рис. 4.3).

Прямоточный вентилятор (рис. 4.3, *а*) имеет радиальное открытое рабочее колесо (без кольцевого диска). Он отличается от радиального вентилятора тем, что поток из колеса направляется в кольцевой корпус и отводится в осевом направлении. Кроме того, меньше внешние габариты вентилятора.

Свободновихревой (смерчевой) вентилятор (рис. 4.3, *б*) аналогичен свободновихревому насосу. Этот вентилятор может перемещать по трубам сильно запыленный и загрязненный воздух.

Дисковый вентилятор (рис. 4.3, *в*) создает давление под действием сил трения, возникающих в погранич-

ных слоях на дисках, собранных в пакет и расположенных на небольшом расстоянии друг от друга.

Вихревой вентилятор (рис. 4.3, з) аналогичен вихревому насосу и используется при достаточно больших давлениях и малых подачах. Работает сравнительно бесшумно, но имеет сложную конструкцию.

Диаметральный вентилятор (4.3, д) имеет рабочее колесо с загнутыми вперед лопастями, расположенными по окружности между двумя дисками 2. Воздух засасывается из зоны 1, где часть лопаток открыта наружу, и проходит колесо в диаметральной направлении, получая добавочную энергию при выходе из колеса. Вследствие двукратного воздействия лопаток на поток эти вентиляторы развивают значительные давления.

4.2. Основные параметры и аэродинамические характеристики вентиляторов

Объемную подачу (расход) Q ($\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{ч}$) определяют при входе в вентилятор (плотность ρ_1 , давление p_1 и температура T_1 , обыкновенно это ρ_n , p_n и T_n). Если расход $Q_{\text{изм}}$ был измерен в каком-то другом сечении установки при плотности $\rho_{\text{изм}}$, то подача

$$Q = Q_{\text{изм}} \rho_{\text{изм}} / \rho_1. \quad (4.7)$$

Полное давление вентилятора p_v вычисляют, с одной стороны, по формуле (4.1), с другой — как сумму статического p_{sv} и динамического p_{dv} давлений, то есть

$$p_v = p_{sv} + p_{dv}. \quad (4.8)$$

Динамическое давление вентилятора зависит от средней скорости потока v_2 на выходе из вентилятора:

$$p_{dv} = \frac{1}{2} \rho v_2^2 = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{S_2} \right)^2, \quad (4.9)$$

где S_2 — площадь выходного отверстия.

При скорости $v_2 = Q/S_2$ более 50 м/с следует вводить поправки, учитывающие сжимаемость (приложение к ГОСТ 10921—74).

Статическое давление

$$p_{sv} = p_v - p_{dv}. \quad (4.10)$$

Если коэффициент сжимаемости воздуха $\beta \leq 1,03$, то полезная мощность (кВт), отдаваемая вентилятором потоку:

$$N_v = Qp_v/1\,000. \quad (4.11)$$

При коэффициенте сжимаемости $1,03 < \beta < 1,3$ полезная мощность (кВт)

$$N_v = Qp_v\beta/1\,000 = Qp_{v0}/1\,000. \quad (4.12)$$

Если вентилятор работает без использования динамического давления (например, выбрасывает воздух в атмосферу), то полезная мощность (кВт) подсчитывается по статическому давлению.

$$N_{sv} = Qp_{sv}\beta_s/1\,000, \quad (4.13)$$

где $\beta_s = 1 - 0,36p_{sv}/p_1$.

Мощность N , потребляемая вентилятором, определяется или измерением вращающего момента, или по ваттметрам с учетом характеристики электродвигателя.

Коэффициент полезного действия вентилятора: полный

$$\eta = N_v/N, \quad (4.14)$$

статический

$$\eta_s = N_{sv}/N. \quad (4.15)$$

По вышеперечисленным параметрам, полученным в результате испытания вентиляторов и обработки опытных данных, согласно ГОСТ 10921—74, можно построить аэродинамические характеристики в виде графиков зависимости полного p_v и статического p_{sv} давлений, развиваемых вентилятором, потребляемой мощности N , полного η и статического η_s КПД от подачи Q при определенной плотности газа ρ_1 при входе в вентилятор, постоянной частоте вращения n и диаметре колеса $D = D_2$. На этих характеристиках выделяется зона эффективного использования вентилятора, границами которой для всех кривых являются точки на кривой $\eta - Q$, соответствующие $0,9\eta_{\max}$. Для точки с максимальным КПД $\eta_{\max}$ указывается обыкновенно быстроходность n_y .

Зависимости $p_v = f_1(Q)$, $p_{sv} = f_2(Q)$, $N = f_3(Q)$, $\eta = f_4(Q)$, $\eta_s = f_5(Q)$ могут быть перестроены по формулам гидродинамического подобия (1.66), (1.67), (1.68).

Примем, что КПД у натурального вентилятора η_n и модельного η_m одинаковы.

При движении газообразной жидкости надо учесть, что плотность может изменяться, то есть $\rho_n \neq \rho_m$. С учетом этого обстоятельства формулы (1.66), (1.67) и (1.68) можно записать в таком виде:

$$Q_n/Q_m = i_b^3 i_n, \quad (4.16)$$

$$p_{vn}/p_{vm} = i_b^2 i_n^2 \rho_n/\rho_m, \quad (4.17)$$

$$p_{svn}/p_{svm} = i_b^2 i_n^2 \rho_n/\rho_m, \quad (4.18)$$

$$N_n/N_m = i_b^5 i_n^3 \rho_n/\rho_m. \quad (4.19)$$

В формулах (4.16)...(4.19) индексы n и m обозначают соответственно натуру и модель.

Для вентиляторов вместо D_2 будем в дальнейшем писать просто D .

Размерные аэродинамические характеристики графически отображают свойства только одного вентилятора при данном диаметре D и частоте вращения n . Если принять этот вентилятор за модель, на основе которой надо создать серию вентиляторов путем изменения геометрических размеров и частоты вращения, то в этом случае достаточно иметь одну аэродинамическую характеристику для всей серии геометрически подобных вентиляторов. Такая характеристика может быть построена при помощи безразмерных коэффициентов, полученных на основе теории гидродинамического подобия.

Для вентиляторов приняты (ГОСТ 10616—73) следующие безразмерные параметры:

коэффициент подачи вентилятора

$$\varphi = Q/(Su), \quad (4.20)$$

где $S = \pi D^2/4$ — площадь рабочего колеса, м^2 ; $u = \pi Dn/60$ — окружная скорость, м/с ; $D = D_2$ — диаметр колеса по выходным кромкам, м ; n — частота вращения, мин^{-1} ; Q — подача, $\text{м}^3/\text{с}$;

коэффициенты полного ψ , статического ψ_s и динамического ψ_d давлений

$$\psi = p_v/(0,5\rho_1 u^2), \quad (4.21)$$

$$\psi_s = p_{sv}/(0,5\rho_1 u^2), \quad (4.22)$$

$$\psi_d = p_{dv}/(0,5\rho_1 u^2), \quad (4.23)$$

где ρ_1 — плотность газа на входе в вентилятор, кг/м^3 ; p_v , p_{sv} и p_{dv} — давления, Па ;

коэффициент потребляемой мощности

$$\lambda = 1\,000N / (0,5\rho_1 S u^3), \quad (4.24)$$

где N в кВт, ρ в кг/м³, S в м², u в м/с;

полный η и статический η_s КПД вентилятора

$$\begin{aligned} \eta &= \varphi\psi/\lambda, \\ \eta_s &= \varphi\psi_s/\lambda; \end{aligned} \quad (4.25)$$

удельная производительность

$$\theta = 0,5Q\rho u^2 / (1\,000N) \text{ или } \theta = \varphi/\lambda, \quad (4.26)$$

где N в кВт;

быстроходность, выраженная через безразмерные параметры, равна $n_y = 158\rho^{-3/4}\varphi^{1/2}\psi^{-3/4}$, что при $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ дает

$$n_y = 138\varphi^{1/2}\psi^{-3/4}. \quad (4.27)$$

Построенная по этим формулам безразмерная аэродинамическая характеристика представляет график зависимости коэффициентов полного ψ и статического ψ_s давлений, потребляемой мощности λ , полного η и статического η_s КПД от коэффициента производительности φ . На рисунке 4.4 приведена безразмерная характеристика вентилятора с двухсторонним входом на колесо. На характеристику нанесены также линия $n_y = f(\varphi)$ и точка с $n_y = 35$, соответствующая максимальному КПД. На рисунке 4.5 показана безразмерная аэродинамическая характеристика крышного (вертикального) радиального вентилятора (ГОСТ 24814—81), где приведены коэффициенты только статического давления ψ_s , так как динамическое давление не используется (вентилятор установлен на крыше и выбрасывает в пространство воздух, который втягивает из вентиляционного воздуховода).

При работе вентилятора создается шум, который оценивается специальными акустическими характеристиками.

Акустические свойства шума измеряют при испытании вентиляторов в нескольких точках (входной патрубок, выходное отверстие, около вентилятора). Определяется уровень звуковой мощности (дБ) для этих точек и суммарный $L_{p\Sigma}$ и спектр уровней звуковой мощности L_{p_i} (дБ) в октавных полосах с частотой звука $f = 63 \dots 8\,000$ Гц. Основная частота (первая гармоника)

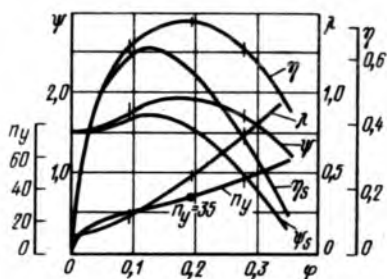


Рис. 4.4. Безразмерная аэродинамическая характеристика радиального вентилятора

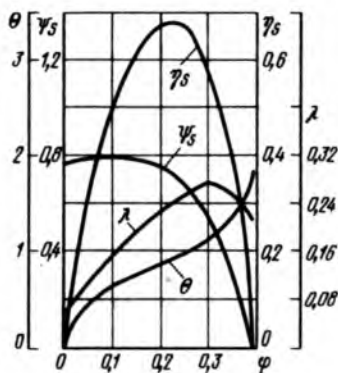


Рис. 4.5. Безразмерная аэродинамическая характеристика крышного радиального вентилятора

спектра шума $f = nz/60$ (z — число лопастей). Результаты акустических испытаний приводятся на аэродинамических характеристиках в виде кривых $L_{p\Sigma} = f_1(Q)$ и $L_{pi} = f_2(Q)$.

Акустические характеристики могут быть представлены и в безразмерном виде как суммарный отвлеченный уровень шума $\bar{L}_\Sigma$ (дБ). Эта величина связана с параметрами вентилятора формулой вида

$$\bar{L}_\Sigma = L_{p\Sigma} - A \lg D - B \lg u,$$

где D — диаметр, м; u — окружная скорость, м/с; A и B коэффициенты, зависящие от типа вентилятора (например, для крышных радиальных вентиляторов по ГОСТ 24814—81, $A=20$, $B=50$).

Параметры, оценивающие акустические свойства вентиляторов, сравнивают с допустимыми $L_{p\Sigma}$ и L_{pi} , указанными в ГОСТ. Эти характеристики служат также для сравнения между собой вентиляторов разных типов и для пересчета акустических характеристик для геометрически подобных вентиляторов.

4.3. Выбор вентиляторов и их регулирование

Исходные данные для выбора или расчета вентилятора — подача Q , давления p_v или p_{sv} , частота вращения n , степень сжатия ϵ , плотность воздуха ρ_1 и т. д.

Вентиляторы выбирают по каталогам, справочникам

и атласам и государственным стандартам: ГОСТ 10616—73 «Вентиляторы радиальные и осевые. Основные размеры и параметры», ГОСТ 5976—73 «Вентиляторы радиальные общего назначения. Общие технические условия», ГОСТ 11442—74 «Вентиляторы осевые общего назначения. Общие технические условия», ГОСТ 10921—74 «Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний», ГОСТ 12.2.028—84 «Вентиляторы общего назначения. Методы определения шумовых характеристик».

В справочниках приводятся схематические чертежи с указанием всех необходимых размеров в долях (или процентах) от диаметра колеса, безразмерная аэродинамическая характеристика (рис. 4.4 и 4.5), диаграмма $p_v - Q$ и $u - Q$ при $n = \text{const}$ и $D = \text{const}$ (рис. 4.6) для выбора диаметра и частоты вращения рабочего колеса вентилятора.

Безразмерная аэродинамическая характеристика дает возможность: построить размерную аэродинамическую характеристику при заданных D и n по формулам, полученным из выражений (4.20), (4.21), (4.24), (4.25): $Q = \varphi S u$; $p_v = \psi 0,5 \rho_1 u^2$; $N = \lambda 0,5 \rho_1 S u^3 / 1000$ и т. д.; сравнить аэродинамические качества вентиляторов различного типа и выбрать наилучший по экономическим и эксплуатационным показателям, определить диаметр (или частоту вращения) рабочего колеса данного вентилятора, обеспечивающего заданные параметры.

Например, по заданным величинам определяют быстроходность n_y и по безразмерной характеристике находят ψ и λ . Далее вычисляют окружную скорость u и по зависимости $D = u 60 / \pi n$ находят или диаметр, или частоту вращения.

Рассмотрим построение диаграммы для выбора диаметра и частоты вращения вентилятора. Из формул

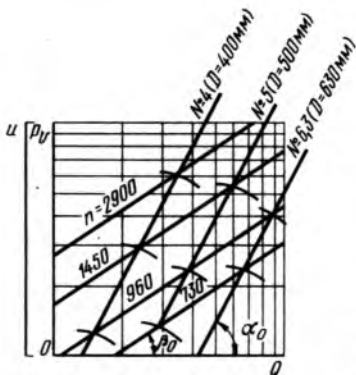


Рис. 4.6. Диаграмма для выбора диаметра и частоты вращения рабочего колеса вентилятора

(4.20) и (4.21), поочередно исключив из них n и D , можно получить

$$p_v = \left(0,81\rho \frac{\psi}{\varphi^2 D^4} \right) Q^2, \quad (4.28)$$

$$p_v = \left(0,0115\rho \frac{\psi}{\varphi^{2/3}} n^{4/3} \right) Q^{2/3}, \quad (4.29)$$

где p_v в Па; ρ в кг/м³; D в м; Q в м³/с; n в мин⁻¹.

Если прологарифмировать эти выражения, то получим

$$\lg p_v = \lg A + 2 \lg Q \text{ и } \lg p_v = \lg B + \frac{2}{3} \lg Q,$$

где A и B — выражения в скобках в формулах (4.28), (4.29).

Таким образом, формула (4.28) в логарифмических координатах даст прямую линию с наклоном $\alpha_0 = \arctg 2 = 63^\circ 25'$ при $D = \text{const}$, а формула (4.29) — прямую с наклоном $\beta_0 = \arctg (2/3) = 33^\circ 40'$ при $n = \text{const}$. На рисунке 4.6 показана принципиальная схема диаграммы с логарифмическими координатными осями, на которую нанесены прямые линии с коэффициентами $A_1, A_2, A_3 \dots$ (то есть $D_1, D_2, D_3 \dots$), $B_1, B_2, B_3 \dots$ (то есть $n_1, n_2, n_3 \dots$) при ψ и φ , соответствующим максимальному КПД $\eta_{\max}$. Вместо диаметров D_1, D_2, D_3 поставлены номера вентиляторов, так как номер вентилятора — это диаметр рабочего колеса, выраженный в дециметрах (№ 4 — $D = 400$ мм, № 5 — $D = 500$ мм, № 6,3 — $D = 630$ мм). Точки пересечений прямых линий дают номинальный режим работы вентилятора. Через эти точки проводят кривые рабочей зоны характеристик $p_v - Q$, полученные в границах кривой $\eta - Q$ при $\eta = 0,9\eta_{\max}$ (особенность построения состоит в том, что, проведя один раз кривую рабочей зоны, ее можно переносить параллельно самой себе для других точек пересечений).

Для расширения диапазона использования радиальных вентиляторов применяют увеличение или уменьшение диаметра рабочего колеса на 10% номинального (расчетного) диаметра, оставляя спиральный кожух без изменения (способ, аналогичный обточке рабочего колеса центробежного насоса). Вентиляторы с ременным приводом выпускают с набором шкивов. В приводе применяются двух-, трехскоростные электродвигатели, двигатели постоянного тока, гидромуфты и др.

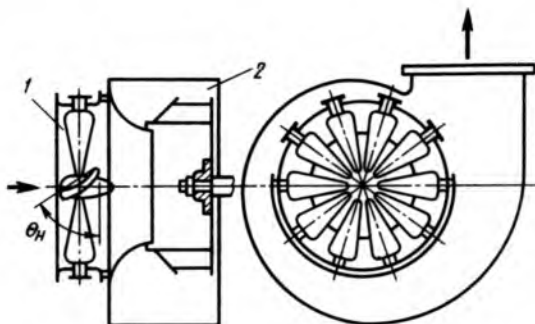


Рис. 4.7. Осовой направляющий аппарат 1 на радиальном вентиляторе 2

Менее экономичные способы регулирования подачи — различное дросселирование потока (установка сеток, заслонок, движение входного патрубка внутрь колеса), а также уменьшение ширины спирального корпуса, отключение части межлопаточных каналов колеса перекрытием их входного или выходного сечений, изменение угла β_2 выходной части лопастей при помощи их поворота.

Распространенный прием регулирования подачи — закручивание потока перед входом в рабочее колесо при помощи направляющих аппаратов (НА) различных типов.

На рисунке 4.7 изображен осевой направляющий аппарат (ОНА), устанавливаемый на радиальных вентиляторах. Лопастей можно поворачивать вокруг своей оси на угол θ_n . Уменьшение угла θ_n уменьшает подачу. Не рекомендуется закручивать поток перед входом в направлении, противоположном вращению колеса, так как при этом создаются дополнительные гидравлические потери энергии, выражающиеся в увеличении мощности без существенного повышения давления. Регулирование подачи при помощи осевого направляющего аппарата может уменьшать КПД на 15...20% номинального значения.

4.4. Общие сведения о радиальных и осевых вентиляторах и определение их основных размеров

Радиальные и осевые вентиляторы общего назначения выпускают с горизонтальным, а крышные — с вертикальным расположением вала.

Радиальные одноступенчатые вентиляторы общего назначения имеют диаметры рабочих колес от 200 до 3 150 мм, подачу от 0,1 до 200 м³/с и давление до 12 000 Па.

Осевые вентиляторы общего назначения имеют диаметры рабочих колес от 300 до 2 000 мм, подачу до 300 м³/с и давление до 1 000 Па.

Крышные радиальные и осевые вентиляторы имеют диаметры колес от 200 до 1 600 мм и подачу до 25 м³/с.

Наиболее употребительные диаметры (мм) вентиляторов: 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1 000, 1 250, 1 600, 2 000. Они соответствуют ряду предпочтительных чисел R 40 по ГОСТ 8032—84.

Обозначение типоразмера вентилятора составляется следующим образом. Указывается: пятикратный коэффициент полного давления ψ при $\eta_{\max}$, округленный до целых чисел для радиального вентилятора и до десятых долей для осевого вентилятора; быстроходность n_y при $\eta_{\max}$ и округленная до целых чисел; номер вентилятора.

Для радиального вентилятора перед этими цифрами ставится буква Ц (центробежный).

Для осевых вентиляторов указывается число лопаток и угол их установки при максимальном КПД.

Пример. Радиальный вентилятор с колесом диаметром $D = 500$ мм имеет по безразмерной характеристике при $\eta_{\max}$ коэффициент давления $\psi = 0,86$ и быстроходность $n_y = 70$.

Обозначение типоразмера: Ц4-70-5 ($5 \cdot \psi = 5 \cdot 0,86 = 4,3 \approx 4$; $n_y = 70$; при $D = 500$ мм номер вентилятора № 5).

Осевой вентилятор с колесом диаметром $D = 630$ мм, $\psi = 0,124$, $n_y = 300$, имеет шесть лопастей с углом их установки $\theta_k = 25^\circ$.

Обозначение типоразмера: осевой вентилятор 0,6-300-6/25-6,3 ($5 \cdot \psi = 5 \cdot 0,124 = 0,62 \approx 0,6$; $n_y = 300$, $z = 6$, $\theta_k = 25^\circ$; $D = 630$ мм, значит № 6,3).

Радиальные вентиляторы изготавливают как правого, так и левого вращения. Правым вращением рабочего колеса считается вращение по часовой стрелке, а левым — наоборот. На рисунке 4.8 указаны стандартные направления вращения колес, а также возможные положения спиральных корпусов вентиляторов, чтобы создать удобное направление напорного патрубка для компоновки установок в различных условиях эксплуатации.

Положение корпуса на рисунке 4.8 обозначается направлением вращения и углом поворота в градусах (например, Пр 135° или Л 0°), о чем делается надпись на кожухе вентилятора.

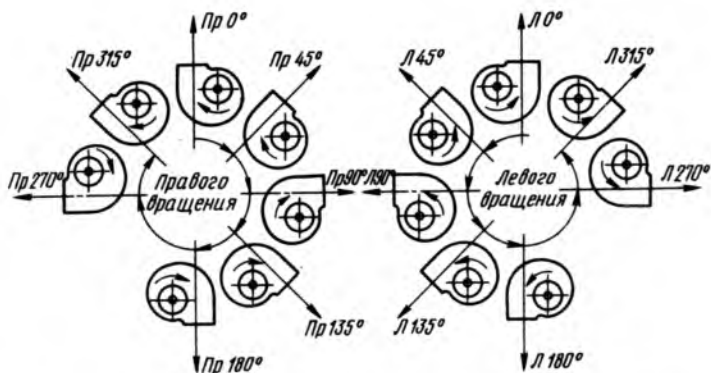


Рис. 4.8. Стандартные положения спиральных корпусов вентиляторов и направления вращения колес

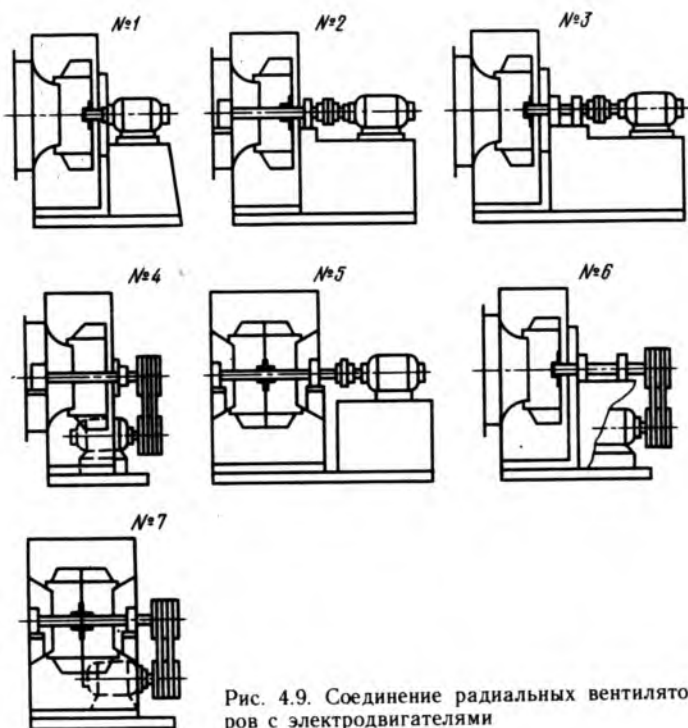


Рис. 4.9. Соединение радиальных вентиляторов с электродвигателями

Стандартные соединения радиальных вентиляторов с электродвигателями приведены на рисунке 4.9. Каждому виду соединения присвоен номер исполнения (ГОСТ 5976—73), который указывается в паспорте вентилятора. Исполнения № 5 и 7 соответствуют вентиляторам с колесом двухстороннего входа, а остальные — с односторонним входом воздуха.

Соединение осевых вентиляторов с электродвигателями показано на рисунке 4.10.

Осевые вентиляторы, кроме рабочего колеса (К), могут иметь входной направляющий аппарат (ВНА) и спрямляющий аппарат (СА), выравнивающий поток после рабочего колеса (рис. 4.11). Эти аппараты представляют систему неподвижных лопастей, расположенных по окружности и установленных под определенными углами. Назначение их — упорядочить структуру потока перед входом на колесо и после него с целью уменьшения гидравлических потерь давления и увеличения коэффициента давления ψ . И действительно, осевой вентилятор без направляющих аппаратов (обозначен буквой К на рис. 4.11) имеет максимальный КПД $\eta_{\max} = 0,7$ и $\psi < 0,15$, а вентиляторы (К + СА), (ВНА + К) и (ВНА + К + СА) — $\eta_{\max} = 0,8$ при коэффициенте давления $0,15 < \psi \leq 0,45$.

Основные размеры вентиляторов можно определять по тем же формулам и зависимостям, что и для насосов (см. главу 1), так как при тех сравнительно небольших давлениях, которые развивают вентиляторы, сжимаемостью газообразной жидкости можно пренебречь.

Расчет радиального вентилятора может быть значительно упрощен для рабочих колес с параллельными дисками, то есть когда расстояние между дисками $b_2 = b_1 = b$ постоянно (см. рис. 4.11 и 4.12).

Спиральный отвод имеет также простую прямоугольную форму поперечных сечений с параллельными стенками. Ширина спирали B не меняется по ее длине.

Упрощенный расчет ведут по формулам М. П. Калинушкина, полученным путем статистической обработки размеров и параметров радиальных вентиляторов, показавших хорошие аэродинамические качества.

Константы в этих формулах справедливы для лопастей, загнутых назад (см. рис. 1.15) или вперед, с углом установки выходных кромок соответственно $\beta_2 = 20...40^\circ$ и $\beta_2 = 140...160^\circ$.

Расчет ведется в такой последовательности:

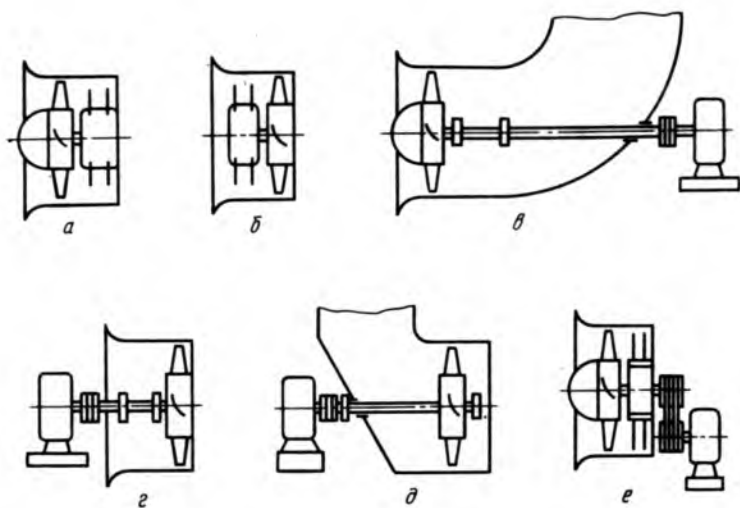


Рис. 4.10. Соединение осевых вентиляторов с электродвигателями:
 а, б — на одном валу; в, г, д — через промежуточный вал; е — через клиноременную передачу

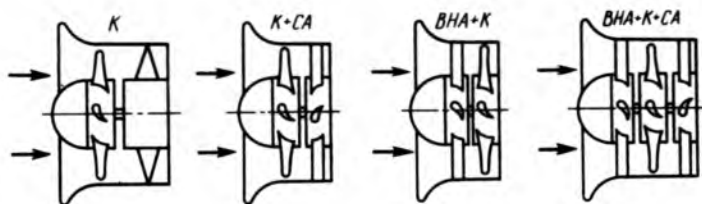


Рис. 4.11. Компоновка рабочих органов осевых вентиляторов

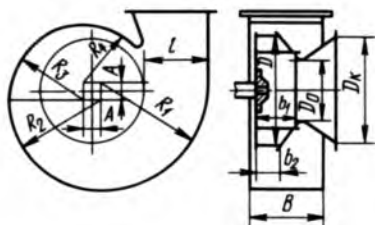


Рис. 4.12. Схема к расчету спирального отвода и основные размеры вентилятора

по заданным Q , p_v подсчитывают быстроходность по формуле (4.6) и уточняют частоту вращения n ;

определяют диаметр входа на колесо D_0 по формуле $D_0 = B_0 \sqrt[3]{Q/n}$, где коэффициент $B_0 = 3,6$ при $n_y = 20...55$ и лопастях, загнутых вперед, и $B_0 = 3,8$ при $n_y = 40...80$ и лопастях, загнутых назад; диаметр между входными кромками D_1 принимают равным D_0 , то есть $D_1 = D_0$;

подсчитывают $D_2 = D$ по формулам $D = D_0 60/n_y$, где $n_y = 20...55$ для лопастей, загнутых вперед, и $D = D_0 105/n_y$, где $n_y = 40...80$ для лопастей, загнутых назад; диаметр D должен быть согласован с рекомендуемыми его значениями; вычисляют расстояние между дисками колеса $b = kD_0/4$, где k — коэффициент запаса, для вперед загнутых лопастей $k = 1,2...1,5$, а назад — $k = 1,05...1,25$ (чем больше отношение D_0/D , тем больше k);

рассчитывают число лопастей z по упрощенной формуле

$$z = 3,1 (D + D_0)/(D - D_0)$$

и округляют его так, чтобы оно было кратно 4 или 6;

принимают угол входа на лопасти равным $\beta_1 = 40...80^\circ$ для обоих видов лопастей, когда $\beta_2 \geq 90^\circ$; большее значение угла β_1 соответствует меньшей быстроходности n_y ;

подсчитывают мощность по формуле $N = Qp_v/(1000\eta)$, где для вперед загнутых лопастей $\eta = 0,55...0,60$, а назад — $\eta = 0,6...0,7$;

находят ширину спирального кожуха $B = 0,885 D_0$.

Спиральные отводы для вентиляторов очерчиваются обыкновенно по архимедовой спирали при помощи так называемого конструкторского квадрата. Схема построения спирали показана на рисунке 4.12. Основной величиной, которой задаются для построения, является раскрытие спирали l . При $n_y = 20...55$ и лопастях, загнутых вперед, $l = Dn_y/90$, а при $n_y = 40...80$ и лопастях, загнутых назад, $l = n_y/125$. По ГОСТ 10616—73 рекомендуется раскрытие спирали l выбирать из ряда: 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80% диаметра колеса D . Конструкторский квадрат (см. рис. 4.12) имеет сторону A , равную $A = l/4$.

Спираль состоит из дуг, которые очерчиваются радиусами R_1, R_2, R_3, R_4 , соответствующими каждой одной четверти окружности рабочего колеса. Радиусы проводят из вершин углов квадрата со стороной A .

Из чертежа спирали следует, что при $l = 4A$ $R_1 = 0,5D + 3,5A$, $R_2 = 0,5D + 2,5A$, $R_3 = 0,5D + 1,5A$, $R_4 = 0,5D + 0,5A$.

Диаметры D_k входных отверстий вентилятора, так же как и колес, выбирают из ряда R 40 по ГОСТ 8032—84. Допускается для вентиляторов, не присоединяемых непосредственно к воздуховодам, диаметры D_k принимать равными $0,9D$.

Вентиляторы общего назначения номеров от 2 до 6,3 включительно должны выполняться с поворотными корпусами, допускающими их установку в любое из положений, указанных на рисунке 4.8.

Основные размеры осевых вентиляторов и насосов определяют одинаково.

Некоторые размеры корпуса (обечайки) осевого вентилятора стандартизированы (ГОСТ 11442—74). Диаметр втулки обтекателя $d_{вт} = (0,30 \dots 0,75)D$, диаметр входного раструба (конфузора) $D_k = 1,25 \cdot D$ (с округлением по ряду R 40 ГОСТ 8032—84), длина конфузора $L_k = (0,2 \dots 0,3)D$, а конфузор очерчивается радиусом $R_k = 0,26D$.

4.5. Работа вентиляторов на сеть воздухопроводов

Подача Q , давление p_v , КПД η и мощность N для данной конкретной вентиляторной установки определяют путем совмещения аэродинамической характеристики вентилятора и характеристики воздухопровода.

Методики построения характеристики воздухопровода и водяного трубопровода одинаковые. Однако надо учитывать некоторые особенности вентиляторных установок и воздушных потоков.

Уравнение Д. Бернулли для капельной жидкости при $\rho = \text{const}$ запишем для двух сечений воздухопровода в виде

$$\rho_1 g z_1 + p_1 + \rho_1 \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} = \rho_2 g z_2 + p_2 + \rho_2 \frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + \Delta p_{тр}, \quad (4.30)$$

где каждое слагаемое имеет размерность Па.

Примем, что коэффициенты $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$. Весом воздушного столба $\rho g z$ вследствие его малости по срав-

нению с остальными членами можно пренебречь. Тогда формула (4.30) примет вид

$$p_1 + \rho_1 \frac{v_1^2}{2} = p_2 + \rho_2 \frac{v_2^2}{2} + \Delta p_{\text{тр}}, \quad (4.31)$$

где p_1 и p_2 — статические давления; $\Delta p_{\text{тр}}$ — потеря давления на гидравлические сопротивления между сечениями трубопровода 1 и 2.

Вместо плотностей газа ρ_1 и ρ_2 подставим в уравнение (4.31) среднюю плотность

$$\rho = \rho_{\text{ср}}/(RT), \quad \rho_{\text{ср}} = (p_1 + p_2)/2.$$

Окончательно для расчетов уравнение Д. Бернулли при малых перепадах давлений $(p_1 - p_2)/p_1 \leq 6\%$ можно записать так:

$$p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} + \Delta p_{\text{тр}}. \quad (4.32)$$

Это уравнение применимо для расчета воздухопроводов, так как их степень повышения давления $\varepsilon \leq 1,12$ как раз соответствует сумме ограничения перепада давления со стороны всасывания (6%) и со стороны нагнетания (6%). При малых перепадах ошибка из-за пренебрежения сжатием газа не превышает 2,5%.

Точка пересечения характеристик вентилятора и воздуховода дает так называемую рабочую точку, в которой полное давление вентилятора p_v равно давлению сопротивления сети воздухопроводов p' . Рассмотрим на основе уравнения (4.32) и понятия полного давления вентилятора p_v нахождение рабочих точек для различных случаев вентиляторных установок.

Характеристику воздуховода будем выражать зависимостью

$$p' = \Delta p_{\text{ст}} + \Delta p_{\text{тр}}, \quad (4.33)$$

где $\Delta p_{\text{ст}} = \text{const}$ — постоянное дополнительное давление на стороне нагнетания.

$$\Delta p_{\text{ст}} = p_3 - p_{\text{ат}}. \quad (4.34)$$

При заборе воздуха из атмосферы и подаче в атмосферу $p_3 = p_{\text{ат}}$, тогда $\Delta p_{\text{ст}} = 0$.

Гидравлические потери давления $\Delta p_{\text{тр}}$ зависят от расхода Q :

$$\Delta p_{\text{тр}} = A_0 Q^2. \quad (4.35)$$

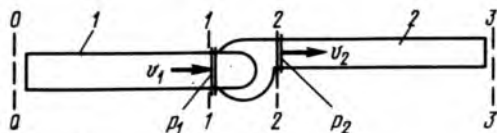


Рис. 4.13. Схема вентиляторной установки

Постоянный для данной системы коэффициент

$$A_0 = \Delta p_{\text{тр}0} / Q_0^2, \quad (4.36)$$

где $\Delta p_{\text{тр}0}$ — потери давления при выбранном расходе Q_0 , на который ведется расчет.

Рассмотрим несколько схем вентиляторных установок и использование формул (4.33), (4.34), (4.35), (4.36) для построения характеристик.

С х е м а 1. Вентилятор имеет всасывающий 1 и нагнетательный 2 трубопроводы (рис. 4.13). На первом из них — контрольные сечения 0—0, 1—1, на втором — 2—2 и 3—3. Воздух забирается из атмосферы и подается в сечение 3—3, где давление может быть $p_3 > p_{\text{ат}}$, $p_3 = p_{\text{ат}}$ и $p_3 < p_{\text{ат}}$. Примем $\rho v_0^2/2 \approx \rho v_3^2/2 \approx 0$.

Запишем выражение для полного давления вентилятора на основе уравнений (4.8) и (4.9):

$$p_v = p_{sv} + p_{dv} = (p_2 - p_1) + \rho v_2^2/2. \quad (4.37)$$

Составим уравнение Д. Бернулли для сечений 0—0 (перед входом во всасывающую трубу) и 1—1 и выразим p_1 (в сечении 0—0 давление $p_0 = p_{\text{ат}}$):

$$p_{\text{ат}} = p_1 + \rho v_1^2/2 + \Delta p_{\text{вс}}, \quad p_1 = p_{\text{ат}} - \rho v_1^2/2 - \Delta p_{\text{вс}}, \quad (4.38)$$

где $\Delta p_{\text{вс}}$ — потери давления во всасывающем трубопроводе.

Уравнение Д. Бернулли для сечений 2—2 и 3—3 дает

$$p_2 + \rho v_2^2/2 = p_3 + \Delta p_{\text{наг}}, \quad (4.39)$$

где $\Delta p_{\text{наг}}$ — потери давления в нагнетательном трубопроводе.

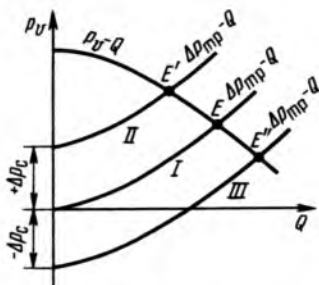
Сравнивая (4.37), (4.38) и (4.39), получаем

$$p_v = p' = p_3 - p_1 + \Delta p_{\text{наг}} + \Delta p_{\text{вс}} + \rho v_1^2/2 = \Delta p_{\text{ст}} + \Delta p_{\text{тр}0}. \quad (4.40)$$

Таким образом, определяя коэффициент A_0 по формуле (4.36), для данной схемы имеем

$$\Delta p_{\text{тр}0} = \Delta p_{\text{наг}} + \Delta p_{\text{вс}} + \rho v_1^2/2. \quad (4.41)$$

Рис. 4.14. Совместные характеристики вентилятора и всасывающего и нагнетательного или только нагнетательного трубопроводов



По уравнению (4.35) строим параболическую кривую $\Delta p_{\text{тр}} - Q$ (рис. 4.14). Если $p_3 = p_{\text{ат}}$ (воздух выбрасывается в атмосферу), то $\Delta p_{\text{ст}}$ [формулы (4.34) и (4.40)] равно нулю и кривая I на рисунке начинается из центра координат. Рабочая точка E показывает максимальную подачу.

Если $p_3 > 0$, то $\Delta p_{\text{ст}} = p_3 - p_{\text{ат}}$ постоянно и больше нуля. Тогда на характеристике вентилятора надо отложить вверх $+\Delta p_{\text{ст}}$, провести горизонтальную линию и от нее откладывать кривую II с рабочей точкой E'.

Если $p_3 < 0$, то $\Delta p_{\text{ст}} = p_3 - p_{\text{ат}}$ постоянно, но меньше атмосферного давления. Тогда $-\Delta p_{\text{ст}}$ откладывается вниз от оси абсцисс Q, и от полученной точки строится кривая III и находится точка E'.

Случай, когда $p_3 < 0$, часто встречается в дымососах, где нагретый газ (воздух) с плотностью $\rho_{\text{г}}$ подается в вертикальную дымовую трубу высотой $H_{\text{тр}}$. В результате того что газ с плотностью $\rho_{\text{г}}$ легче воздуха с плотностью $\rho_{\text{воз}}$, образуется самотяга и давление в сечении 3—3 падает на величину $\Delta p_{\text{ст}} = (\rho_{\text{воз}} - \rho_{\text{г}})gH_{\text{тр}}$.

Схема 2. Вентилятор имеет только нагнетательный трубопровод, забирая воздух непосредственно из атмосферы ($p_1 = p_{\text{ат}}$). Надо найти выражение для коэффициента A_0 . Не приводя всех выкладок, запишем конечный результат:

$$p_v = p' = \Delta p_{\text{ст}} + \Delta p_{\text{наг}}, \quad (4.42)$$

$$\Delta p_{\text{тр}0} = \Delta p_{\text{наг}}. \quad (4.43)$$

Совместные характеристики вентилятора и воздухопроводов аналогичны кривым, показанным на рисунке 4.14.

Схема 3. Вентилятор имеет только всасывающий трубопровод. Воздух забирается из атмосферы ($p_0 = p_{\text{ат}}$) и выбрасывается в окружающее пространство, где давление $p_2 \simeq p_{\text{ат}}$. Скоростное давление перед входом в

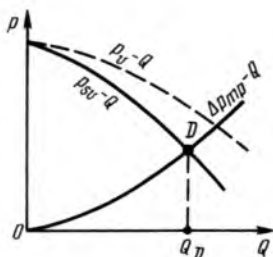


Рис. 4.15. Совместные характеристики вентилятора и всасывающего трубопровода

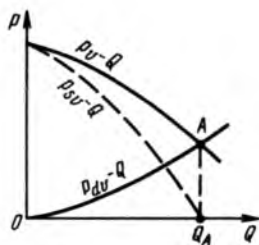


Рис. 4.16. Характеристика вентилятора без всасывающего и нагнетательного трубопроводов

трубу $\rho v_0^2/2 \approx 0$. Составим уравнение Д. Бернулли для сечений 0—0 и 1—1, выразим из него p_1 , p_{sv} и $\Delta p_{тр0}$:

$$\begin{aligned} p_{ат} &= p_1 + \rho v_1^2/2 + \Delta p_{вс}; \quad p_1 = p_{ат} - \rho v_1^2/2 - \Delta p_{вс}; \\ p_v &= p_2 - p_1 + p_{dv} = p_{ат} - p_{ат} + \Delta p_{вс} + \rho v_1^2/2 + p_{dv}; \\ p_v - p_{dv} &= p_{sv} = p' = \Delta p_{вс} + \rho v_1^2/2; \\ p_{sv} &= p' = \Delta p_{вс} + \rho v_1^2/2; & (4.44) \\ \Delta p_{тр0} &= \Delta p_{вс} + \rho v_1^2/2. & (4.45) \end{aligned}$$

В случае работы вентилятора на всасывание характеристика трубопровода строится из начала координат по уравнению (4.45). Далее ищут точку ее пересечения с аэродинамической характеристикой статического давления p_{sv} . На рисунке 4.15 показано это построение и определена рабочая точка.

С х е м а 4. Вентилятор не имеет всасывающего и нагнетательного трубопроводов и работает, не преодолевая никаких сопротивлений сети. В этом случае все развиваемое вентилятором давление будет динамическим p_{dv} и точка пересечения характеристики $p_{dv} - Q$ с характеристикой полного давления $p_v - Q$ даст рабочую точку А (рис. 4.16).

Характеристика $p_{dv} - Q$ может быть построена с использованием уравнения $p_{dv} = p_v - p_{sv}$ или формулы (4.9).

Раздел второй. НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

Глава 5. НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ С ДИНАМИЧЕСКИМИ НАСОСАМИ, РАСЧЕТЫ РЕЖИМОВ ИХ РАБОТЫ И ВЫБОР НАСОСОВ

5.1. Насосная установка, ее характеристики и способы регулирования подачи

Насосная установка состоит из водоприемных устройств, всасывающих и напорных трубопроводов, насоса с двигателем и аппаратурой для пуска их в работу и ее контроля, трубопроводной арматуры (задвижки, обратные и предохранительные клапаны, оборудование для гашения гидравлических ударов и т. д.) и водовыпускных устройств.

Насос развивает напор, равный напору в системе насосной установки, в которой он работает. Этот напор складывается из геометрического напора H_r , гидравлических сопротивлений всасывающего и напорного трубопроводов $h_{тр}$ и разности давлений Δp после и до насоса.

На рисунке 5.1, а изображена схема насосной установки, подающей жидкость из закрытого резервуара, в котором избыточное давление p_1 может быть более или менее атмосферного $p_{ат}$, в закрытый резервуар с избыточным (манометрическим) давлением p_2 . Разность давлений, которую должен преодолеть насос, при $p_1 > p_{ат}$ и $p_2 > p_{ат}$ $\Delta p = p_2 - p_1$, при $p_1 < p_{ат}$ и $p_2 > p_{ат}$ $\Delta p = p_2 + p_1$. Тогда напор, который должен преодолеть насос, в приведенной схеме будет

$$H = H_r + \Delta p / (\rho g) + h_{тр}. \quad (5.1)$$

Сумма первых двух членов в этом уравнении представляет статический напор $H_{ст} = H_r + \Delta p / (\rho g)$, где H_r — геометрический напор, равный разности отметок уровня жидкости в верхнем резервуаре (верхний бьеф) и нижнем (нижний бьеф). Тогда

$$H = H_{ст} + h_{тр}. \quad (5.2)$$

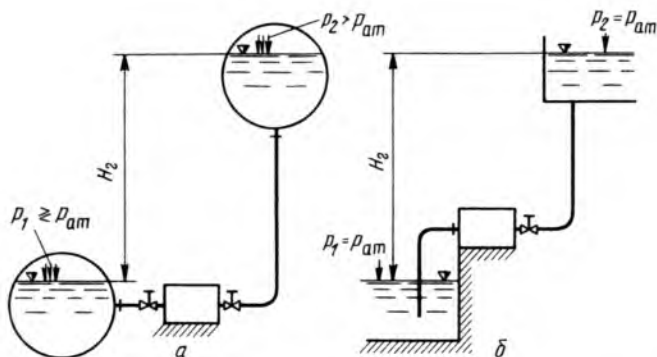


Рис. 5.1. Схемы насосных установок:

а и б — подача из закрытого резервуара в закрытый и из открытого резервуара в открытый

Если верхний и нижний резервуары открыты (рис. 5.1, б), то жидкость находится под действием атмосферного давления $p_{ат}$ ($p_2 = p_{ат}$, $p_1 = p_{ат}$). Тогда $\Delta p = 0$ и $H_{ст} = H_g$, то есть

$$H = H_g + h_{тр}. \quad (5.3)$$

Из рассмотрения формул (5.1), (5.2) и (5.3) видно, что величины H_g и $H_{ст}$ зависят не от расхода, а только от постоянных параметров установки, а гидравлические сопротивления $h_{тр}$ являются функцией расхода $h_{тр} = f(Q)$. Эта функция и называется характеристикой трубопровода. Суммируя ординаты указанной характеристики с H_g или с $H_{ст}$, получим полную характеристику насосной установки и общий напор, который должен создать насос.

Как известно, общие гидравлические потери напора (гидравлические сопротивления) складываются из потерь по длине во всасывающем и напорном трубопроводах $h_{дл}$ и местных потерь напора h_m , то есть

$$h_{тр} = h_{дл} + h_m. \quad (5.4)$$

При расчетном расходе Q_0 вычислим гидравлические потери напора в конкретной насосной установке, для которой известны диаметры и длины труб, выбрана задвижка, устанавливаемая на напорном патрубке, и трубопроводная арматура (колена, конусы и т. д.).

Обозначим эти общие потери с индексом 0, то есть

$$h_{0\text{ тр}} = h_{0\text{ дл}} + h_{0\text{ м}} + h_{0\text{ задв}}, \quad (5.5)$$

где $h_{0\text{ задв}}$ — потери в задвижке при полном ее открытии.

При закрытии задвижки потери напора возрастают и могут быть подсчитаны по формуле

$$h_{\text{задв}} = \zeta_3 v^2 / (2g), \quad (5.6)$$

где ζ_3 — коэффициент сопротивления задвижки.

Вычисленные по формуле (5.5) общие потери напора $h_{0\text{ тр}}$ (при расходе Q_0) разделим на Q_0^2 и получим коэффициент

$$A_0 = h_{0\text{ тр}} / Q_0^2. \quad (5.7)$$

Полагая, что $A_0 = \text{const}$ (только при так называемой квадратичной зоне сопротивлений, когда гидравлические потери пропорциональны квадрату скорости), можно получить уравнение характеристики трубопровода в виде

$$h_{\text{тр}} = A_0 Q^2, \quad (5.8)$$

где $h_{\text{тр}}$ и Q — переменные величины; A_0 — коэффициент [см. формулу (5.7)].

Учитывая формулы (5.3) и (5.8), можно написать

$$H = H_r + A_0 Q^2 = H_r + h_{\text{тр}} \quad (5.9)$$

и по этому уравнению построить характеристику трубопровода (рис. 5.2). Если установка работает по схеме, изображенной на рисунке 5.1, а, то надо в формулу (5.9) подставить вместо H_r величину $H_{\text{ст}}$.

Точка пересечения характеристик A называется рабочей точкой. Она дает напор H_A и подачу Q_A при конкретной системе трубопроводов и полностью открытой задвижке. Для данной установки Q_A — максимальная подача насоса. Чтобы увеличить ее ($Q > Q_A$), надо

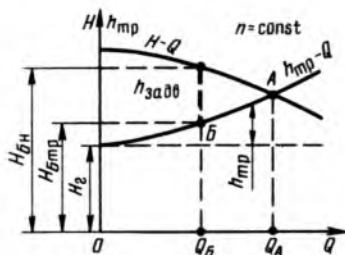


Рис. 5.2. Совмещенные характеристики насоса и трубопровода

или менять систему трубопроводов (изменять $h_{тр}$ или H_r), или увеличивать частоту вращения вала насоса.

Для уменьшения подачи применяют два способа:крытие задвижки на напорном патрубке; уменьшение частоты вращения вала насоса.

В первом способе задвижка создает в установке дополнительные гидравлические сопротивления $h_{зав} = H_{Бн} - H_{Бтр}$ (см. рис. 5.2), и рабочая точка на напорной характеристике перемещается влево (точка B с напором $H_{Бн}$ и расходом насоса Q_B и напором в трубопроводе $H_{Бтр}$). В этом случае КПД насоса $\eta'_н$ значительно меньше КПД насоса при открытой задвижке η_n :

$$\eta'_н = \eta_n H_{Бтр} / H_{Бн}. \quad (5.10)$$

Этот способ хотя и прост, но экономически невыгоден, поэтому его применяют при кратковременном регулировании, испытании насосов и в лабораторных установках.

Второй способ не создает дополнительных потерь энергии при регулировании подачи. Однако при нем необходимо использовать двигатели с переменной частотой вращения.

В стационарных мелиоративных насосных установках насос должен работать с постоянной частотой вращения вала при полностью открытой задвижке на напорном патрубке (эта задвижка нужна только во время пуска насоса в работу).

Рассмотрим задачу, часто встречающуюся в практике расчетов, связанных с изменением частоты вращения.

Для насосной установки, характеристики которой рассмотрены ранее на рисунке 5.2, с заданным расходом Q_B надо определить частоту вращения насоса n_x , чтобы

новая характеристика насоса $H-Q(n_x)$ проходила через новую рабочую точку B . На рисунке 5.3 эта новая напорная характеристика насоса показана пунктиром.

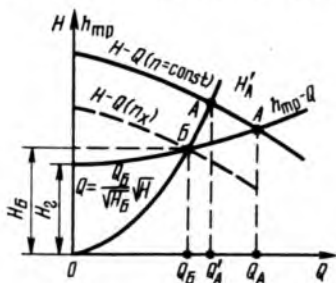


Рис. 5.3. График к расчету частоты вращения при заданном расходе

Воспользуемся формулами $Q_1/Q_2 = n_1/n_2$, $H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2$.

Примем, что $Q_1 = Q_B$, $H_1 = H_B$ (эти величины заданы), $n_1 = n_x$ и $Q_2 = Q$, $H_2 = H$, $n_2 = n$ (эта частота вращения известна). Тогда можно записать

$$Q_B/Q = n_x/n; \quad (5.11)$$

$$\sqrt{H_B}/\sqrt{H} = n_x/n; \quad (5.12)$$

$$Q_B/Q = \sqrt{H_B}/\sqrt{H} \text{ или } Q = Q_B \sqrt{H}/\sqrt{H_B}. \quad (5.13)$$

Зависимость (5.13) — уравнение параболы с известным (заданным) коэффициентом $Q_B/\sqrt{H_B}$. Эту кривую, которая называется параболой пропорциональных режимов, можно построить на чертеже (рис. 5.3), задаваясь значениями Q или H в уравнении (5.13). Ее пересечение с напорной характеристикой насоса при известной частоте вращения в точке A' дает значения Q'_A и H'_A , удовлетворяющие равенствам (5.11) или (5.12):

$$\begin{aligned} \sqrt{H_B}/\sqrt{H'_A} = Q_B/Q'_A = n_x/n \text{ и } n_x = nQ_B/Q'_A = \\ = n\sqrt{H_B}/\sqrt{H'_A}. \end{aligned}$$

При изменении частоты вращения принимают, что КПД остается постоянным, поэтому известный для точки A' при n КПД насоса $\eta_{A'n}$ будет такой же, как и для точки B , — η_{Bn} при n_x . Таким образом, КПД, по величине оставаясь постоянным, сместится влево от точки Q'_A , так как будет соответствовать другой точке с подачей Q_B .

Если известны частоты вращения n и n_x , то можно определить множитель $i_n = n_x/n$ и построить новую характеристику насоса при n_x (на рисунке 5.3 она показана пунктиром).

5.2. Параллельное и последовательное соединения насосов

В насосной установке часто несколько насосов соединяют на один трубопровод. В этом случае надо определить общие подачу и напор, то есть найти рабочую точку на совместной общей напорной характеристике насосов и трубопровода.

При параллельном соединении напорные патрубки двух (или более) насосов подключают к одному напорному трубопроводу. Всасывающие короткие трубы, как

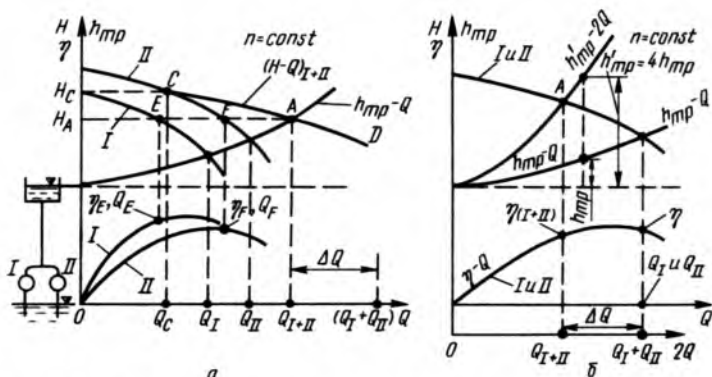


Рис. 5.4. Характеристики работы двух насосов на один трубопровод при параллельном соединении:

а и б — при разных и одинаковых напорных характеристиках

правило, не объединяют, а прокладывают к каждому насосу.

Для построения общей напорной характеристики $(H-Q)_{I+II}$, например для двух насосов I и II (рис. 5.4, а), надо на напорных характеристиках этих насосов при одинаковых напорах H сложить соответствующие ему расходы и по этим точкам построить новую совместную напорную характеристику $(H-Q)_{I+II}$. На рисунке 5.4, а эта кривая $C-D$ начинается в точке C . Насос I имеет напор H_C при нулевом расходе, то есть создаст в системе только давление, а насос II при H_C имеет расход Q_C . На характеристику насосов наносится характеристика трубопровода $h_{тр} - Q$ и точка пересечения A определяет наибольший расход Q_{I+II} , который могут дать эти два насоса на данный трубопровод (диаметр d , длина l) при их параллельном соединении. Если бы каждый из двух насосов имел отдельный напорный трубопровод такой же длины l и диаметра d , как и при параллельном соединении, то первый насос давал бы расход Q_I , второй Q_{II} (см. рис. 5.4, а) и суммарный расход был бы равен $Q_I + Q_{II}$. Этот расход больше, чем Q_{I+II} . Их разница называется дефицитом подачи ΔQ при параллельной работе двух (или нескольких) насосов на один трубопровод:

$$\Delta Q = (Q_I + Q_{II}) - Q_{I+II}. \quad (5.14)$$

Проведя из точки A горизонтальную линию, соответствующую напору H_A , и найдя таким образом точки E и F и расходы Q_E и Q_F , можно определить КПД насосов η_E и η_F , с которыми они работают в параллельном соединении при общем расходе $(Q_E + Q_F) = Q_{I+II}$, и общий КПД двух насосов

$$\eta_{I+II} = \frac{Q_{I+II}}{Q_E/\eta_E + Q_F/\eta_F}. \quad (5.15)$$

Если первый и второй насосы имеют одинаковые характеристики (они одной и той же марки), то совместную характеристику $(H - Q)_{I+II}$, кроме описанного выше способа сложения расходов при определенном напоре, можно получить более простым способом, показанным на рисунке 5.4, б: надо добавить ось абсцисс $2Q$ (удвоить расходы), тогда в координатных осях H и $2Q$ характеристика одного насоса $(H - Q)$ превращается в совместную характеристику двух насосов $(H - Q)_{I+II}$. Только на этом графике надо характеристику трубопровода $h_{тр} - Q$ для одинарного расхода перестроить для удвоенного расхода по формуле

$$h'_{тр} = A_0(2Q)^2 = 4A_0Q^2 = 4h_{тр}, \quad (5.16)$$

где $h_{тр} = A_0Q^2$ — гидравлические потери напора для одного насоса (для нормальной оси абсцисс, а не удвоенной).

Пересечение $(H - Q)_{I+II}$ и $h'_{тр} - 2Q$ дает точку A и расход Q_{I+II} на оси $2Q$. На этой же оси можно найти расход $Q_I + Q_{II}$ и графически определить дефицит подачи ΔQ .

Последовательное соединение насосов, когда напорный патрубок первого насоса подключается ко всасывающему патрубку второго и так далее, применяется для увеличения напора (это соединение аналогично многоступенчатому насосу).

Совместная напорная характеристика двух и более насосов строится путем сложения напоров для одного и того же расхода. На рисунке 5.5 таким путем построена совместная характеристика $(H - Q)_{I+II}$ при последовательном соединении насосов с характеристиками I и II . Рабочая точка A дает расход Q_{I+II} и напор H_{I+II} , а по

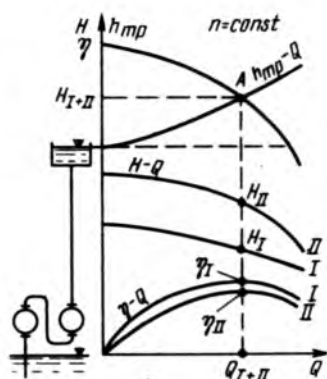


Рис. 5.5. Характеристики работы двух насосов при последовательном соединении

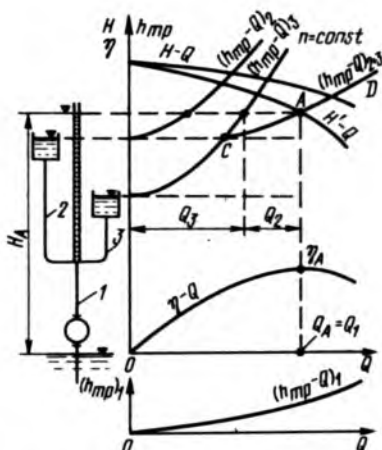


Рис. 5.6. Характеристики работы насоса на два резервуара

характеристикам $\eta - Q$ можно найти η_I и η_{II} . Общий КПД последовательно работающих насосов

$$\eta_{I+II} = \frac{H_{I+II}}{H_I/\eta_I + H_{II}/\eta_{II}}, \quad (5.17)$$

где H_I и H_{II} — напоры каждого насоса при Q_{I+II} .

5.3. Работа насоса на два резервуара

Для того чтобы определить расходы, поступающие в два резервуара по трубопроводам 2 и 3 (рис. 5.6) от насоса по общему трубопроводу 1, надо построить характеристики этих трубопроводов по формуле общего вида $h_{тр} = A_0 Q^2$.

Ординаты характеристик трубопроводов 2 и 3 откладывают от уровней соответствующих резервуаров и получают кривые $(h_{тр} - Q)_2$ и $(h_{тр} - Q)_3$.

Характеристику трубопровода 1 $(h_{тр} - Q)_1$ строят отдельно, внизу графика. Вычтем ординаты $h_{тр}$ этой кривой из ординат напорной характеристики насоса $H - Q$ и получим характеристику насоса $H' - Q$, учитывающую потери напора на участке трубопровода 1.

Если теперь построить суммарную характеристику сопротивлений на участках 2 и 3, то есть $(h_{тр} - Q)_{2+3}$,

и найти точку ее пересечения с новой характеристикой насоса $H' - Q$, то будут найдены рабочая точка A и соответствующие ей расход Q_A и напор H_A . Суммарная характеристика сопротивлений в виде кривой CD получена путем сложения расходов при нескольких значениях напора. Начинается она от точки C , где в резервуаре 2 насосом поддерживается только геодезический напор, а весь расход Q_C подается только в резервуар 3.

Рабочая точка A пересечения CD с $H' - Q$ дает возможность определить и КПД насоса η_A , а также и расходы Q_2 и Q_3 в ветвях трубопровода 2 и 3. Напор H_A , соответствующий напору насоса и показанию пьезометра в точке соединения трубопроводов, дает на характеристиках трубопроводов $(h_{тр} - Q)_2$ и $(h_{тр} - Q)_3$ точки, соответствующие расходам Q_2 и Q_3 , причем $Q_A = Q_1 = Q_2 + Q_3$.

В практике графических расчетов работы насосных установок, особенно для целей мелиорации и водоснабжения, встречается много вариантов соединений насосов и трубопроводов. Изложенная выше методика остается одинаковой для всех случаев.

5.4. Пересчет характеристик насосов для перекачивания гидросмесей

Плотность гидросмеси ρ_r больше, чем плотность воды ρ_n , и это обстоятельство надо учитывать при нахождении рабочей точки на характеристике насоса. Движение гидросмеси (пульпы) создает дополнительные потери энергии в насосе, а его характеристика, приводимая в каталогах, соответствует испытаниям насоса на чистой воде. Поэтому при транспортировании гидросмеси (пульпы) насосными установками надо вводить поправки в характеристики насоса и трубопровода (пульповода), чтобы решить задачу о совместной их работе. Надо также рассчитать новую геометрическую высоту всасывания для гидросмеси $h_{в.г}$, которая будет меньше, чем геометрическая высота всасывания для воды h_n .

В насосе, через который движется гидросмесь, в результате различной плотности твердых частиц и жидкости возникают перемещения частиц относительно жидкости. Это приводит к дополнительным гидравлическим потерям в насосе. При одном и том же объемном рас-

ходе гидросмеси (пульпы) Q_r и воды Q напор насоса H (м) и КПД несколько снижаются до величин H' и η' :

$$H' = k_H H, \quad (5.18)$$

$$\eta' = k_\eta \eta, \quad (5.19)$$

$$Q_r = Q. \quad (5.20)$$

Коэффициент $k_H = k_\eta = 1$ для мелкого грунта при среднем диаметре частиц $d_r < 3$ мм, а для крупных фракций гравия $k_H = 0,85$, $k_\eta = 0,95$.

На рисунке 5.7 показаны пунктиром напорная и энергетическая характеристики, построенные при помощи формул (5.18), (5.19), (5.20).

Плотность (т/м^3) гидросмеси (при $\rho_b = 1 \text{ т/м}^3$)

$$\rho_r = \frac{V_{т.в}}{V_r} (\rho_{т.в} - 1) + 1, \quad (5.21)$$

где $V_{т.в}$ и $\rho_{т.в}$ — объем и плотность твердого вещества (для грунта $\rho_{т.в} = 2,5 \dots 2,6 \text{ т/м}^3$); V_r — общий объем гидросмеси (пульпы).

В среднем плотность гидросмеси $\rho_r = 1,15 \dots 1,30 \text{ т/м}^3$.

Гидравлические потери напора в напорном трубопроводе, транспортирующем гидросмесь (пульпу) $h_{тр.г}$, определяют по специальным формулам. Например, такой (А. Е. Смолдырев):

$$h_{тр.г} = h_{тр} + f_r \rho_{пр} l, \quad (5.22)$$

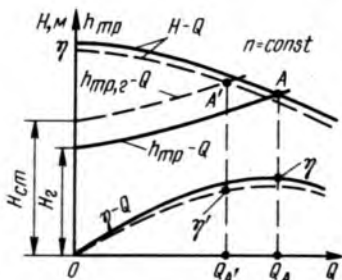


Рис. 5.7. Характеристики насосов для перекачивания гидросмесей (пунктирные линии) и для воды (сплошные линии)

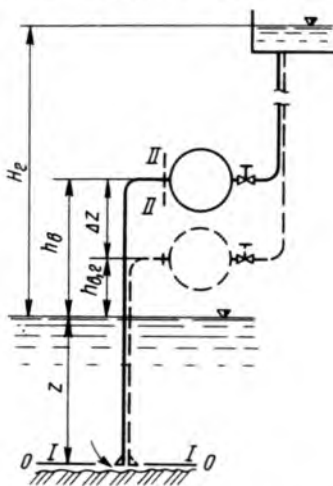


Рис. 5.8. Схема к определению геометрической высоты всасывания насоса для перекачивания гидросмеси (пунктирные линии) и воды (сплошные линии)

где $h_{тр}$ гидравлические потери для воды без примесей; l — длина трубы; f_r — коэффициент, принимаемый равным 0,1...0,7 в зависимости от формы и материала твердых частиц; $\rho_{пр}$ — приведенная плотность,

$$\rho_{пр} = \left(\frac{\rho_{та}}{\rho_{в}} - 1 \right) \left(\frac{\rho_r - \rho_{в}}{\rho_{т.в} + \rho_{в}} \right). \quad (5.23)$$

Ординаты гидравлических сопротивлений $h_{тр.г}$ откладывают от статического напора $H_{ст}$, который подсчитывают в метрах, чтобы можно было его нанести на график $H-Q$. Он представляет эквивалент геометрического напора и учитывает, что столб пульпы тяжелее столба воды и что во всасывающей трубе, опущенной в воду на глубину z и внутри содержащей пульпу, образуется дополнительное разрежение $(\rho_r/\rho_{в} - 1)z$.

Статический напор

$$H_{ст} = \rho_r H_r / \rho_{в} + (\rho_r / \rho_{в} - 1)z. \quad (5.24)$$

Характеристика пульповода на рисунке 5.7 построена по формуле

$$H = H_{ст} + A Q^2.$$

При ее пересечении с характеристикой землесоса (пунктирная линия) образуется рабочая точка A' с величинами $Q_{A'}$ и η' вместо рабочей точки A с величинами Q_A и η для насоса, работающего на чистой воде.

Для насосной установки, перекачивающей гидросмесь, надо также правильно определить геометрическую высоту всасывания $h_{в.г}$ (рис. 5.8). Она будет меньше геометрической высоты всасывания $h_{в}$ при работе насоса на воде. Величину $h_{в}$ можно определить по методике, изложенной в § 3.3, если известно $\Delta h_{доп}$. Примем, что

$$h_{в.г} = h_{в} - \Delta z, \quad (5.25)$$

где Δz — дополнительное разрежение (м), которое получается во всасывающем патрубке насоса при движении во всасывающей трубе гидросмеси (пульпы), а не воды.

Составим уравнение Д. Бернулли для сечения $I-I$ ($p_{вх}$, $v_{вх}$) на входе во всасывающую трубу и $II-II$ (всасывающий патрубок, в котором давление p_1 и скорость v_1) по отношению к горизонтальной плоскости $0-0$, расположенной там же, где и сечение $I-I$, для гидросмеси и воды.

Учтем, что давление на входе в трубу (сечение $I-I$) $p_{вх} = p_{ат} + \rho_{в} g z$, где $p_{ат}$ — атмосферное давление, примем, что $v_{вх} \simeq v_1$ и обозначим гидравлические потери

во всасывающей трубе для воды $h_{\text{тр.вс}}$ и гидросмеси $h_{\text{тр.вс.г}}$.

Итак, уравнение Д. Бернулли для гидросмеси

$$\frac{p_{\text{вх}}}{\rho_{\text{г}}g} + \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g} = z + h_{\text{в}} + \frac{p_1}{\rho_{\text{г}}g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{\text{тр.вс.г}}$$

или

$$(p_{\text{ат}} - p_1)_{\text{г}} = \rho_{\text{г}}gz - \rho_{\text{в}}gz + \rho_{\text{г}}gh_{\text{в}} + \rho_{\text{г}}gh_{\text{тр.вс.г}},$$

или

$$H_1 = \frac{(p_{\text{ат}} - p_1)_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}g} = \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}}z - z + \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}}h_{\text{в}} + \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}}h_{\text{тр.вс.г}}; \quad (5.26)$$

для воды

$$\frac{p_{\text{вх}}}{\rho_{\text{в}}g} + \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g} = z + h_{\text{в}} + \frac{p_1}{\rho_{\text{в}}g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{\text{тр.вс}}$$

или

$$H_2 = \frac{(p_{\text{ат}} - p_1)_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}g} = h_{\text{в}} + h_{\text{тр.вс}}. \quad (5.27)$$

Искомая величина $\Delta z = H_1 - H_2$. Подставляя в нее выражения (5.26) и (5.27) и учитывая формулу (5.22), получаем

$$\Delta z = \left(\frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}} - 1 \right) (z + h_{\text{в}} + h_{\text{тр.вс}}) + \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}} f_{\text{г}} \rho_{\text{пр}} l_{\text{в}}, \quad (5.28)$$

где $l_{\text{в}}$ — длина всасывающей трубы.

Теперь подставим формулу (5.28) в уравнение (5.25) и запишем

$$h_{\text{в.г}} = h_{\text{в}} - \left(\frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}} - 1 \right) (z + h_{\text{в}} + h_{\text{тр.вс}}) - \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}} f_{\text{г}} \rho_{\text{пр}} l_{\text{в}}. \quad (5.29)$$

На рисунке 5.8 пунктиром показано новое расположение насоса над уровнем воды нижнего бьефа ($h_{\text{в.г}}$), когда он перекачивает гидросмесь или пульпу.

В формуле (5.29) видно влияние заглубленной части всасывающей трубы длиной z на работу землесоса, который должен работать без кавитации. На входе во всасывающую трубу устанавливают рыхлители грунта

(механические, гидравлические и др.), чтобы не создавать дополнительных гидравлических потерь энергии. При достаточно больших z (большая глубина), чтобы уменьшить разрежение во всасывающей трубе, можно применять водоструйные насосы или впускать сжатый воздух, а также опускать насос ниже уровня воды.

5.5. Насосные установки со скважинными лопастными насосами

Для подъема воды из скважин и глубоких колодцев применяют скважинные лопастные насосы при напоре от 30 до 110 м марок ЦТВ и УЦТВ с электродвигателем над скважиной и при напоре более 110 м марки ЭЦВ с погружным электродвигателем.

Скважинные насосы с электродвигателем над скважиной выпускают с подачами от 30 до 700 м³/ч для скважин диаметром от 200 до 600 мм, а электронасосы с погружным электродвигателем — с подачами от 1 до 1000 м³/ч для скважин диаметром от 100 до 500 мм.

Скважинные насосы представляют вертикальные, центробежные многосекционные (многоступенчатые) насосы.

На рисунке 5.9 изображен насос марки ЦТВ с основными его частями и деталями. Насос подвешивается на трубопроводе, который собирается секциями длиной 8...10 м вместе с валом, проходящим внутри секции, и подшипниками, находящимися в опорных крестовинах.

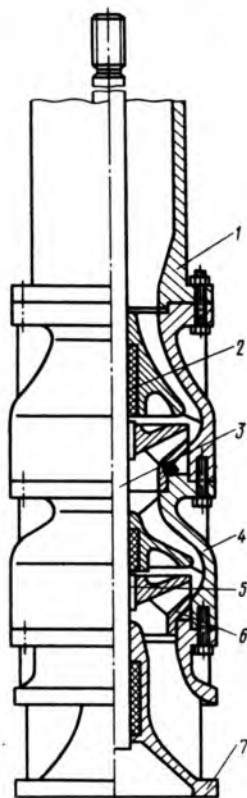


Рис. 5.9. Насос скважинный марки ЦТВ:

1 — напорная труба; 2 — резинометаллические подшипники; 3 — вал; 4 — секция насоса; 5 — клиновые шпонки для фиксации колес; 6 — рабочее колесо; 7 — входная часть насоса

Подшипники устраивают с резиновыми вкладышами и водяной смазкой от перекачиваемой воды или с лигнофолевыми вкладышами, для которых чистая вода для смазки подается по специальному трубопроводу малого диаметра, проходящему вдоль напорного трубопровода.

Насосная установка с насосом марки ЦТВ имеет вертикальный электродвигатель особой конструкции с опорным подшипником (пята) над электродвигателем. Подшипник вращается в масляной ванне и воспринимает вес вала и роторов двигателя и насоса, а также осевое усилие рабочих колес насоса.

В электродвигателях имеется приспособление для предотвращения обратного вращения вала, чтобы не было раскручивания соединительных муфт при внезапной остановке или неправильном вращении.

Насосы УЦТВ имеют ту же конструкцию, что и ЦТВ только вместо вертикального электродвигателя устанавливают универсальную приводную головку. Она позволяет использовать не только вертикальные, но и горизонтальные электродвигатели, а также двигатели внутреннего сгорания. Это расширяет область применения насосов, так как их можно использовать даже там, где нет электроэнергии (например, отгонные пастбища).

Достоинство скважинных насосов с двигателем над скважиной — возможность ремонта и осмотра двигателя без демонтажа всей насосной установки.

К недостаткам относятся: большая металлоемкость и невозможность применения на искривленных скважинах, так как длинный составной вал должен быть строго прямолинейным; трудность и длительность демонтажа секций вала и труб с подшипниками; наличие дополнительных гидравлических потерь напора в трубе с опорными крестовинами и вращающимся валом.

Маркировка насоса такова: например, ЦТВ10-100-80 означает: 10 — минимальный внутренний диаметр обсадной трубы скважины в мм, уменьшенный в 25 раз, то есть диаметр скважины 250 мм; 100 — подача в м³/ч, 80 — напор в м.

Скважинные насосы с погружным электродвигателем марки ЭЦВ (буквы обозначают: электронасос, центробежный, водяной) являются также многосекционными насосами, но секции обыкновенно заключены в общий трубчатый кожух. Рабочие колеса могут быть радиальные и диагональные (полуосевые).

Вес ротора электродвигателя, рабочих колес насоса и осевое усилие воспринимаются специальными подшипниками, расположенными в нижней части электродвигателя. В этом случае рабочие колеса насоса должны быть зафиксированы на валу. Однако существует конструктивная разновидность со свободной посадкой колес на валу. Тогда осевое усилие воспринимается специальными обоймами лопаточных отводов каждой секции.

Подшипники вала насоса имеют водяную смазку и выполняются из текстолита, лигнофоля или резины. Рабочие колеса выполняют не только из стали и бронзы, но и из упрочненного полистирола.

В приводе насосов применяют так называемые мокростаторные двигатели, у которых обмотка статора находится в прочной полиэтиленовой водонепроницаемой изоляции. Ротор электродвигателя — короткозамкнутый, набран из листов электротехнической стали и залит алюминием. Между ротором и статором заливается чистая вода.

Сводный график напорных характеристик насосов ЭЦВ, выпускаемых промышленностью, изображен на рисунке 5.10.

Первые конструкции погружных электродвигателей были очень чувствительны к агрессивности воды и абразивным примесям и часто выходили из строя. В настоящее время агрегаты выпускают для подъема и химически активной воды (исполнение Х — эта буква пишется в марке насоса после напора), и с повышенной температурой (исполнение Тр), и с повышенным содержанием твердых примесей (исполнение Г), и для работы в условиях повышенных требований к ударостойкости и сейсмостойкости (исполнение А). Таким образом, расширилась область применения скважинных насосов с погружным электродвигателем для различных условий водоподъема. Этому способствуют также их достоинства: простота монтажа и демонтажа установки; возможность установки в искривленных скважинах; отсутствие длинного трансмиссионного вала и меньшие гидравлические потери напора в трубах по сравнению с насосом марки ЦТВ.

При расчете действительных расхода и напора насоса по напорной характеристике надо учитывать, что геометрическая высота подъема $H_r + \Delta H$, показанная на рисунке 5.11, меняется в зависимости от расхода насоса. На рисунке величина H_r постоянна. Это разность между

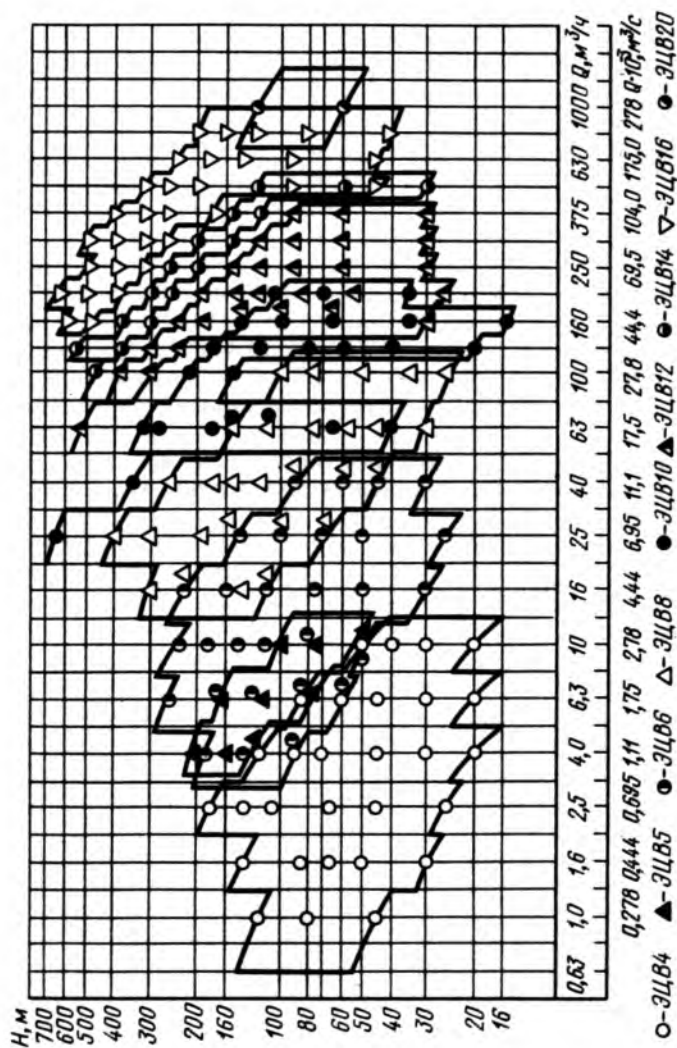
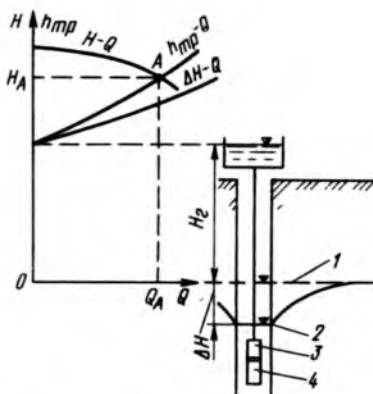


Рис. 5.10. Сводный график напорных характеристик скважинных электронасосов с погружными электродвигателями марки ЭЦВ

Рис. 5.11. Схема к расчету подачи и напора насоса скважинной насосной установки:

1 и 2 — статический и динамический уровни грунтовых вод; 3 — насос; 4 — электродвигатель



уровнем воды в резервуаре, куда подается вода, и статическим уровнем грунтовых вод, когда никакого водозабора нет. Если насос начинает забирать воду из скважины, то уровень в ней понижается на ΔH в результате того, что в затрубном пространстве образуется кривая спада (воронка депрессии) и вода движется к скважине. Зависимость $\Delta H = f(Q)$ определяется пробными откачками при сдаче скважины в эксплуатацию и вносится в ее паспорт.

Обыкновенно функция $\Delta H = f(Q)$ соответствует эмпирической формуле вида

$$\Delta H = \alpha Q^\beta,$$

где α и β находят из действительных замеров расхода и уровня воды в скважине.

Кривая $\Delta H-Q$ построена путем суммирования ординат ΔH и $H_r = \text{const}$. Далее от кривой $(H_r + \Delta H) - Q$ отложены гидравлические потери напора от насоса до резервуара (кривая $h_{tr} - Q$). Таким образом получена рабочая точка A в пересечении кривой $(H_r + \Delta H + h_{tr}) - Q$ с напорной характеристикой насоса. Эта точка определяет действительные подачу Q_A и напор H_A , которые может дать насос.

При расчете гидравлических потерь напора в насосной установке с длинным трансмиссионным валом в трубе надо пользоваться коэффициентами гидравлических сопротивлений, приводимыми в каталогах, так как эти коэффициенты зависят не только от диаметра трубы, но и от скорости в трубе (от числа Рейнольдса).

Минимальное заглубление насоса h_a отсчитывается от динамического уровня грунтовых вод.

5.6. Совместная работа водоструйного и центробежного насосов

Схема вертикальной установки водоструйного насоса для откачки чистой и загрязненной воды из подземных резервуаров, неглубоких колодцев и скважин показана на рисунке 5.12, а. Принципиально она не отличается от схемы водоструйного насоса, изображенной на рисунке 2.9. На обеих схемах показаны рабочие напоры H_p , полезные напоры H_n и расходы рабочей жидкости Q_p и перекачиваемой Q_n . Центробежный насос используется

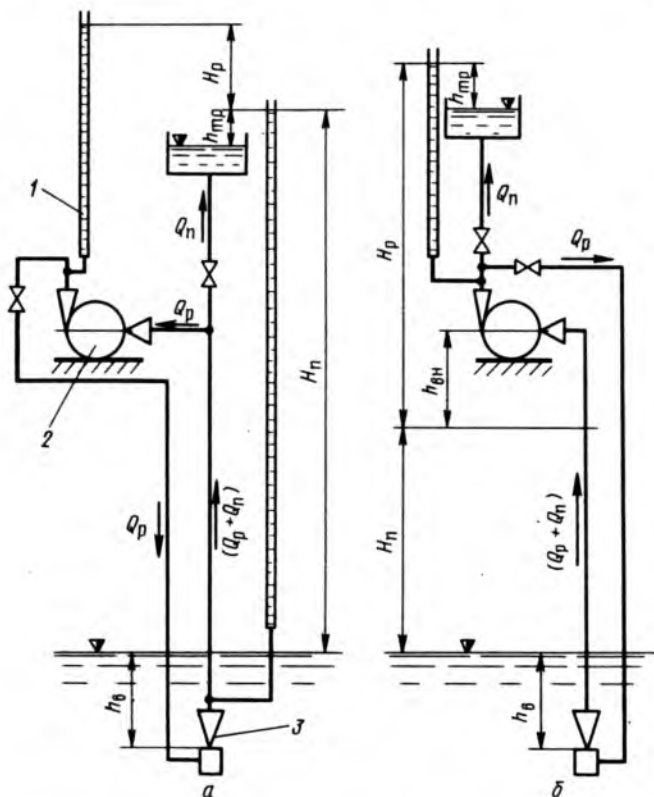
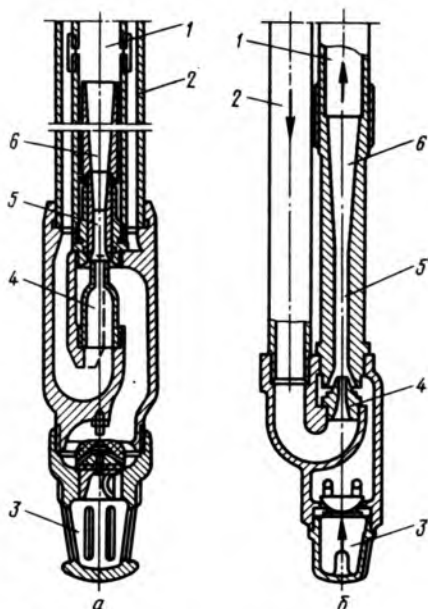


Рис. 5.12. Схемы насосных установок с водоструйным насосом: а — для подъема грунтовых вод; б — для совместной работы центробежного и водоструйного насосов при подъеме воды из колодцев и скважин; 1 — пьезометр, показывающий давление (м); 2 и 3 — центробежный и водоструйный насосы

Рис. 5.13. Конструкции вертикальных водоструйных насосов с центральным (а) и боковым расположением труб:

1 и 2 — водоподъемная и напорная трубы; 3 — обратный клапан; 4 — сопло; 5 — камера смещения; 6 — диффузор



как вспомогательный для создания тока рабочей (активной) жидкости в водоструйном насосе, опущенном под уровень воды на глубину h_v . Если h_v из расчета получают со знаком плюс, то все равно насос заглубляют не менее чем на 0,5 м, чтобы не устраивать дополнительные всасывающие трубы.

При заданных геометрической высоте подъема и глубине колодца (скважины), которые на схеме не показаны, можно в первом приближении найти H_p и H_n , задаваясь гидравлическими потерями напора в трубах $h_{тр}$ (Q_n также задано). Далее определяют размеры водоструйного насоса и производят уточненный расчет, когда будет подобран центробежный насос по Q_p и H_p .

При вертикальном расположении водоструйных насосов используют две схемы компоновки рабочих органов, показанные на рисунке 5.13. В первой схеме (рис. 5.13, а) водоподъемная труба 1 расположена соосно внутри другой трубы большего диаметра. Рабочая жидкость подается от центробежного насоса к соплу по межтрубному пространству. Во второй схеме (рис. 5.13, б) рабочая и перекачиваемая жидкости поступают по отдельным трубам 1 и 2, расположенным параллельно друг другу.

Вертикальные водоструйные насосы снабжаются обратными клапанами, чтобы предотвратить опорожнение труб.

На рисунке 5.12, б изображена схема совместной ра-

боты центробежного и водоструйного насосов, причем последний служит вспомогательным для увеличения высоты подъема воды со стороны входа в центробежный насос. Водоструйный насос, питаемый от основного центробежного насоса через ответвление трубы, поднимает воду с расходом $Q_p + Q_n$ только на высоту H_n (надо учитывать также гидравлические потери) до допустимой высоты всасывания центробежного насоса $h_{в.н.}$. Далее центробежный насос всасывает воду и работает как в обычной насосной установке. Полезный расход Q_n подается в бак, а рабочий расход Q_p постоянно циркулирует через водоструйный и центробежный насосы.

Из схемы (см. рис. 5.12, б) ясно, как надо задаваться основными параметрами, по которым можно рассчитать размеры водоструйного насоса и подобрать центробежный насос. Конечно, это надо делать, используя вначале упрощения, а потом уж уточнять расчет.

Несмотря на то что насосные установки с водоструйными насосами имеют невысокий КПД (0,2...0,3), они получили за последние 30 лет определенное распространение в сельскохозяйственном водоснабжении при подъеме воды из скважин с глубины до 40 м как в СССР (установки ВН-2Ш, ВН-2Ц-6, ВН2-8, выпускаемые серийно), так и за границей. Основные достоинства этих установок — простота и надежность в работе, так как в скважине отсутствуют какие-либо движущиеся детали, а также возможность подачи воды из искривленных и пескующих скважин.

5.7. Сводные графики, обточка колес центробежных насосов и выбор насосов

Структура каталогов насосного оборудования для различных отраслей хозяйства в основном такова. Вначале помещается сводный график полей $Q - H$, согласно Государственным стандартам для данной группы насосов, а потом приводятся напорные и энергетические характеристики, габаритные размеры насосов и электродвигателей и краткие сведения о них.

На рисунках 5.14, 5.15 и 5.16 приведены сводные графики полей $Q - H$ центробежных консольных, осевых, вихревых и центробежно-вихревых насосов. Эти графики представляют части напорных характеристик в координатах H и Q , соответствующих зоне наибольших КПД.

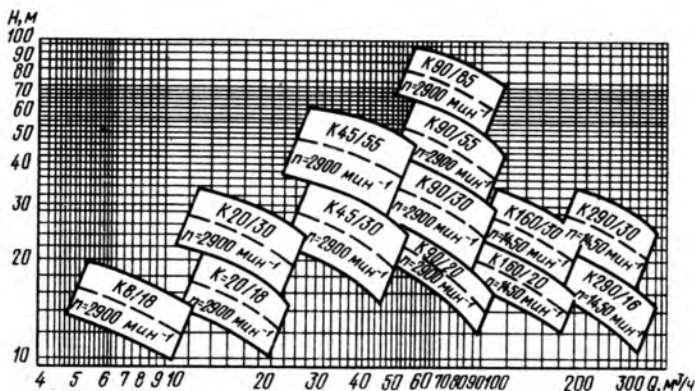


Рис. 5.14. Сводный график полей $Q-H$ центробежных консольных насосов марки К и КМ (ГОСТ 22247—76Е)

У осевых насосов (см. рис. 5.15) напорные характеристики образуют поле $Q-H$ при изменении углов поворота лопастей. Это значительно расширяет область применения насосов и позволяет обеспечивать заданные расходы и напоры для различных насосных установок.

Как видно из графика, осевые насосы марки ОП обеспечивают подачу до $35 \text{ м}^3/\text{с}$ при напорах до 26 м.

На сводных графиках консольных центробежных насосов, приведенных на рисунке 5.14, также показаны поля $Q-H$, но они образуются совсем иным путем. Это результат обточки рабочего колеса по его окружности. Диаметр колеса D_2 уменьшается до $D_{2\text{об}}$. Все остальные размеры колеса остаются без изменения.

Колесо обтачивают вместе с дисками и концами лопастей или только по выходным кромкам лопастей, не трогая дисков. После обточки его вставляют в прежний корпус насоса. При работе оно дает уменьшенные расход и напор по сравнению с нормальным рабочим колесом.

На рисунке 5.17 приведена характеристика насоса Д200-36, на которой пунктирными линиями даны $H-Q$ и $N-Q$ при стандартной заводской обточке колеса с диаметра $D_2 = 350 \text{ мм}$ до $D_{2\text{об}} = 325 \text{ мм}$ и $D_{2\text{об}} = 300 \text{ мм}$.

Между нормальными и обточенными колесами геометрического подобия нет, поэтому для пересчета расходов

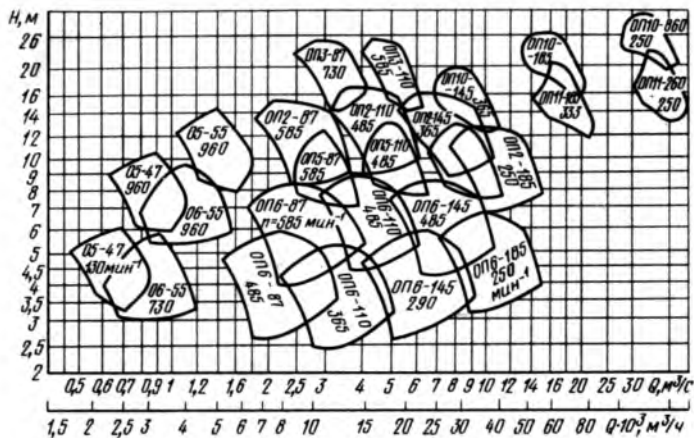


Рис. 5.15. Сводный график полей $Q - H$ осевых насосов марки О и ОП (ГОСТ 9366—80)

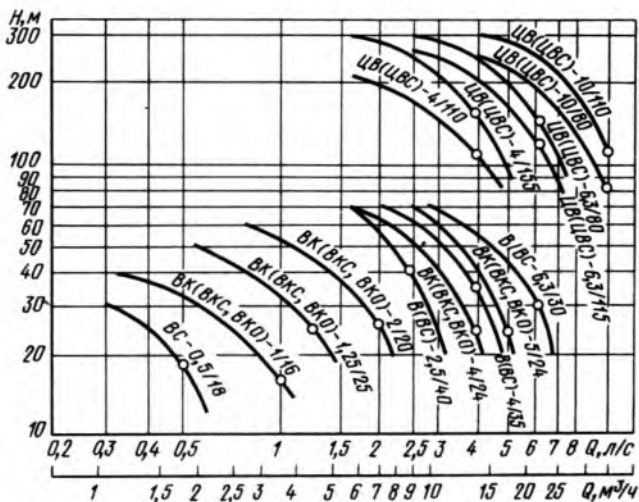


Рис. 5.16. Сводный график полей $Q - H$ вихревых и центробежно-вихревых насосов (ГОСТ 10392—80Е)

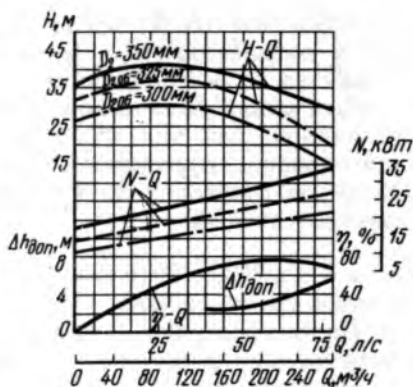
Рис. 5.17. Характеристика центробежного насоса Д200-36 ($n = 1450 \text{ мин}^{-1}$)

и напоров применяют эмпирические формулы следующего вида:

$$Q_{об}/Q = j_0^n, \quad (5.30)$$

$$H_{об}/H = j_0^m, \quad (5.31)$$

где $j_0 = D_{2об}/D_2$ — коэффициент обточки; $D_{2об}$ и D_2 — диаметры обточенного и нормального колеса.



Произвольные показатели степени n и m определяют опытным путем. Обычно их принимают при $n_s < 200$ $n = 1$, $m = 2$ и при $n_s > 200$ $n = 1,5$, $m = 3$.

Для насосов, перемещающих гидросмеси (землесосы), при небольшом числе лопастей (2...4) $n \approx 1,65$, $m = 2,5$.

Обтачивать колесо без существенного снижения КПД можно в сравнительно небольшом диапазоне. Процент обточки

$$\alpha = \frac{D_2 - D_{2об}}{D_2} \cdot 100 = (1 - j_0) 100. \quad (5.32)$$

Максимальный процент обточки $\alpha_{\max}$ принимается порядка 15...18%.

Рассмотрим две задачи, связанные с обточкой рабочего колеса.

Задача 1. Определить, до какого диаметра $D_{2об}$ надо обточить нормальное рабочее колесо D_2 , чтобы данный насос, характеристика которого известна, обеспечил бы расход $Q_{об}$ и напор $H_{об}$ для рабочей точки Б (с координатами Q_B и H_B), лежащей ниже напорной характеристики (рис. 5.18).

Выразим j_0 из формул (5.30) и (5.31) и приравняем их друг другу. Тогда

$$\left(\frac{Q_{об}}{Q}\right)^{1/n} = \left(\frac{H_{об}}{H}\right)^{1/m}, \text{ откуда } Q = \frac{Q_{об}}{H_{об}^{n/m}} H^{n/m} \quad (5.33)$$

или

$$Q = B H^{n/m}, \quad (5.34)$$

где $B = Q_{об}/H_{об}^{n/m}$ — коэффициент.

Уравнение (5.34) представляет параболу, точки которой в координатах H и Q соответствуют исходным формулам (5.30) и (5.31).

Для нашей задачи коэффициент B является заданной величиной, так как $Q_{об} = Q_B$ и $H_{об} = H_B$. На рисунке эта парабола построена и при помощи ее найдена точка E (Q_E , H_E), которая дает возможность определить коэффициент обточки

$$j_0 = (Q_B/Q_E)^{1/n} \text{ или } j_0 = (H_B/H_E)^{1/m}$$

и диаметр $D_{2об} = j_0 D_2$.

Надо проверить процент обточки, который должен быть меньше максимально допускаемого.

На рисунке 5.18 показана также характеристика КПД $\eta - Q$ при D_2 . По ней можно найти η_E , который будет такой же, как и для точки B , то есть $\eta_B = \eta_E$. Если построить характеристику $\eta - Q$ для обточенного колеса $D_{2об}$, то она сместится влево (пунктирная линия). Мощность подсчитывается по Q_B , H_B и η_B .

Задача 2. Построить поле насоса $Q - H$, соответствующее максимальной обточке рабочего колеса и рабочей зоне с наилучшими КПД, если имеется характеристика насоса и задан максимальный процент обточки $\alpha_{\max}$.

На рисунке 5.19 изображена характеристика насоса $H - Q$ при нормальном диаметре колеса D_2 .

Определим $D_{2об \max}$ из формулы (5.32).

Построим новую характеристику, подсчитывая по формулам (5.30) и (5.31) значения $H_{об}$ и $Q_{об}$ для точек a' , b' , c' , d' , e' (на первоначальной характеристике

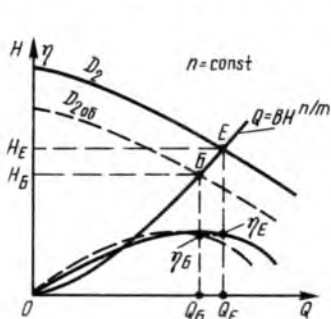


Рис. 5.18. График к расчету диаметра обточке рабочего колеса

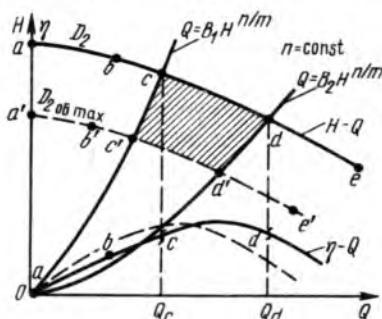


Рис. 5.19. Построение поля насоса $Q - H$ при максимальной обточке рабочего колеса

им соответствуют точки a, b, c, d, e). Примем КПД для точек a и a' , b и b' , c и c' , d и d' , e и e' одинаковыми. Новая кривая $\eta - Q$ для $D_{2\text{об max}}$ изображена на рисунке пунктиром.

Зона максимальных КПД находится между точками $c...d$ и $c'...d'$. Линии $c...c'$ и $d...d'$ представляют параболы $Q = B_1 H^{n/m}$ и $Q = B_2 H^{n/m}$ с коэффициентами $B_1 = Q_c / H_c^{n/m}$ и $B_2 = Q_d / H_d^{n/m}$.

Заштрихованная на рисунке площадь $cdd'c'$ называется полем насоса и является рекомендуемой областью применения насоса по подаче и напору. Такие площади, нанесенные на логарифмическую сетку, образуют сводные графики полей $Q - H$ центробежных насосов.

Для вихревых насосов на сводном графике (см. рис. 5.16) нанесены только линии напорных характеристик, так как рабочие колеса этих насосов не обтачивают.

Для насосной установки определяют расход и напор и далее по сводным графикам подбирают марку насоса и по напорным и энергетическим характеристикам, имеющимся в каталогах, проводят необходимые расчеты. При необходимости для центробежных насосов вычисляют диаметр обточенного колеса. Для осевых насосов находят угол установки лопастей. Иногда для данных Q и H имеется несколько насосов. В этом случае проводят их технико-экономическое сравнение. Насос должен иметь высокий КПД, большую частоту вращения и обладать хорошими эксплуатационными и кавитационными качествами.

Нахождение расчетного расхода и напора, а также выбор числа насосных агрегатов зависят от назначения насосных установок и в общем случае являются непрос- той задачей. Дело в том, что геометрическая высота подъема в течение года может меняться в больших пределах (колебания уровня воды в реке, водохранилище и т. д., откуда проводится водозабор), а потребление воды в течение года, месяца и дня, например, для полива сельскохозяйственных культур значительно отличается от расходов на водоснабжение. Все эти вопросы изучаются в курсах сельскохозяйственного водоснабжения и мелиоративных насосных станций и установок.

Для установок, применяющихся при гидромеханизации земляных работ и в строительстве, задача определения расчетного расхода и напора более простая и зависит от условий проекта производства работ.

5.8. Выбор электродвигателей для привода насосов

Вместе с насосом заводы-изготовители, как правило, поставляют и электродвигатель, часто смонтированный с ним на одной плите. При мощности до 250 кВт применяют низковольтные асинхронные электродвигатели, а при мощности более 250 кВт — синхронные электродвигатели. Номинальная мощность электродвигателя $N_{\text{ном}}$ в каталогах приводится при температуре окружающей среды 35°C. При повышении температуры мощность уменьшается и может быть определена по формуле $N'_{\text{ном}} = k_T N_{\text{ном}}$, где k_T — температурный коэффициент (табл. 5.1).

5.1. Значения коэффициента k_T

Электродвигатель	Температура, °C		
	40	45	50
Асинхронный	0,95	0,90	0,85
Синхронный	0,95	0,88	0,75

Если ставится задача подобрать к насосу электродвигатель, то мощность последнего $N_{\text{дв}}$ назначается выше, чем мощность насоса с некоторым коэффициентом запаса, то есть

$$N_{\text{дв}} = kN, \quad (5.35)$$

где N — мощность на валу насоса; k — коэффициент запаса.

Подставив в формулу (5.35) вместо N его выражение [формула (1.4) или (1.5)], получим

$$N_{\text{дв}} = k \cdot 9,81 QH / \eta. \quad (5.36)$$

Коэффициент запаса мощности (ГОСТ 12878—67) при мощности N до 20 кВт $k = 1,25$, от 21 до 50 кВт $k = 1,2$, от 51 до 300 кВт $k = 1,15$ и при мощности более 300 кВт $k = 1,1$.

При выборе электродвигателя иногда приходится рассматривать характер протекания переходных процессов электропривода при пуске электронасосного агрегата с целью проверки превышения вращающего момента электродвигателя $T_{\text{эд}}$ над вращающим моментом сопротивления насоса $T_{\text{с}}$. При установившемся процессе дви-

жения (равномерное вращение) момент сопротивления электродвигателя T_c тратится на преодоление только статических сопротивлений, и система находится в кинематическом равновесии. При изменении частоты вращения, происходящей, например при пуске двигателя, колебании напряжения, маневрировании задвижкой насоса, меняется и кинетическая энергия движущихся масс двигателя и насоса. Появляется дополнительный вращающийся момент T_d , который возможен только при неравномерном движении:

$$T_d = T_{эд} - T_c. \quad (5.37)$$

Вращающий момент T_d можно назвать также моментом инерционных масс и выразить через динамический момент инерции вращающихся частей системы двигатель — насос I , умноженный на изменение угловой скорости $d\omega/dt$ при $I = \text{const}$, то есть

$$T_d = I \frac{d\omega}{dt} = m \left(\frac{D}{2} \right)^2 \frac{\pi}{30} \frac{dn}{dt} = \frac{GD^2}{g \cdot 38,2} \frac{dn}{dt}, \quad (5.38)$$

где GD^2 — маховой момент.

При установившемся движении $dn/dt = 0$, $T_d = 0$ и по формуле (5.37) $T_{эд} = T_c$. При $dn/dt > 0$, $T_d > 0$ $T_{эд} > T_c$, то есть движение привода ускоренное, а при $dn/dt < 0$, $T_d < 0$ $T_{эд} < T_c$ — движение замедленное.

Изменения вращающего момента электродвигателя в зависимости от частоты вращения выражаются графиками (рис. 5.20) в безразмерной форме $T_{эд}/T_{эд.ном} = f(n/n_c)$, где $T_{эд.ном}$ — номинальная мощность электродвигателя, n_c — синхронная частота вращения. Для каждого двигателя эти графики можно

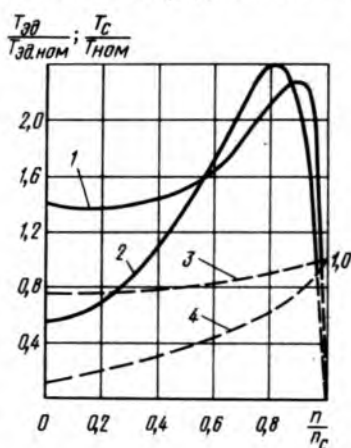


Рис. 5.20. Зависимости вращающих моментов электродвигателей с короткозамкнутым ротором 2 и глубоким пазом 1, а также моментов сопротивлений на валу насосов 3 и 4

получить с завода-изготовителя или построить по данным каталога.

Момент сопротивления T_c центробежных и осевых насосов и вентиляторов относится к так называемому вентиляторному моменту, когда с увеличением частоты вращения от 0 до номинального значения момент на валу насоса возрастает постепенно без скачков. Такого вида характеристика момента сопротивления на валу насоса в общем является благоприятной для пуска насоса в приводе от электродвигателя, однако в некоторых случаях требует проверки.

Введем безразмерные характеристики $T_c/T_{\text{ном}}$ и n/n_c , где $T_{\text{ном}}$ — номинальный момент (Н·м), соответствующий установившейся работе системы двигатель — насос,

$$T_{\text{ном}} = 9550 N_{\text{ном}} / n_{\text{ном}}, \quad (5.39)$$

а n_c — синхронная частота вращения (мин^{-1}), $N_{\text{ном}}$ — номинальная мощность (кВт), соответствующая расчетным расходу и напору, и частоте вращения $n_{\text{ном}}$. Для построения кривой момента сопротивления на валу насоса («вентиляторная характеристика») используется приближенное эмпирическое уравнение

$$\frac{T_c}{T_{\text{ном}}} = \frac{T_0}{T_{\text{ном}}} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{ном}}}\right) \left(\frac{n}{n_c}\right)^2. \quad (5.40)$$

Момент T_0 для данной установки — постоянная величина и зависит от сопротивления троганию с места (преодоление инерции из состояния покоя, заедания, сопротивления застывшего масла в подшипниках и др.)

На рисунке 5.20 приведены характеристики момента сопротивления на валу двух насосов с разными отношениями $T_0/T_{\text{ном}}$.

Обеспечить вращение вала насоса с характеристикой 3 может только электродвигатель с глубоким пазом 1, так как у него во все моменты разгона $T_{\text{эд}} > T_c$.

Для электропривода надо проверять еще время разбега электродвигателя, соединенного с насосом t_p . Оно должно быть меньше допустимого $t_{\text{доп}}$ для данного электродвигателя, исходя из условий его нагрева ($t_{\text{доп}}$ приводится в каталогах).

Время разбега t_p определяется специальными расчетами. Для агрегатов с лопастными гидравлическими маши-

нами это время обыкновенно меньше допускаемого, за исключением особых случаев, когда применяются тихоходные машины с большими маховыми моментами.

5.9. Условия пуска лопастных насосов в работу

Уже отмечалось, что центробежный насос надо пускать при закрытой задвижке на напорном патрубке (мощность при $Q = 0$ минимальна), а осевой насос — при открытой задвижке (мощность при $Q = 0$ максимальна, а при $Q_{\max}$ и $H \approx 0$ минимальна). Выбор минимальной мощности на валу насоса создает благоприятные условия для электродвигателя во время его пуска в работу.

Центробежный насос, поставленный выше уровня воды в резервуаре (в нижнем бьефе), не может сам всосать жидкость, поэтому перед пуском всасывающая труба и корпус с рабочим колесом должны быть заполнены жидкостью при закрытой задвижке на напорном патрубке.

Существует несколько способов заливки насоса.

Первый (самый простой) способ — это заливка через верхнее отверстие в корпусе насоса из специального бачка или по обводной трубке из напорного трубопровода. В этом случае необходима установка на входе во всасывающую трубу приемного клапана (обратный клапан), который не дает вылиться воде из трубы, но в то же время создает дополнительные гидравлические потери напора (а следовательно, и энергии) при нормальной работе насоса. Поэтому этот способ не рекомендуется применять на стационарных насосных установках.

Второй способ — заполнение водой корпуса насоса и всасывающей трубы при помощи создания разрежения специальным вакуум-насосом, присоединенным к верхнему отверстию корпуса насоса. В этом случае никакого клапана на входе в трубу устанавливать не надо. Часто один или два вакуум-насоса используют для заливки нескольких центробежных насосов. В этом случае их присоединяют к циркуляционному баку (котлу), от которого идет разводка труб к насосам.

В качестве вакуум-насосов обыкновенно применяют водокольцевые насосы, относящиеся к объемным гидравлическим машинам. Технические характеристики вакуум-

насосов КВН, ВВН, РМК приведены в каталогах. Вакуум-насос выбирают исходя из времени, необходимого для заливки всасывающего трубопровода и корпуса насоса.

Основной вопрос автоматизации насосных установок — вопрос пуска насосов в ход.

При третьем способе для разрежения и откачки воздуха используют струйный насос. Этот способ применяют на стационарных установках, когда имеются дополнительные небольшие насосы, питающие струйные насосы (эжекторы).

Четвертый способ — автоподсос, основанный на том, что всасывающий патрубок работающего насоса соединяют трубкой с неработающим насосом, который заполняется водой в результате разрежения, создаваемого работающим насосом. Этот способ можно применять на насосной станции с несколькими насосами, если один из них постоянно работает.

Пятый способ — использование объема воды, остающейся в специальных камерах или во всасывающем трубопроводе насоса. Характерным примером такой установки является горизонтальный осевой насос марки ПГ-35М САНИИРИ с положительной высотой всасывания (рис. 5.21). Всасывающий трубопровод имеет приподнятое колено, сделанное таким образом, что в насосе и в горизонтальном участке трубопровода перед пуском остается вода объемом $V_{\text{вод}}$. Этот объем согласован с объемом воздуха $V_{\text{воз}}$ таким образом, что при пуске в работу насоса объем $V_{\text{вод}}$, перемещаясь вправо, создает в трубе разрежение и вся труба заполняется водой.

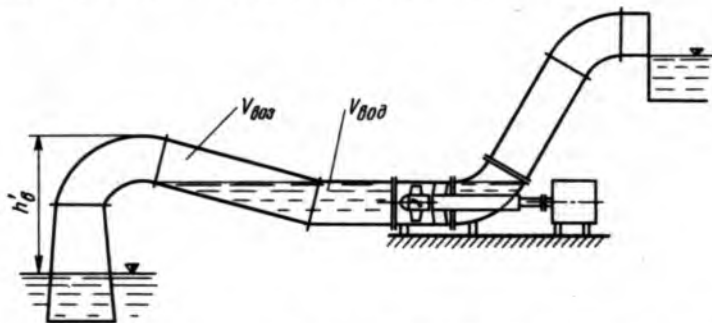


Рис. 5.21. Схема насосной установки с осевым горизонтальным насосом и приподнятым коленом всасывающей трубы

Соотношение между $V_{\text{вод}}$ и $V_{\text{воз}}$ должно быть

$$\frac{V_{\text{вод}}}{V_{\text{воз}}} = \frac{H_{\text{ат}}}{H_{\text{ат}} - h'_a}, \quad (5.41)$$

где $H_{\text{ат}}$ — атмосферное давление; h'_a — расстояние от высшей точки колена до уровня нижнего бьефа.

Для того чтобы при длительной работе насоса в высшей точке колена не скапливался воздух, выделяющийся из воды и могущий разорвать водяной столб («воздушная пробка»), здесь устанавливают маленький эжектор, отсасывающий воздух и питающийся от напорной трубы основного насоса.

Этот способ применяют теперь не только для осевых, но и для центробежных насосов.

Глава 6. ЭРЛИФТЫ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТАРАНЫ

6.1. Эрлифты (воздушные водоподъемники)

Работа эрлифта основана на использовании сжатого воздуха для подъема воды из скважин. Он имеет и другие названия: пневматический насос, насос с воздушным нагнетанием, газлифт, мамут-насос (встречается в иностранной технической литературе и происходит от названия фирмы, освоившей в конце прошлого века заводской выпуск эрлифтов).

Труба, подающая воздух в скважину от компрессора, может располагаться в центре водоподъемной трубы (центральная система) и сбоку от водоподъемной трубы (параллельная система).

Все основные элементы эрлифтной установки с центральным расположением воздушной трубы приведены на рисунке 6.1.

В скважину 11 опущена водоподъемная труба 8, в середине которой проходит воздушная трубка 9, оканчивающаяся так называемым башмаком или форсункой 10 в виде трубы с боковыми отверстиями. Форсунка подает воздух в трубу 8 пузырьками диаметром до 6 мм, в результате этого образуется водовоздушная эмульсия с плотностью ρ_2 , меньшей плотности воды ρ .

Сжатый воздух вырабатывается компрессором 6 с двигателем 7 и через воздушный котел (ресивер) 5

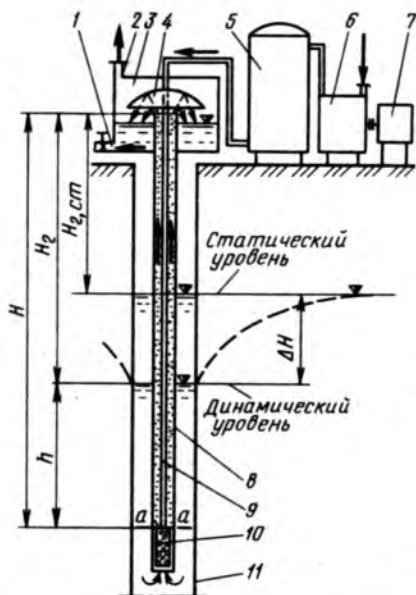


Рис. 6.1. Схема эрлифтной установки

поступает по трубке 9 к форсунке 10. Ресивер устанавливается для выравнивания давления и осаждения из воздуха воды и масла.

Водовоздушная смесь поступает в сепаратор 3, где она разделяется отражателем 4 на составные компоненты. Воздух уходит в атмосферу через отверстие 2, а вода поступает через патрубок 1 в резервуар и может насосами второго подъема подаваться в водопроводную сеть.

Чтобы водовоздушная смесь (эмульсия) перемещалась вверх по трубке 8, давление в сечении $a - a$ со стороны воды, находящейся в скважине, должно быть больше, чем гидростатическое давление со стороны эмульсии в водоподъемной трубе, на сумму гидравлических потерь напора движущейся эмульсии и скоростного напора.

Давление в сечении $a - a$ со стороны воды равно $\rho g h$, где h — заглубление форсунки под динамический уровень воды в скважине, а давление движущегося вверх эмульсионного столба

$$\rho_2 g (H + h_{тр}) = \rho_2 g (H_r + h + h_{тр}),$$

где H_r — геометрическая высота подъема воды; H — длина водоподъемной трубы; $h_{тр}$ — гидравлические потери напора (скоростной напор ввиду малости не учитываем).

Таким образом, $\rho g h = \rho_2 g (H_r + h + h_{тр})$, а условием движения эмульсии будут неравенства

$$\rho h > \rho_2 H \text{ или } H_r < \left(\frac{\rho}{\rho_2} - 1 \right) h. \quad (6.1)$$

Из этих неравенств следует, что высота подъема воды H_r зависит как от гидравлических потерь напора $h_{тр}$, так и от плотности эмульсии ρ , и глубины погружения водоподъемной трубы h .

Явление движения эмульсии представляет довольно сложную картину взаимодействия воздушных пузырьков с водой, поэтому все теоретические предположки расчета содержат различные допущения, а для определения размеров и параметров эрлифтной установки широко используют опытные данные.

Эрлифты применяют как временные установки на строительных площадках для откачки воды из котлованов, «прокачки» скважин при их вводе в эксплуатацию с целью удаления песка и глины, удаления ила из канализационных отстойников и подъема сточных вод.

К недостаткам эрлифтов, кроме низкого КПД, следует отнести необходимость большого заглубления h водоподъемной трубы, что увеличивает глубину скважины.

Эрлифты могут работать и при несколько сниженных значениях h по сравнению с рекомендованными, однако подача их и КПД будут небольшими.

Для расчета эрлифта обыкновенно бывают заданы: геометрическая высота подъема H_r и подача (расход) воды Q . Определяют диаметры труб, глубину погружения форсунки, расход воздуха, давление и мощность компрессора.

Диаметры труб выбирают в зависимости от заданного расхода воды по таблице 6.1.

6.1. Диаметры (мм) водоподъемных D , воздушных d и обсадных труб $D_{обс}$

$Q, л/с$	Параллельная система			Центральная система		
	D	d	$D_{обс}$	D	d	$D_{обс}$
1...3	50	20	100	50	12	75
3...9	75	30	150	88	25	125
9...18	100	38	200	125	38	175
18...30	125	50	250	150	50	200
30...45	150	63	300	200	63	250
45...60	175	63	350	250	63	300
60...75	200	75	400	250	88	300
75...120	250	88	450	300	100	350

Для характеристики глубины погружения форсунки примем так называемый коэффициент погружения трубы (см. рис. 6.1):

$$k = \frac{H}{H_r} = \frac{H_r + h}{H_r} = 1 + \frac{h}{H_r}. \quad (6.2)$$

Этот коэффициент выбирают в зависимости от заданной геометрической высоты подъема H_r , но, в свою очередь, он определяет КПД эрлифта $\eta_{\text{эрл}}$:

H_r , м	15	15...30	30...60	60...90	90...120
k	3,0...2,5	2,5...2,2	2,2...2,0	2,0...1,8	1,8...1,6
$\eta_{\text{эрл}}$	0,59...0,57	0,57...0,54	0,54...0,50	0,50...0,41	0,41...0,4

Выбрав значения k , определяют $H = kH_r$ и глубину погружения форсунки под динамический уровень $h = H - H_r = (k - 1)H_r$.

Удельный расход воздуха q_0 (м^3 на 1 м^3 воды) определяют по формуле, полученной для изотермического сжатия воздуха,

$$q_0 = \frac{H_r}{23\eta_{\text{эрл}} \lg[(h + 10)/10]}. \quad (6.3)$$

Общий расход ($\text{м}^3/\text{мин}$) воздуха компрессора

$$W_k = \alpha_1 \alpha_2 q_0 Q, \quad (6.4)$$

где Q — заданный расход воды, $\text{м}^3/\text{мин}$; α_1 и α_2 — коэффициенты, учитывающие соответственно температуру воздуха t и высоту над уровнем моря ∇ для того места, где устанавливается компрессор и эрлифт;

$t^\circ\text{C}$	-20	-10	0	10	15	20	30	40
α_1	1,14	1,10	1,06	1,02	1,00	0,98	0,95	0,92
∇	0	300	600	900	1500	2000	2500	
α_2	1,00	0,96	0,92	0,89	0,82	0,77	0,73	

Пусковое давление (МПа) компрессора при статическом уровне воды в скважине

$$p_n = 0,01(H + H_{r.\text{ст}} + h'_{\text{тр}}), \quad (6.5)$$

где $H_{r.\text{ст}}$ — геометрическое расстояние от уровня земли до статического уровня воды (см. рис. 6.1), м; $h'_{\text{тр}}$ — гидравлические потери напора в воздушной трубке, которые можно принять равными 2...5 м или определить по формулам гидравлики.

Рабочее давление (МПа) компрессора

$$p_k = 0,0098(H - H_r + h'_{\text{тр}}) \quad (6.6)$$

или

$$p_k = 0,0098(h + h'_{тр}), \quad (6.7)$$

где H_r — геометрический напор, $H_r = H_{r,ст} + \Delta H$; ΔH — понижение уровня в скважине.

По рабочему давлению p_k и общему расходу воздуха W_k подбирают по соответствующим каталогам компрессор и рекомендуемый к нему двигатель.

При проектировании башмака-форсунки диаметр отверстий принимают 3...6 мм, а число их назначается такое, чтобы их суммарная площадь была бы в 1,5...2 раза больше сечения воздушной трубы.

Объем воздушного котла при расходе $W_k < 30 \text{ м}^3/\text{мин}$ принимают

$$V_{\text{рес}} = (1,5...3,0)\sqrt{W_k}, \quad (6.8)$$

где W_k в $\text{м}^3/\text{мин}$.

6.2. Гидравлический таран

Гидравлическим тараном называется водоподъемная установка, преобразующая силу гидравлического удара в полезную работу (подъем воды). Основное его отличие от других водоподъемников заключается в том, что в одной установке совмещен и водоподъемник, и гидравлический двигатель, использующий некоторый естественный напор H_0 и расход Q водоисточника, из которого забирается вода. Схема гидравлического тарана показана на рисунке 6.2. Работает он следующим образом. Вода из источника 1 (напорный бак, родник, река и т. д.) под напором H_0 , двигаясь по питательной трубе 8, вытекает через ударный клапан 6 в атмосферу. Клапан 6 поднимается вверх и стремится закрыть отверстие под действием избыточного давления $\rho g H_0$ на его тарелку. В трубе 8 происходит гидравлический удар, то есть чередующееся повышение давления на величину $\Delta H = cv/g$ (где c — скорость волны гидравлического удара, v — средняя скорость воды перед ударом) с последующим понижением его на такую же величину. Указанное значение ΔH по формуле Н. Е. Жуковского справедливо для мгновенного закрытия клапана. При постепенном закрытии оно меньше. При повышении давления в трубе 8 напорный клапан 5 открывается и часть воды из питательной трубы 8 поступает сначала в воздушный

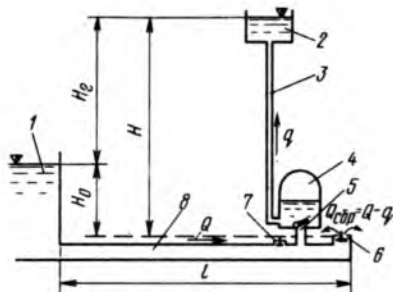


Рис. 6.2. Схема гидравлического тарана

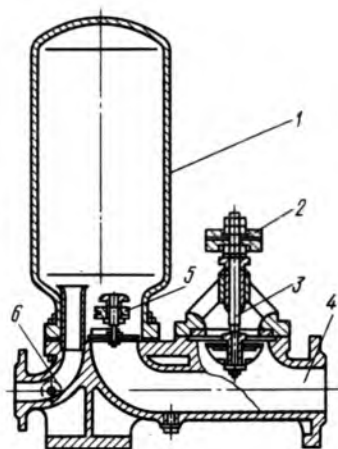


Рис. 6.3. Разрез гидравлического тарана ТГ-1:

1 — воздушный колпак; 2 — регулируемый груз ударного клапана 3; 3 — ударный клапан; 4 — фланец для присоединения подводящего трубопровода; 5 — напорный клапан; 6 — отвод к нагнетательному трубопроводу

колпак 4, а далее в напорную трубу 3 и напорный бак 2 с расходом q и напором H . При понижении давления в трубе 8 клапан 6 открывается, вода опять начинает вытекать в атмосферу и цикл работы повторяется.

Таким образом, гидравлический таран может работать автоматически без осмотра в течение длительного времени, используя мощность водной энергии источника воды. Часть воздуха в воздушном колпаке 4 растворяется в воде, и объем его постоянно убывает. Для его пополнения (это обязательное условие нормальной работы тарана) устанавливают маленький клапан 7 (или калиброванное отверстие), который открывается при понижении давления в трубе 8, пропуская небольшую порцию воздуха сначала в трубу, а потом в воздушный колпак 4 через напорный клапан 5.

Гидравлический таран не получил широкого распространения, как, например, центробежный насос с электродвигателем, так как он не является универсальной машиной и требует специфических условий применения. Основное условие — наличие водоисточника с напором H_0 , который должен быть не менее 0,8 м. Если такой водоисточник есть, то применять гидравлический таран очень выгодно. Некоторые фирмы и заводы изготавливают их небольшими партиями для целей водоснабжения.

Разрез гидравлического тарана ТГ-1 показан на рисунке 6.3, тарана ТГ-2 — на рисунке 6.4. Обе конструкции были разработаны Д. И. Трёмбовельским. У тарана ТГ-1 ударный клапан располагается до напорного колпака (по ходу воды в питательной трубе), а у ТГ-2 — после него.

Кроме этих конструкций, были разработаны и применяются в производстве гидравлические тараны УИЖ-К100 (Украинский институт животноводства, конструктор — А. Д. Кобылянский) и ЕрПИ — трех модификаций (Ереванский политехнический институт). Гидравлический таран УИЖ-К100 (рис. 6.5) отличается от таранов ТГ тем, что в нем вместо тарельчатых клапанов использованы пластинчатые клапаны с резиновыми прокладками, служащими шарнирами.

Воздух в воздушном колпаке отделен от воды специальной диафрагмой, что исключает его растворение в воде.

Рассмотрим рабочий цикл гидравлического тарана, который состоит из двух тактов: такта разгона воды в питательной трубе до определенной скорости v перед

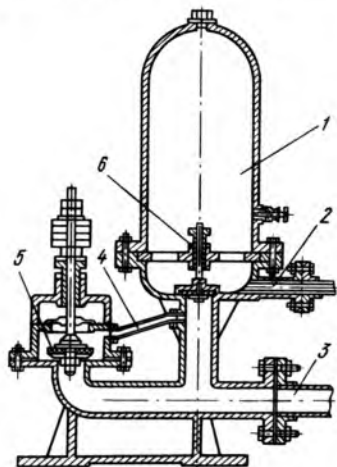


Рис. 6.4. Разрез гидравлического тарана ТГ-2:

1 — воздушный колпак; 2 — напорный трубопровод; 3 — подводящий трубопровод; 4 — калиброванная трубочка для выпуска воздуха; 5 и 6 — ударный и напорный клапаны

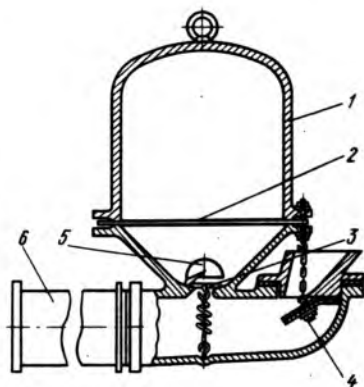


Рис. 6.5. Разрез гидравлического тарана УИЖ-К100:

1 — воздушный колпак; 2 — диафрагма; 3 — напорный клапан; 4 — ударный клапан; 5 — отверстие для выпуска воды в напорный трубопровод; 6 — подводящий трубопровод

закрытием ударного клапана, его продолжительность обозначим t_1 ; такта подачи продолжительностью t_2 .

Время одного цикла

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2, \quad (6.9)$$

а число циклов в одну минуту (число ударов клапана)

$$n = 60/T_{\text{ц}}. \quad (6.10)$$

Если обозначить объем воды, поступающей в воздушный колпак $W_{\text{п}}$, сбрасываемой воды $W_{\text{сбр}}$, то общий объем воды за один цикл (объем воды, забираемой из водоисточника за один цикл)

$$W = W_{\text{сбр}} + W_{\text{п}}. \quad (6.11)$$

Общий расход в питательной трубе

$$Q = Wn. \quad (6.12)$$

Полезная подача

$$q = W_{\text{п}}n. \quad (6.13)$$

Сбросной расход (см³/мин)

$$Q_{\text{сбр}} = Q - q = W_{\text{сбр}}n. \quad (6.14)$$

Коэффициент полезного действия η будем подсчитывать по формуле такого вида (существуют и другие формулы, дающие его завышенное значение):

$$\eta = q(H - H_0)/(QH_0), \quad (6.15)$$

где H_0 — напор в водоисточнике (см. рис. 6.2); H — полный напор гидравлического тарана. Полный напор надо рассматривать в расчетах как сумму геометрической высоты и гидравлических потерь в напорной трубе.

Разница уровней воды в напорном баке и водоисточнике определяет геодезическую высоту подачи $H_r = H - H_0$. Коэффициент полезного действия может достигать величины 0,6...0,7.

Для расчета такта разгона определим вначале максимальное время T_{max} разгона воды в питательной трубе с напором H_0 , длиной l и площадью сечения $S = \pi d^2/4$, если очень быстро открыть ударный клапан и ждать, когда наступит установившееся движение. В этом случае в трубе будет отрицательный гидравлический удар. Давление $\rho g H_0$ слоя воды у клапана при внезапном открытии сопоставится с атмосферным и начнется исте-

чение. Волна гидравлического удара будет распространяться вдоль трубы от клапана к водосточнику (баку) и обратно со скоростью (м/с), которую можно подсчитать по формуле Н. Е. Жуковского для воды:

$$c = 1425 / \sqrt{1 + \frac{dE_n}{\delta E}}, \quad (6.16)$$

где d — диаметр питательной трубы; δ — толщина стенки; E_n и E — модуль Юнга соответственно воды и материала стенок трубы. Для стали и воды можно принять отношение $E_n/E = 0,01$.

Решая числовую задачу разгона воды в трубе графическим методом Шнидера—Бержерона и строя графики в безразмерных координатах $\bar{h} = H/H_0$ и $\bar{u} = v/v_0$, где H_0 и v_0 — напор и скорость при установившемся движении, а H и v — переменные во времени напор и скорость около ударного клапана, можно получить общую формулу для максимального времени разгона:

$$T_{\max} = 2lv_0/(gH_0). \quad (6.17)$$

Эта формула получена для жидкого деформируемого тела, каким является вода.

Если предположить, что тело массой $m = \rho lS$ (объем питательной трубы) абсолютно твердое, то есть в любой момент времени скорости во всех точках этого тела одинаковы, и разгоняется из состояния покоя ($v = 0$) до скорости v_0 , то, применяя теорему об изменении количества движения: $mv_0 = Ft$, где $F = \rho g H_0 S$, можно получить: $t = lv_0/(gH_0)$.

При сравнении этого выражения с формулой (6.18) видим, что время разгона деформируемого тела в 2 раза больше, чем абсолютно твердого.

Кроме общего времени разгона $T_{\max}$, при решении задачи графическим методом Шнидера—Бержерона (фактически это решение волновых дифференциальных уравнений в конечных разностях при заданных пограничных условиях) можно получить графики $\bar{h} = f_1(\beta_t)$ и $\bar{u} = f_2(\beta_t)$, если принять за безразмерное время величину $\beta_t = t/T_{\max}$ [t — текущее время, $T_{\max}$ — по формуле (6.18)].

Эти графики (рис. 6.6) можно использовать для расчета рабочего цикла гидравлического тарана. Из них видно, что, начиная с $\beta_t = t/T_{\max} = 0,55$, скорость u и напор h увеличиваются менее интенсивно (кривые выполаживаются), чем при $\beta_t < 0,55$. Поэтому имеет смысл закрывать ударный клапан (достигается это подбором

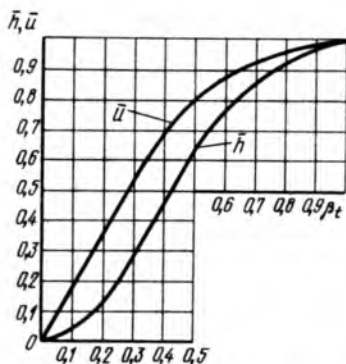


Рис. 6.6. Графики для расчета рабочего цикла гидравлического тарана

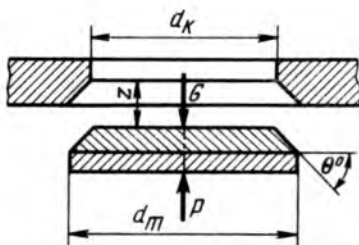


Рис. 6.7. Схема тарельчатого ударного клапана

его веса) не при $\beta_t = 1$, а раньше, чтобы уменьшить время разгона t_1 и время цикла T с целью получения большего числа ударов клапана, а следовательно, и подачи q .

Коэффициент β_t целесообразно назначать в пределах 0,4...0,7. Принятое значение β_t обозначим β_{t1} . Тогда длительность такта разгона

$$t_1 = \beta_{t1} T_{\max}, \quad (6.18)$$

а соответствующие β_{t1} безразмерные величины $\bar{h}_1$ и $\bar{u}_1$, найденные по графику на рисунке 6.6, используют для расчета ударного клапана и подачи за один цикл.

Определим среднюю скорость v_0 установившегося движения при полностью открытом ударном клапане, которая должна быть в пределах 1,5...3,0 м/с. Меньшие значения скорости соответствуют напору $H_0 \simeq 1...2$ м, а большие — $H_0 \simeq 7$ м. Для этого надо задаться размерами питательной трубы. Длину стальной трубы принимаем $l = (6...12) H_0$, но не менее $l = 10...14$ м. Ориентировочно диаметр трубы назначаем исходя из расхода водоисточника, которым располагаем, или общего расхода воды, который должен забирать таран.

Схема тарельчатого ударного клапана с указанием его основных размеров приведена на рисунке 6.7. Диаметр d_k проходного сечения принимают примерно равным диаметру питательной трубы d , а иногда в 1,5...2 раза больше, чтобы уменьшить ход тарелки (открытие) z и быстро закрывать клапан. Площадь щели клапана, пер-

пендикулярную направлению потока в ней, определяют по формуле (размеры на рис. 6.7):

$$f_{\text{кл}} = \pi(d_k + d_r)z \sin \theta / 2. \quad (6.19)$$

Обозначим максимальную площадь щели f_0 и максимальное открытие z_0 . Тогда безразмерные характеристики клапана будут равны: $\varepsilon = f_{\text{кл}}/f_0 = z/z_0$ и $\alpha = f_0/S$ (где S — площадь сечения трубы), и теперь можно определить скорость v_0 установившегося режима, соответствующую времени T_{max} ,

$$v_0 = Q/S = \varphi \sqrt{2gH_0}, \quad (6.20)$$

$$\varphi = 1/\sqrt{\Sigma \zeta + \lambda l/d + 1}. \quad (6.21)$$

Например, для установки, изображенной на рисунке 6.2, коэффициент скорости

$$\varphi = 1/\sqrt{\zeta_{\text{вх}} + \lambda l/d + \zeta_{\text{кл}}/(\varepsilon^2 \alpha^2) + 1/(\varepsilon^2 \alpha^2)}. \quad (6.22)$$

Здесь коэффициенты сопротивлений можно принимать: для входа в трубу $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$, для тарельчатого клапана $\zeta_{\text{кл}} = 2,0$, для потерь напора по длине $\lambda \approx 0,03$. Для полностью открытого клапана $\varepsilon = 1,0$.

На рисунке 6.7 показаны силы, действующие на тарелку клапана: G — вес клапана (тарелка, шток, груз), $P = \rho g H f_{\text{кл}}$ — сила гидростатического давления. Напор под тарелкой $H = \bar{h} H_0$ ($\bar{h}$ с графика на рисунке 6.6). Условие для выбора веса клапана выражается равенством

$$G = \bar{h} \rho g H_0 \pi d_k^2 / 4. \quad (6.23)$$

Рассмотрим теперь такт подачи от поднятия ударного клапана до его полного открытия, когда с такта разгона начинается новый цикл. В течение такта подачи вначале закрывается ударный клапан за время $t_{\text{зак}}$, затем открывается нагнетательный клапан на время $t_{\text{н}}$, а потом вновь открывается ударный клапан на время $t_{\text{от}}$. Кроме того, на какое-то малое время Δt могут быть открыты оба клапана. Время такта подачи

$$t_2 = t_{\text{зак}} + (t_{\text{н}} - \Delta t) + t_{\text{от}}. \quad (6.24)$$

Ориентировочно можно принять $t_{\text{зак}} \approx (0,10 \dots 0,12) t_1$, $t_{\text{от}} \approx 2l/c$. Длительность такта подачи t_2 в предварительных расчетах можно определять по формуле

$$t_2 = A t_1 H_0 / H. \quad (6.25)$$

Коэффициент $A = 1,55$ при $\bar{h} = H/H_0 = 1,5...7,0$ и $A = 2,0$ при $\bar{h} = 7...11$.

Скорость в трубе перед клапаном $v = \bar{u}v_0$ от начала такта разгона увеличивается и в такте подачи уменьшается до 0. Если принять для упрощения, что графическая зависимость увеличения и уменьшения соответствует прямой линии, то объемы воды, сбрасываемой $W_{сбр}$ и подаваемой в воздушный колпак W_n , можно рассчитать по следующим приближенным формулам:

$$W_{сбр} = B \frac{\bar{u}_1}{2} v_0 (t_1 + t_{зак}) S, \quad (6.26)$$

$$W_n = E \frac{\bar{u}_1}{2} v_0 (t_2 - t_{зак}) S, \quad (6.27)$$

где $B = 1,05$ при $\bar{h} = 3...11$; $E = 0,8$ при $\bar{h} = 3...7$ и $E < 0,8$ при $\bar{h} = 7...10$ (при $\bar{h} = 10$, $E = 0,5$); S — площадь сечения питательной трубы; $\bar{u}$ — берется по графику (рис. 6.6) при выбранном β_t .

Полезную подачу, сбросной и общий расходы тарана определяют по формулам (6.13), (6.14), (6.12).

Объем воздушного колпака принимают численно равным полезной подаче q за одну минуту. Он проверяется на давление $\Delta p = \rho c v_0$ (максимальное давление при гидравлическом ударе).

Раздел третий. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ, ГИДРОДВИГАТЕЛИ И ГИДРОПЕРЕДАЧИ

Глава 7. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОДВИГАТЕЛИ

7.1. Параметры, оценивающие работу объемных насосов и гидродвигателей

Объемные насосы и гидродвигатели в отличие от динамических насосов и гидравлических турбин характеризуются неравномерностью подачи (расхода) во времени. В связи с этим в них может возникать гидравлический удар. Во многих объемных насосах (шестеренные, пластинчатые и др.) неравномерность подачи незначительна, поэтому ее можно не учитывать. Однако в таких насосах, как поршневые однократного действия (см. рис. В.5), неравномерность подачи требует устройства воздушных колпаков на нагнетательном и всасывающем трубопроводах. Воздушные колпаки выравнивают подачу во времени, что позволяет подачу и напор (давление) объемных насосов рассчитывать по формулам для динамических насосов (см. § 1.1).

Кроме того, к особенностям объемных гидравлических машин относится и независимость подачи от напора (давления). Напор ограничивается только прочностным сопротивлением деталей. Поэтому объемные насосы не могут работать с закрытой задвижкой на нагнетательном трубопроводе и оборудуются всегда предохранительными клапанами.

На рисунке 7.1 изображены напорные теоретическая и действительная характеристики объемного насоса при $n = \text{const}$. Некоторое уменьшение действительной подачи Q по сравнению с теоретической Q при возрастании давления объясняется увеличе-

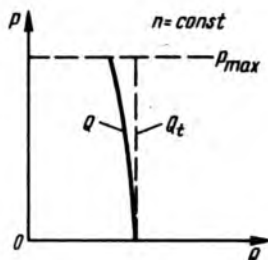


Рис. 7.1. Теоретическая и действительная характеристики объемного насоса

нием объемных потерь, оцениваемых объемным КПД — $\eta_{об}$.

Действительная и теоретическая подача связаны между собой зависимостями:

для насоса

$$Q = \eta_{об} Q_t, \quad (7.1)$$

для гидродвигателя

$$Q = Q_t / \eta_{об}. \quad (7.2)$$

Теоретическая подача объемного насоса Q_t может быть вычислена как произведение рабочего объема q , описываемого рабочими органами вытеснения за один оборот вала, и частоты вращения n , то есть

$$Q_t = qn. \quad (7.3)$$

Рабочий объем q является одной из основных характеристик объемного насоса, а также и гидродвигателя.

Объемные насосы, кроме пластинчатых, — обратимые машины, то есть могут работать как и гидродвигатели, если к ним подвести жидкость под давлением p с подачи Q . В пластинчатом насосе в нерабочем состоянии пластинки, не поджатые к корпусу насоса, пропускают жидкость при невращающемся роторе.

Мощность на валу гидродвигателя подсчитывается по формуле

$$N = pQ\eta, \quad (7.4)$$

которая отличается от формулы (1.4) для насоса тем, что значение η ставится не в знаменателе, а в числителе.

Для количественной оценки изменения подачи объемных насосов во времени применяют коэффициент неравномерности подачи $a_n > 0$ (при равномерной подаче $a_n = 0$), представляющий отношение разности максимального и минимального расходов к среднему расходу.

В роторно-поршневых насосах для выравнивания подачи предусмотрено несколько цилиндров.

Ниже приведены коэффициенты неравномерности при числе цилиндров:

четном

z	2	4	6	8	10
a_n	1,57	0,45	0,20	0,08	0,05

нечетном

z	1	3	5	7	9	11
a_n	3,14	0,14	0,07	0,04	0,02	0,01

Из этих данных видно, что при увеличении числа цилиндров равномерность подачи улучшается (a_n стремится к 0), причем более эффективно у насосов с нечетным числом цилиндров.

7.2. Шестеренные насосы и гидродвигатели

Шестеренные насосы широко применяют без регулирования в гидropередачах с дроссельным управлением для подачи смазки и в ряде других случаев.

Основными преимуществами шестеренных насосов являются надежность в работе, простота конструкции, высокий КПД, компактность и малый вес.

К недостаткам этих насосов относятся меньшая равномерность подачи по сравнению с другими насосами (например, пластинчатыми) и заклинивание жидкости в полости между зубьями шестерен, что увеличивает нагрузку на оси и несколько снижает надежность в работе.

Шестеренные насосы изготавливают с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Наибольшее распространение получили насосы с одной парой шестерен внешнего зацепления (см. рис. В.7).

Двухшестеренные насосы (обычно с одинаковыми шестернями) состоят из пары шестерен, находящихся в зацеплении и заключенных в общий кожух, который плотно охватывает их. Одна из шестерен является ведущей, другая — ведомой и свободно вращается на оси.

При вращении шестерен жидкость, захваченная зубьями, заполняет полости между ними и корпусом и переносится из области всасывания с меньшим давлением в область нагнетания с большим давлением.

При работе насоса не вся жидкость из области всасывания переносится в область нагнетания. Часть жидкости оказывается запертой между двумя парами зубьев, находящихся в зацеплении (рис. 7.2). При этом пока зубья находятся в зацеплении объем жидкости, зажатой между ними, меняется, что резко увеличивает давление и может привести к поломке насоса.

Во избежание поломок насоса в конструкции предусмотрены специальные разгрузочные канавки b (рис. В.7), отводящие жидкость из запертого объема.

Для определения подачи шестеренного насоса, у которого шестерни имеют равное число зубьев, примем, что за один оборот он подает количество жидкости, рав-

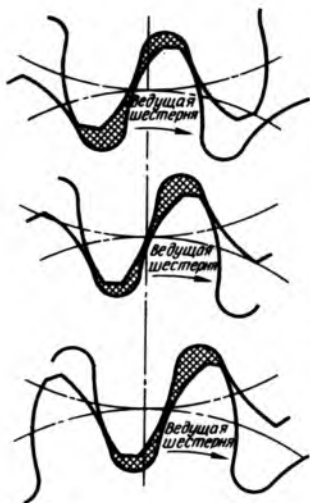


Рис. 7.2. Схема защемления рабочей жидкости

ное сумме объемов впадин обеих шестерен (объем между головкой зуба и впадиной не учитываем, так как он не изменяется при вращении шестерен).

Так как зубья шестерен современных насосов гидропередач имеют эвольвентный профиль с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$, примем объем впадин равным объему зубьев. Подача насоса за один оборот (рабочий объем) может быть приблизительно определена по формуле

$$q = \pi d^2 m b.$$

Минутная подача, учитывая, что $d = mz$,

$$Q = qn = 2\pi m^2 z b n.$$

В этих формулах m — модуль зацепления; z — число зубьев шестерен; b — длина зуба шестерен; n — частота вращения ведущей шестерни, мин^{-1} ; d — диаметр начальной окружности шестерен.

В действительности объем впадин несколько больше объема зубьев, поэтому принимают

$$Q = 6,5 m^2 z b n.$$

Как видно из этой формулы, подача насоса пропорциональна квадрату модуля и числу зубьев.

Чтобы создать компактную конструкцию насоса, обычно выбирают шестерни с большим модулем и малым числом зубьев.

Однако при числе зубьев меньше 17 возможна подрезка ножки зуба. Поэтому в шестеренных насосах применяют зубчатые колеса со смещением. Число зубьев шестерен со смещением обычно принимают $z = 6 \dots 16$. Более точно теоретическую подачу ($\text{см}^3 / \text{мин}$) шестеренного насоса можно определить по формуле

$$Q = \pi b \left[d_1(h_1 + h_2) + h_1^2 \pm \frac{d_1}{d_2} h_2^2 - \left(1 \pm \frac{d_1}{d_2}\right) \frac{l_1^2}{12} \right] n,$$

где d_1 и d_2 — диаметры начальных окружностей шестерен, см; h_1 и h_2 — высота головок зубьев, см; l_3 — длина линии зацепления, соответствующая одному шагу, см; b — длина зуба, см; n — частота вращения ведущей шестерни, мин⁻¹.

Верхний знак перед дробью d_1/d_2 используется для шестерен с внешним зацеплением, нижний — для шестерен с внутренним зацеплением.

Действительная подача насоса всегда меньше теоретической из-за наличия объемных потерь, обусловленных различными утечками, а также потерями во всасывающем тракте насоса.

Утечки жидкости в шестеренных насосах происходят через радиальный зазор между головками зубьев и корпусом насоса, торцевой зазор и по линии контакта зубьев. Их объем зависит от вязкости жидкости и изменения зазоров вследствие износа и деформации деталей в процессе работы.

Общий объем утечек в новых насосах составляет 5...10% теоретической подачи насоса, а в насосах, проработавших несколько сот часов в условиях переменных нагрузок, — 20...30% подачи.

Около 70...80% всех утечек происходит через торцевой зазор, утечки по линии контакта зубьев весьма незначительны, и ими можно пренебречь.

Для компенсации износа и уменьшения утечек через торцевой зазор в большинстве конструкций современных насосов установлены специальные диски или втулки, имеющие возможность перемещаться в направлении оси шестерни под действием давления перекачиваемой жидкости.

На рисунке 7.3 представлена конструкция широко распространенного в мелиоративных и строительных машинах шестеренного насоса марки НШ. Этот насос имеет ведущую 2 и ведомую 7 шестерни (выполненные заодно с цапфами), помещенные в алюминиевый корпус. Цапфы вращаются в бронзовых подвижных втулках, которые одновременно служат уплотнителями торцевых поверхностей шестерен.

В процессе работы насоса рабочая жидкость поступает в полость С и поджимает втулки к торцам шестерен, ликвидируя зазор между ними. Со стороны зубьев также давит масло, но на несколько меньшую площадь, уменьшая прижимающие усилия и сохраняя смазывающую пленку между торцами втулок и шестерен. Рабочая

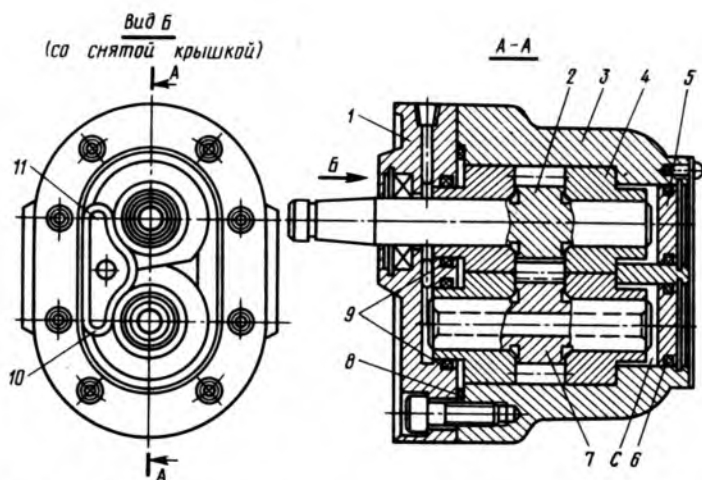


Рис. 7.3. Схема шестеренного насоса типа НШ с автоматической компенсацией торцевых зазоров:

1 — крышка; 2 и 7 — ведущая и ведомая шестерни; 3 — корпус; 4 — втулка; 5 — заглушка; 6, 8, 9, 10 — уплотнительные резиновые кольца; 11 — профильные направляющие для резинового кольца

жидкость, проникающая через зазоры внутри насоса и через подшипники, отводится в полость всасывания.

В мелиоративных и строительных машинах применяют следующие марки шестеренных насосов (табл. 7.1).

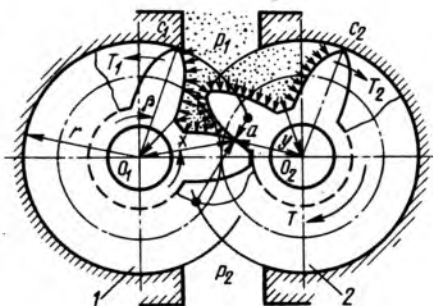
7.1. Техническая характеристика шестеренных насосов

Показатели	НШ-10Е	НШ-32	НШ-46	НШ-32-2	НШ-50-2	НШ-67	НШ-100-2
Рабочий объем, см ³	10,0	31,7	45,7	31,5	48,8	69,0	98,8
Давление, МПа:							
номинальное		10,0				14,0	
максимальное		14,0				16,0	
Частота вращения, мин ⁻¹ :							
номинальная		1 500		1 920		1 500	1 500
минимальная		1 200		960		1 200	960
максимальная		1 920		2 400		1 920	2 000
Номинальная потребляемая мощность, кВт	2,65	8,7	12,5	15,5	23,9	26,5	37,5

Шестеренные насосы широко используются в качестве гидродвигателей при подаче рабочей жидкости под давлением в полость нагнетания насоса.

Рис. 7.4. Схема рабочей камеры шестеренного гидродвигателя:

1 и 2 — ведомая и ведущая шестерни



На рис. 7.4 приведена схема рабочей камеры шестеренного гидродвигателя. Давление жидкости p_1 , подводимой в рабочую камеру, действует на поверхности зубьев шестерен, образующих эту камеру, до точки a зацепления и развивает вращающие моменты T_1 и T_2 на ведущей и ведомой шестернях. При этом вращающий момент T_1 на ведомой шестерне передается зубчатым зацеплением на ведущий вал.

Суммарный вращающий момент шестеренного гидродвигателя

$$T = T_1 + T_2.$$

Для определения моментов T_1 и T_2 рассмотрим моменты равнодействующих сил давления на поверхности зубьев. Введем обозначения $r = O_1C_1$; $x = O_1a$ и $y = O_2a$. Тогда моменты сил давления на зубья шестерен на радиусе r взаимно уравниваются и вращающий момент на ведомой шестерне

$$T_1 = (r - x_1)b\Delta p \frac{r+x}{2} = \frac{b\Delta p}{2}(r-x^2),$$

а на ведущей шестерне

$$T_2 = \frac{b\Delta p}{2}(r^2 - y^2),$$

где b — длина зуба шестерни.

В этих формулах $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления в полости нагнетания и всасывания.

Суммарный момент гидродвигателя

$$T = T_1 + T_2 = \frac{b\Delta p}{2}(2r^2 - x^2 - y^2).$$

В процессе работы параметры x и y не остаются постоянными, вследствие чего наблюдается пульсация момента, развиваемого гидродвигателем.

Для снижения пульсации момента в шестеренных гидравлических машинах применяют косозубые и шевронные шестерни

7.3. Пластинчатые насосы

Пластинчатые насосы относятся к роторно-поступательным насосам с рабочими органами в виде шиберов-пластин и могут быть однократного, двукратного и многократного действия.

Пластинчатый насос однократного действия (рис. 7.5, *а*) состоит из корпуса 2, внутри которого может вращаться эксцентрично расположенный ротор 1 с пазами для пластин 3. Последние при вращении ротора могут совершать относительно его возвратно-поступательное движение.

В целях предотвращения заклинивания пластин и уменьшения износа пазы в роторе могут быть прорезаны под небольшим углом α к радиусу (обычно $\beta < 15^\circ$). Пластины прижимаются к внутренней цилиндрической поверхности статора под действием центробежной силы или специальных устройств.

При вращении ротора 2 по часовой стрелке объем между пластинами, находящимися в левой части насоса, и статором увеличивается. Вследствие этого в рабочих камерах создается разрежение и в них через всасывающий трубопровод *В* поступает жидкость. При дальнейшем вращении ротора объемы камер начинают уменьшаться и жидкость вытесняется в напорный трубопровод *Н*.

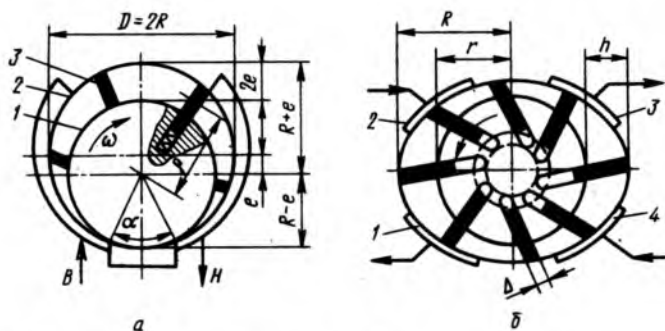


Рис. 7.5. Схемы пластинчатых насосов:
а и *б* — однократного и двукратного действия

Ротор и пластины уплотняются с торцов плавающим диском, прижимаемым к ротору.

Для отделения всасывающей полости от нагнетательной в статоре предусмотрены перемычки, размеры которых должны быть больше расстояния между краями двух пластин.

Меняя величину и знак эксцентриситета e , можно менять подачу насоса, а также места всасывающей и нагнетательной сторон.

В пластинчатом насосе двукратного действия (рис. 7.5, б) ротор с пластинами вращается внутри статора, профиль расточки которого очерчен сложной кривой.

При вращении ротора жидкость поступает внутрь насоса через входные окна 2 и 4 и выходит из него через окна 1 и 3, соединенные соответственно со всасывающей и напорной линиями.

Таким образом, за один оборот ротора по 2 раза происходят процессы всасывания и нагнетания.

Рабочий объем насоса однократного действия (с учетом толщины пластин)

$$q = 2be(\pi D - z\Delta).$$

Теоретическая подача

$$Q_{\tau} = qn,$$

$$Q_{\tau} = 2ben(\pi D - z\Delta).$$

Рабочий объем насоса двукратного действия (с учетом толщины пластин и их наклона к радиусу)

$$q = 2b \left[\pi(R^2 - r^2) - \frac{(R-r)z\Delta}{\cos \beta} \right].$$

Теоретическая подача

$$Q_{\tau} = 2bn \left[\pi(R^2 - r^2) - \frac{(R-r)z\Delta}{\cos \beta} \right].$$

В этих формулах D — диаметр расточки статора насоса однократного действия; R — наибольший радиус расточки насоса двукратного действия; r — радиус ротора; e — эксцентриситет; b и Δ — ширина и толщина пластины; z — число пластин; n — частота вращения ротора; β — угол наклона лопатки к радиусу.

Пластинчатые насосы однократного действия выпускают на давление до 7 МПа, а двукратного на давление до 16 МПа.

Насосы с пластинами, установленными под углом к радиусу, не допускают изменения направления вращения.

Частота вращения ротора колеблется от 500 мин^{-1} для насосов большой мощности и до $1\,500 \dots 3\,000 \text{ мин}^{-1}$ для насосов средней и малой мощности.

7.4. Роторно-поршневые гидравлические машины (насосы и гидродвигатели)

Роторные аксиально-поршневые гидравлические машины. Их широко применяют в гидропередачах мелиоративных и строительных машин. Благодаря высокому объемному КПД ($0,97 \dots 0,98$) эти гидравлические машины могут работать при больших частотах вращения и давлении до $30 \dots 40 \text{ МПа}$.

Обладая высокой энергоемкостью на единицу веса, они имеют малую инерционность.

Аксиально-поршневые гидравлические машины обычно имеют $7 \dots 9$ цилиндров диаметром каждый $10 \dots 50 \text{ мм}$. Рабочий объем машин составляет $5 \dots 1\,000 \text{ см}^3$.

В мелиоративных и строительных машинах применяют аксиально-поршневые гидравлические машины с вращающимся блоком цилиндров либо с наклонным диском (шайба), либо с наклонным блоком, с силовым и несиловым карданным приводом.

Наиболее простым

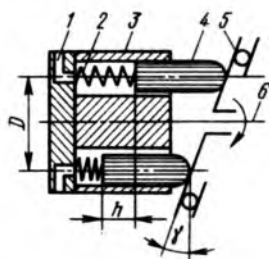


Рис. 7.6. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском:

1 — распределительное устройство; 2 — пружина; 3 — цилиндрический блок; 4 — поршень; 5 — диск; 6 — ведущий вал

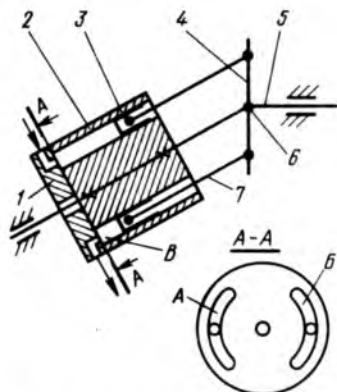


Рис. 7.7. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров:

1 — распределительное устройство; 2 — блок цилиндров; 3 — поршень; 4 — приводной наклонный фланец; 5 — ведущий вал; 6 — карданный шарнир; 7 — шатун

является аксиально-поршневой насос с наклонным диском (рис. 7.6). При вращении ведущего вала 6 приводится во вращение блок аксиально расположенных цилиндров 3, в которых могут перемещаться поршни 4, прижимаемые пружинами (в режиме насоса) или давлением жидкости (подаваемой специальным насосом) к поверхности наклонного диска 5 (при работе в режиме гидродвигателя).

Наклонный диск не вращается и установлен под углом γ к оси вала 6. Торцевая часть вращающегося блока цилиндров прижимается к неподвижному распределительному устройству 1.

В аксиально-поршневых гидромашинах наибольшее распространение получили торцевые плоские или сферические распределители.

Торцевой распределитель имеет два серповидных окна А и Б (рис. 7.7), соединенных со всасывающей или нагнетательной линией. При вращении блока цилиндров поршни, совершая возвратно-поступательное движение, обеспечивают при этом всасывание и нагнетание рабочей жидкости.

Одновременно рабочие камеры сообщаются с серповидными окнами через отверстия В. Когда отверстия находятся в промежутке между окнами, рабочие камеры замыкаются.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным диском

$$q = \frac{\pi d_n^2}{4} h z = \frac{\pi d_n^2}{4} z D \operatorname{tg} \gamma,$$

подача

$$Q = qn = \frac{\pi d_n^2}{4} z D \operatorname{tg} \gamma n,$$

где d_n — диаметр поршня; $h = D \operatorname{tg} \gamma$ — максимальный ход поршня; z — число поршней; D — диаметр окружности, на которой расположены оси цилиндров; γ — угол наклона диска; n — частота вращения блока цилиндров.

Схема аксиально-поршневого насоса с блоком цилиндров, наклонным к оси вращения ведущего вала на угол γ , показана на рисунке 7.7.

Ведущий вал через валик с двойным несиловым карданным шарниром передает вращение блоку цилиндров, преодолевая моменты трения и инерции. Основное усилие от сил давления жидкости на поршни переходит на блок

цилиндров от фланца, установленного на ведущем валу, через шатуны, шарнирно закрепленные на фланце и поршнях.

При вращении вала насоса поршни совершают сложное движение, вращаясь вместе с блоком цилиндров и поступательно двигаясь в цилиндрах, при этом происходят процессы всасывания и нагнетания рабочей жидкости.

Конструкция распределителя аналогична конструкции насоса с наклонным диском.

Для аксиально-поршневых машин кинематическая основа — кривошипно-шатунный механизм, поэтому основные кинематические и силовые зависимости одинаковы для всех видов аксиально-поршневых машин.

Рассмотрим работу аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком (рис. 7.8).

Предположим, что в начальный момент нижний поршень находится в левой мертвой точке.

При повороте ведущего вала на угол φ точка крепления шатуна переместится из положения A в положение B , при этом поршень в цилиндре переместится на величину x . Проекцией точки B на диаметр ведущего диска будет точка C . При этом

$$AO = AC + CO;$$

$$AC = AO - CO;$$

$$AC = R - R \cos \varphi;$$

$$AC = R(1 - \cos \varphi).$$

Ход поршня при повороте блока цилиндров на угол φ :

$$x = AC \sin \gamma$$

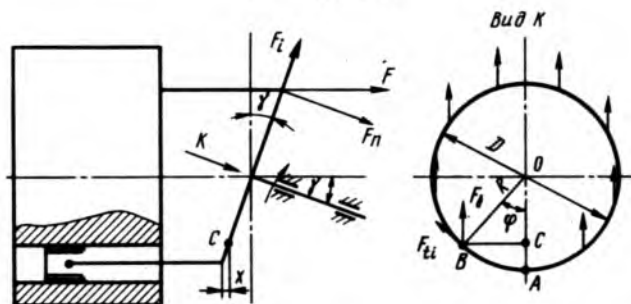


Рис. 7.8. Схема к расчету подачи аксиально-поршневого насоса

или

$$x = R(1 - \cos\varphi)\sin\gamma.$$

Полный ход поршня при повороте на угол $\varphi = 180^\circ$

$$h = D\sin\gamma.$$

Рабочий объем насоса при числе цилиндров z

$$q = Dz\sin\gamma,$$

подача

$$Q = qn = \frac{\pi d_n^2}{4} Dz\sin\gamma,$$

где D — диаметр окружности крепления головок шатуна; d_n — диаметр поршня; γ — угол наклона блока цилиндров к оси вращения ведущего вала.

При подаче рабочей жидкости под давлением в рабочую камеру аксиально-поршневого насоса он начинает работать в режиме гидродвигателя.

Частота вращения вала гидродвигателя зависит от подачи жидкости:

$$n = Q/q,$$

где Q — подача рабочей жидкости; q — рабочий объем насоса или гидродвигателя.

Вращающий момент на валу гидродвигателя создается силами давления рабочей жидкости на поршни, передаваемыми в точку крепления их с наклонным диском.

Сила давления на поршень

$$F = p\pi d_n^2/4.$$

Эту силу можно разложить на две составляющие: F_t — сила, действующая в плоскости диска; F_n — осевая сила, перпендикулярная к полости шайбы, нагружающая подшипники приводного вала.

Окружная сила $F_t = F\sin\gamma$ создает вращающий момент на валу машины:

$$T_t = F_t D/2 = p \frac{\pi d_n^2}{4} \frac{D}{2} \sin\gamma \sin\varphi.$$

Суммарный вращающий момент с учетом противодействия

$$T = T_1 - T_2,$$

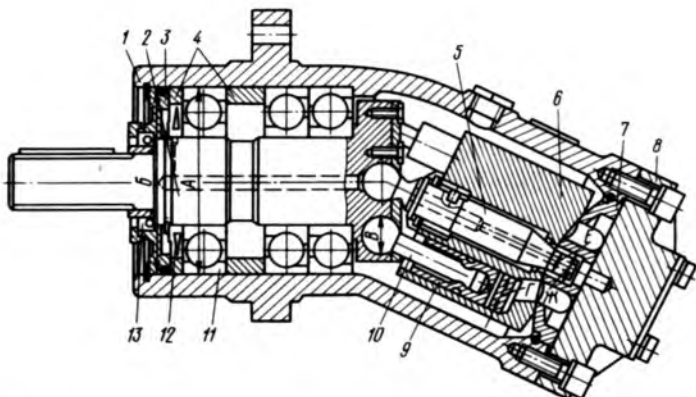


Рис. 7.9. Схема аксиально-поршневого насоса-гидродвигателя типа 210 с наклонным блоком цилиндров:

1 — корпус; 2 — ведущий вал; 3 — крышка; 4 — втулка; 5 — центральный шип; 6 — блок цилиндров; 7 — распределитель; 8 — задняя крышка; 9 — поршень; 10 — шатун; 11 — подшипник; 12 — тарельчатая пружина; 13 — уплотнение

где T_1 — момент, передаваемый всеми поршнями, находящимися в данное время в цилиндрах высокого давления,

$$T_1 = p_1 \frac{\pi d_n^2}{4} \frac{D}{2} \sin \gamma \sum_{i=1}^n \sin \varphi_i;$$

T_2 — момент, передаваемый всеми поршнями, находящимися в цилиндрах низкого давления:

$$T_2 = p_2 \frac{\pi d_n^2}{4} \frac{D}{2} \sin \gamma \sum_{i=1}^m \sin \varphi_i.$$

На рисунке 7.9 приведена конструкция аксиально-поршневого насоса-гидродвигателя типа 210 с наклонным блоком цилиндров. Он состоит из ведущего вала 2, установленного на трех шарикоподшипниках, семи поршней 9 с шатунами 10, блока цилиндров 6, прижимающегося к сферическому распределителю 7. Блок цилиндров центрируется при помощи центрального шипа 5, один конец которого заделан в гнезде фланца ведущего вала, а другой — опирается на бронзовую втулку, установленную в распределителе 7. При вращении ведущего вала 2 вращение через шатуны передается блоку цилиндров.

Если ось центрального шипа 5 не совпадает с осью ведущего вала, то при вращении вала поршни совершают

возвратно-поступательное движение. При этом поршни, выходящие из блока цилиндров, засасывают рабочую жидкость, а при движении в обратную сторону вытесняют ее в напорную магистраль.

Роторные радиально-поршневые гидравлические машины. Принципиальная схема машины этого типа приведена на рисунке 7.10. Она состоит из статора 2 и ротора 3, ось вращения которого расположена по отношению к оси статора с эксцентриситетом e .

В радиальных расточках ротора располагаются поршни 4, прижимающиеся к внутренней поверхности статора. При вращении ротора поршень вращается вместе с ротором и совершает возвратно-поступательное движение относительно ротора.

Ротор вращается на распределительном неподвижном валу 5, в центре которого просверлены всасывающий 6 и нагнетательный 1 каналы, соединенные с приемными камерами 7 и 8.

При перемещении поршня от центра жидкости засасывается под поршень, а к центру — вытесняется в нагнетательный канал.

Поршень всегда прижат к внутренней поверхности статора либо пружиной, либо специальными ползушками, которые двигаются по пазам статора.

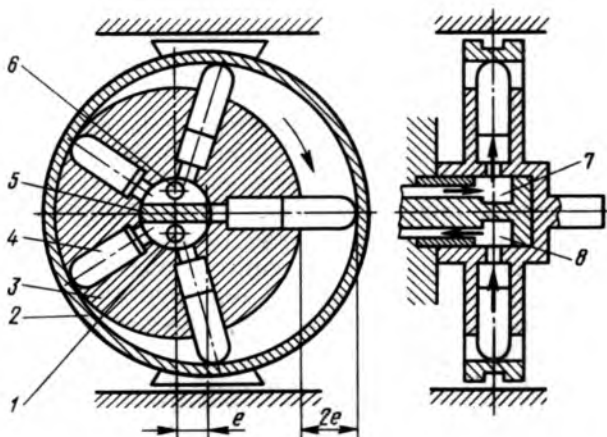


Рис. 7.10. Схема роторного радиально-поршневого насоса:

1 и 6 — нагнетательный и всасывающий каналы; 2 — статор (корпус); 3 — ротор; 4 — поршень; 5 — распределительный неподвижный вал; 7, 8 — приемные камеры

При использовании радиально-поршневой машины в качестве гидродвигателя поршни прижимаются к статору давлением подводимой жидкости. Для увеличения подачи радиально-поршневые насосы делают многорядными, оси поршней при этом располагаются в параллельных плоскостях.

Для уменьшения неравномерности эти плоскости сдвинуты на некоторый угол относительно друг друга.

В зависимости от профиля внутренней поверхности статора насосы могут быть одноходовыми и многоходовыми.

Подача радиально-поршневого насоса: нерегулируемого

$$Q_r = \frac{\pi d^2}{4} z i m 2 e n,$$

регулируемого

$$Q_r = \frac{\pi d^2}{4} z i 2 e u_e n,$$

где d — диаметр поршня; z — число поршней; i — число рядов поршней; m — число ходов поршня за один оборот вала насоса; e — эксцентриситет; n — частота вращения вала насоса; $u_e = e/e_{\max}$ — параметр регулирования.

7.5. Гидродвигатели с возвратно-поступательным движением

Объемные гидродвигатели с поступательным или возвратным движением выходного звена называются гидроцилиндрами.

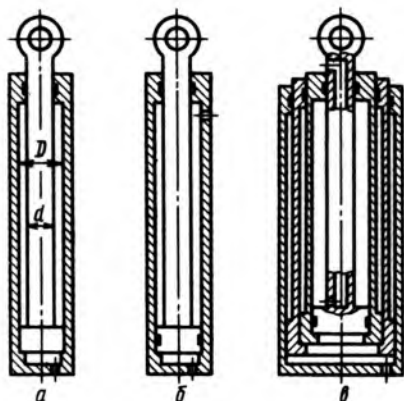
В строительных и мелиоративных машинах применяют гидроцилиндры различных конструкций.

Гидроцилиндры различаются по кинематическим и конструктивным признакам. По кинематическим признакам они подразделяются на две группы: с подвижным штоком и неподвижным корпусом; с неподвижным поршнем и подвижным корпусом. По конструктивным признакам их можно разделить на поршневые, плунжерные и телескопические.

В мелиоративных и строительных машинах наибольшее распространение получили поршневые гидроцилиндры одностороннего и двухстороннего действия с подвижным штоком.

В гидроцилиндре одностороннего действия (рис. 7.11, а) рабочая жидкость подводится только в одну рабочую по-

Рис. 7.11. Схемы гидроцилиндров одностороннего (а), двухстороннего (б) и телескопического двухстороннего (в) действия



лость, выходное звено под действием давления перемещается только в одну сторону. В противоположную сторону перемещение происходит под действием каких-либо внешних сил (так, пружины, веса перемещаемого груза).

В гидроцилиндре двухстороннего действия (рис. 7.11, б) рабочая жидкость подводится поочередно в обе рабочие полости, и движение ведомого звена в обе стороны происходит под действием давления жидкости.

Телескопические гидроцилиндры (рис. 7.11, в) применяют в тех случаях, когда необходимо получить большой ход выходного звена при ограниченной длине цилиндра (например, в монтажной вышке, установленной на автомобиле).

Рабочая жидкость в рабочие полости может подводиться через штуцера, устанавливаемые на корпусе, или по каналам, просверленным в штоке.

Расчеты гидроцилиндров. При расчете гидроцилиндров исходными параметрами являются давление в гидросистеме p и нагрузка на шток F . Если известны нагрузка на шток и давление в системе, то диаметр поршня (при подаче в поршневую полость)

$$D = k_1 \sqrt{4F/(\pi p)},$$

где $k_1 = 1,1 \dots 1,2$.

Диаметр штока определяется из условия

$$d/D = 0,3 \dots 0,7.$$

Отношение хода поршня к его диаметру должно быть

$$L/D < 15.$$

Диаметр поршня штока и ход поршня должны соответствовать действующему ГОСТу.

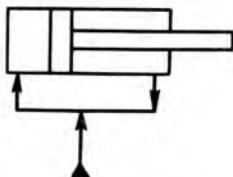


Рис. 7.12. Дифференциальная схема подключения гидроцилиндра

Скорость движения поршня при подаче рабочей жидкости:
в поршневую полость

$$v_1 = 4Q/(\pi D^2),$$

в штоковую полость

$$v_2 = 4Q/[\pi(D^2 - d^2)].$$

В некоторых случаях для обеспечения ускоренного движения штока гидроцилиндр подключают к магистрали по так называемой дифференциальной схеме (рис. 7.12).

В этой схеме штоковая полость постоянно соединена с напорной линией, а поршневая попеременно с нагнетательной и сливной.

При подключении к напорной линии штоковой полости поршень начинает двигаться влево со скоростью v_2 (см. выше) и развивает усилие

$$F_1 = \pi(D^2 - d^2)p/4.$$

При подключении к напорной линии поршневой полости поршень движется вправо со скоростью v , вытесняя из штоковой полости объем жидкости:

$$Q_1 = v(\pi D^2/4 - \pi d^2/4).$$

Вытесненная жидкость поступает в поршневую полость вместе с жидкостью, нагнетаемой насосом, объем которой составляет Q_n . Следовательно,

$$Q_1 + Q_n = v\pi D^2/4$$

или

$$Q_n + v(\pi D^2/4 - \pi d^2/4) = v\pi D^2/4,$$

откуда

$$v = 4Q_n/(\pi d^2).$$

Таким образом, при дифференциальном способе подключения гидроцилиндра скорости движения поршня вправо и влево не равны.

Для получения одинаковой скорости движения в обоих направлениях необходимо, чтобы диаметр штока был равен

$$d = D\sqrt{2} / 2.$$

Усилие, развиваемое на штоке:

$$F_2 = \pi d^2 p / 4.$$

Зная усилие на штоке, легко определить необходимый диаметр цилиндра по формуле

$$D = \sqrt{4F / (\pi p)}.$$

Полученный диаметр округляют до ближайшего большего по ГОСТ 6540—68.

Толщина стенок гидроцилиндра: чугунного:

$$\Delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma + p}{\sigma - p}} - 1 \right),$$

стального

$$\Delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma + p(1 - 2\mu)}{\sigma + p(1 - \mu)}} - 1 \right).$$

Толщина донышка:
плоского

$$t = 0,405 D \sqrt{p / \sigma},$$

сферического

$$t = pD / (4\sigma).$$

В этих формулах D — внутренний диаметр гидроцилиндра; p — давление в цилиндре; σ — допускаемое напряжение на растяжение; для чугуна $\sigma = 150 \cdot 10^5$ Н/м², стали $\sigma = (500 \dots 600)$ Н/м²; μ — коэффициент Пуассона: для стали $\mu = 0,3$; чугуна $\mu = 0,23 \dots 0,27$, латуни $\mu = 0,35$.

Гидроцилиндры, воспринимающие продольную сжимающую нагрузку, должны быть рассчитаны на продольный изгиб (рис. 7.13). Допускаемая продольная нагрузка из условий устойчивости

$$F_{\text{доп}} = \frac{F_{\text{кр}}}{k_2 n_{\text{yc}}},$$

где k_2 — коэффициент, учитывающий возможное повышение давления в системе ($k_2 \approx 1,15$); n_{yc} — запас устойчивости: для стали $n_{\text{yc}} =$

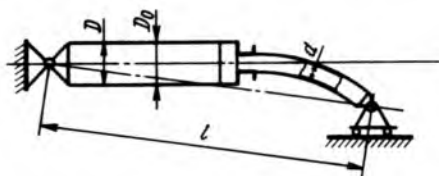


Рис. 7.13. Схема к расчету гидроцилиндра на продольный изгиб

$= 1,5...3,0$; алюминиевого сплава $n_{yc} = 2,0...4,0$; чугуна $n_{yc} = 4,5...5,0$; $F_{кр}$ — разрушающая сила,

$$F_{кр} = \xi F_a;$$

ξ — коэффициент, учитывающий конструкцию гидроцилиндра; F_a — критическая сила условного гидроцилиндра постоянного сечения.

Критическая сила F_a определяется по формуле Эйлера:

$$F_a = C\pi^2 EI/l^2,$$

где C — коэффициент, учитывающий заделку концов гидроцилиндра и штока; E — модуль упругости материала; l — полная длина гидроцилиндра с выдвинутым штоком; I — момент инерции площади поперечного сечения стенок гидроцилиндра

$$I = \pi(D_0^4 - D^4)/64.$$

Демпфирующие устройства. При движении поршня гидроцилиндра вместе с присоединенными к нему деталями и грузом возникает опасность удара поршня о крышку гидроцилиндра. Для предотвращения такого удара в конструкциях гидроцилиндров предусматриваются специальные демпфирующие устройства, в которых поглощается кинетическая энергия движущихся масс.

Схема простейшего демпфирующего устройства приведена на рисунке 7.14. На поршне 1 имеется цилиндрический выступ 2, который в конце хода поршня входит в специальное углубление 4 в крышке цилиндра и запирает выход вытесняемой жидкости в канал 6. При этом некоторый объем 3 жидкости оказывается запертым в пространстве между поршнем и крышкой цилиндра. При

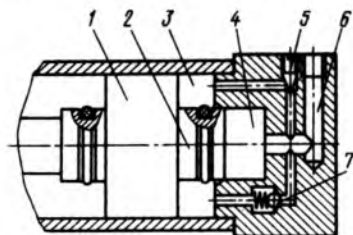


Рис. 7.14. Демпфирующее устройство в крышке гидроцилиндра: 1 — поршень; 2 — выступ на поршне; 3 — углубление в крышке; 4 — запираемый объем; 5 — дроссель; 6 — канал выхода в трубопровод; 7 — обратный клапан

дальнейшем движении поршня жидкость из запертого объема вытесняется через дроссель 5. Создаваемое при этом противодействие тормозит движение поршня. При обратном ходе поршня жидкость в гидроцилиндр поступает вначале через обратный клапан 7, а затем как обычно по каналу 6.

Кинетическая энергия движущихся масс

$$\mathcal{E} = Gv^2/(2g) = mv^2/2,$$

где G и m — вес и масса подвижных частей; v — скорость движения поршня.

Энергию, поглощаемую демпфером, определяют по уравнению

$$mv^2/2 = F_{\text{тор}}L,$$

где $F_{\text{тор}}$ и L — усилие и путь торможения.

Усилие торможения можно найти, зная скорость жидкости через дроссель u и необходимый перепад давления Δp :

$$u = vS_n/S_{\text{др}};$$

$$\Delta p = \rho u^2/(2\mu_{\text{др}}^2),$$

где $S_{\text{др}}$ — площадь проходного сечения дросселя; $\mu_{\text{др}}$ — коэффициент расхода дросселя; ρ — плотность жидкости.

Тогда

$$F_{\text{тор}} = \rho v^2 S_n^3 / (2\mu_{\text{др}}^2 S_{\text{др}}).$$

Необходимый путь торможения

$$L = mv^2 / (2\rho S_n).$$

Глава 8. СИСТЕМЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПЕРЕДАЧ (ГИДРОПРИВОДОВ), ИХ ЭЛЕМЕНТЫ И РЕГУЛИРОВАНИЕ

8.1. Виды объемных гидropерепeдaч

Подробная классификация объемных гидropерепeдaч приводится в ГОСТ 17752—72. Объемные гидropерепeдaчи по виду движения выходного звена подразделяются на вращательные, поступательные и поворотные, а по виду циркуляции рабочей жидкости бывают с разомкнутой и замкнутой циркуляцией. Они могут быть также нерегу-

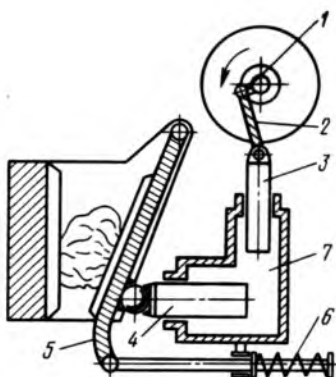


Рис. 8.1. Схема безнасосной гидропередачи щековой дробилки:

1 и 2 — шатуно-кривошипный механизм; 3 и 4 — плунжеры; 5 — щека (рабочий орган); 6 — пружина; 7 — камера, заполненная жидкостью

лируемые и регулируемые. В зависимости от источника питания энергией объемная гидропередача называется насосной, аккумуляторной или магистральной. В мелиоративных и строительных машинах больше распространены

на гидропередача с питанием от насоса.

Схемы систем гидропередач изображаются обыкновенно при помощи условных обозначений, которые приведены в ГОСТ 2.780—68 и 2.782—68.

Гидропередачи с замкнутой циркуляцией жидкости могут быть безнасосными и насосными.

Безнасосные системы гидропередач обычно применяются в приводах тормозов и дробилок.

На рисунке 8.1 приведена схема безнасосной гидропередачи щековой дробилки. Кривошипно-шатунный механизм приводит в движение плунжер 3, создающий при движении вниз давление в камере 7. Это давление передается на плунжер 4, площадь которого значительно больше площади плунжера. Вследствие этого усилие, передаваемое поршнем на щеку 5, будет больше усилия, прикладываемого к плунжеру 3.

В безнасосных гидропередачах необходимо предусматривать пополнение возможных утечек рабочей жидкости из системы.

Насосные системы гидропередач с замкнутой циркуляцией могут быть и поступательного (рис. 8.2, а), и вращательного (рис. 8.2, б) движения. В первом случае выходное звено представляет гидроцилиндр двухстороннего действия, а во втором — нерегулируемый гидродвигатель.

Гидропередача с замкнутой циркуляцией должна быть всегда заполнена рабочей жидкостью. Для восполнения утечек в гидросистему включается насос 4, постоянно подающий жидкость через обратные клапаны 5. Избы-

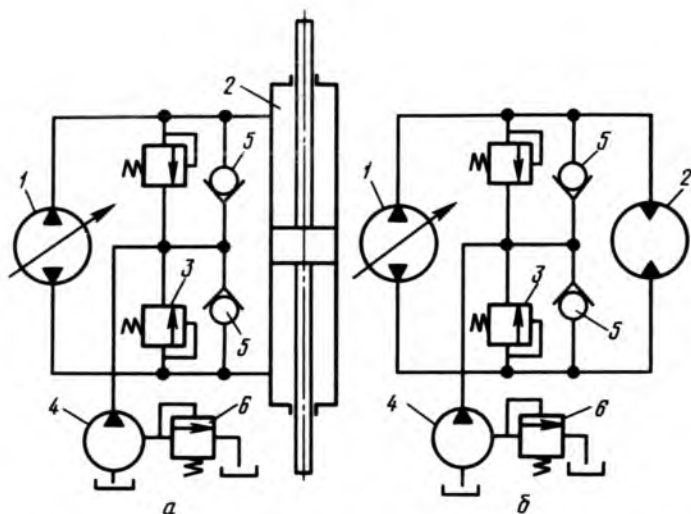


Рис. 8.2. Схемы насосных гидropередач с замкнутой циркуляцией: *а* и *б* — поступательного и вращательного движения; 1 — регулируемый насос; 2 — гидроцилиндр (на схеме *а*) и нерегулируемый гидродвигатель (на схеме *б*); 3 — предохранительный клапан; 4 — подпитывающий насос; 5 и 6 — обратный и переливной (предохранительный) клапаны

точная жидкость через переливной клапан 6 сливается в бак.

В гидросистему включаются предохранительные клапаны, обратные клапаны и фильтры для очистки жидкости.

При работе насоса и гидродвигателя рабочая жидкость нагревается. Для ее охлаждения должен быть предусмотрен охладитель.

Регулирование гидropередачи с замкнутой циркуляцией осуществляется при помощи регулируемых насосов и гидродвигателей.

К достоинствам замкнутой системы гидropередач относятся компактность, отсутствие кавитации и возможность применения быстроходных насосов, высокое качество регулирования. Недостаток — необходимость применения дополнительной системы подпитки для компенсации утечек, охладителя и индивидуального насоса для каждого гидродвигателя.

В гидropередачах с разомкнутой циркуляцией (рис. 8.3) насос забирает рабочую жидкость из бака

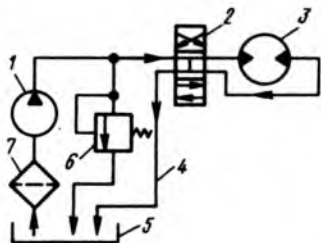


Рис. 8.3. Схема гидропередачи с разомкнутой (открытой) циркуляцией: 1 — насос; 2 — гидрораспределитель; 3 — гидродвигатель; 4 — трубопровод; 5 — бак; 6 — предохранительный клапан; 7 — фильтр

и по трубопроводам подает в гидродвигатель. Из последнего она возвращается обратно в бак, который сообщается

с атмосферой. В отличие от гидропередачи с замкнутой циркуляцией в гидросистемах с разомкнутой циркуляцией всегда должен быть гидрораспределитель.

К достоинствам гидропередач с разомкнутой циркуляцией относятся ее простота, хорошее охлаждение и очистка рабочей жидкости, а также возможность создания многодвигательных гидропередач, питаемых одним насосом.

Недостатки — большие габариты, вакуум во всасывающей линии, ограничивающий применение быстроходных насосов из-за возможных возникновения кавитации, проникновения воздуха в систему и загрязнения рабочей жидкости, находящейся в баке, частицами пыли из воздуха.

8.2. Регулирование объемных гидропередач

Объемные гидропередачи можно регулировать несколькими способами.

Наибольшее распространение получили дроссельный и объемный способы регулирования. Каждый из них имеет свои достоинства и недостатки. Наиболее простой и дешевый способ регулирования — дроссельный, однако его целесообразно применять при мощности гидропередачи до 5 кВт.

Объемный способ регулирования осуществляется при помощи регулируемых насоса и гидродвигателя. При нем максимально используется мощность гидродвигателей, применяемых в гидроприводах.

Дроссельное регулирование. При дроссельном регулировании дроссель включается либо последовательно с гидродвигателем, либо параллельно ему. При изменении площади проходного сечения дросселя меняется количество жидкости, подводимой к гидродвигателю, от нуля до

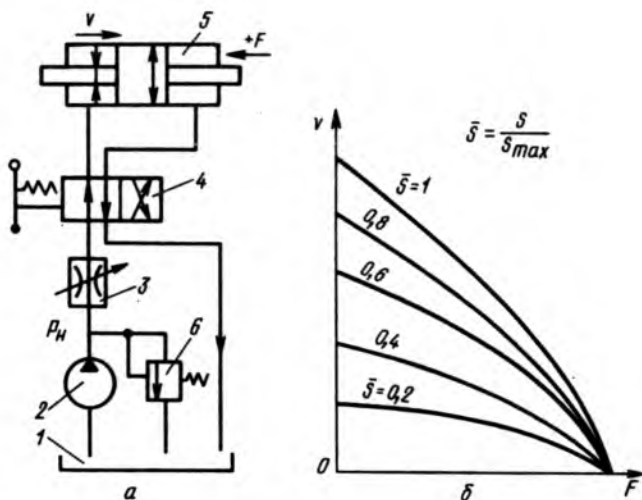


Рис. 8.4. Схема гидропередачи с последовательно включенным дросселем на входе (а) и его нагрузочные характеристики (б):

1 — бак; 2 — насос; 3 — регулируемый дроссель; 4 — гидрораспределитель; 5 — гидроцилиндр; 6 — предохранительный клапан

максимального значения. При этом изменяется и скорость движения поршня гидроцилиндра или частота вращения вала гидродвигателя.

На рисунке 8.4, а приведена схема гидропередачи с дросселем на входе. Рабочая жидкость с помощью насоса подается в гидроцилиндры, последовательно проходя регулируемый дроссель 3 и гидрораспределитель 4. Перед дросселем установлен предохранительный клапан 6, с помощью которого поддерживается постоянное давление в насосе и перед дросселем p_n .

В этом случае предохранительный клапан выполняет роль переливного клапана, поддерживая давление p_n перед дросселем. Давление p_n определяется настройкой предохранительного клапана.

Излишек жидкости, равный $Q_n - Q_{др}$, через предохранительный клапан сливается в бак.

Давление p_n за дросселем зависит от силы F , приложенной к поршню. При увеличении силы F растет давление p_n , уменьшается перепад давления в дросселе $p_{др} = p_n - p_n$, а при уменьшении все происходит наоборот.

Скорость выходного звена

$$v = Q_u / S_n, \quad (8.1)$$

расход через цилиндр, равный расходу дросселя:

$$Q_u = Q_{др} = \mu_{др} S_{др} \sqrt{2p_{др}/\rho}, \quad (8.2)$$

где $p_{др} = p_n - p_u$ — перепад давления в дросселе; $p_u = F/S_n$ — давление в гидроцилиндре; S_n — эффективная площадь поршня.

Отсюда скорость выходного звена

$$v = \mu_{др} \frac{S_{др}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_n - \frac{F}{S_n} \right)}. \quad (8.3)$$

Если вместо гидроцилиндра будет использован гидродвигатель, то получим

$$n_m = \frac{Q_{др}}{q_m} = \mu_{др} \frac{S_{др}}{q_m} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_n - \frac{M_m}{K_m} \right)}, \quad (8.4)$$

где n_m — частота вращения вала гидродвигателя; q_m — рабочий объем гидродвигателя; $K = q_m / (2\pi)$ — коэффициент момента.

Из формул (8.3) и (8.4) видно, что скорость движения выходного звена зависит от приложенной нагрузки. Регулирование с дросселем на входе не обеспечивает постоянства скорости при изменении приложенной нагрузки.

На рисунке 8.4, б приведена характеристика гидропривода с дросселем на входе при различных открытиях дросселя.

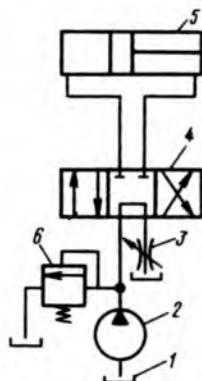
Как видно из характеристики, максимальная скорость поршня будет при отсутствии нагрузки ($F = 0$), а при нагрузке, соответствующей давлению, затрачиваемому на преодоление нагрузки и равному давлению, развиваемому насосом ($p_n = F/S_n$), скорость поршня будет равна нулю.

Гидропередача с последовательным включением дросселя на входе позволяет регулировать скорость гидродвигателя изменением площади проходного сечения дросселя только в том случае, если направление действия нагрузки не совпадает с направлением движения выходного звена.

Если направление действия нагрузки совпадает с направлением движения ведомого звена (например, поршня в гидроцилиндре), то при уменьшении подачи жидкости через дроссель поршень может перемещаться настолько быстро, что рабочая жидкость не успеет заполнить ра-

Рис. 8.5. Схема гидропередачи с последовательным включением дросселя на выходе:

1 — бак; 2 — насос; 3 — регулируемый дроссель; 4 — гидрораспределитель; 5 — гидроцилиндр; 6 — предохранительный клапан



бочую полость гидроцилиндра и произойдет разрыв сплошности потока, что недопустимо.

В этом случае поршень будет перемещаться под действием внешней нагрузки, преодолевая силу трения поршня в цилиндре и противодействие в сливной линии, обусловленное сопротивлением фильтра, а также потерями на трение и в местных сопротивлениях.

Регулирование с расположением дросселя на входе нельзя применять в грузоподъемных машинах вследствие того, что опускаемый груз может упасть.

Дросселирование потока на выходе (рис. 8.5) имеет ряд преимуществ по сравнению с дросселированием на входе. Тепло, выделяющееся при дросселировании жидкости, отводится прямо в бак, не нагревая гидродвигатель.

В этом случае не имеет значения направление действия внешней нагрузки (по ходу движения поршня или против), так как при любом ее направлении поршень будет испытывать значительные сопротивления.

Нагрузочная характеристика гидропривода с дросселем на выходе имеет тот же вид, что и с дросселем на входе.

В случае подключения дросселя параллельно гидродвигателю (рис. 8.6, а) весь поток жидкости, поступающий от насоса, разделяется на два. Один поток проходит через дроссель, другой — поступает к гидродвигателю:

$$Q_n = Q_{дв} + Q_{др}.$$

Из курса гидравлики известно, что в параллельных трубопроводах потери напора равны между собой. Следовательно,

$$p_n = p_{дв} = p_{др} = F/S_n.$$

Скорость движения поршня

$$v_n = Q_{дв}/S_n = (Q_n - Q_{др})/S_n.$$

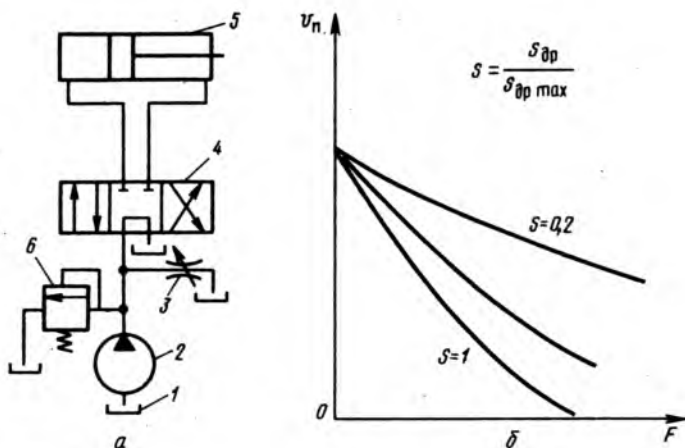


Рис. 8.6. Схема гидропередачи с параллельно включенным дросселем (а) и его нагрузочные характеристики (б):

1 — бак; 2 — насос; 3 — дроссель; 4 — гидрораспределитель; 5 — гидроцилиндр; 6 — предохранительный клапан

Расход через дроссель

$$Q_{др} = \mu_{др} S_{др} \sqrt{2p_{др}/\rho} = \mu_{др} S_{др} \sqrt{2F/(\rho S_n)},$$

тогда

$$v_n = Q_n/S_n - \frac{\mu_{др} S_{др}}{S_n} \sqrt{2F/(\rho S_n)}. \quad (8.5)$$

Для гидродвигателя

$$n_m = Q_n/q_m - \frac{\mu_{др} S_{др}}{S_n} \sqrt{2F/(\rho S_n)}. \quad (8.6)$$

При таком способе включения дросселя скорость движения поршня можно регулировать только в том случае, если направление действия нагрузки не совпадает с направлением движения поршня в гидроцилиндре.

При параллельном включении дросселя нагрев жидкости будет наименьшим.

Характеристика гидропередачи с параллельно включенным дросселем приведена на рисунке 8.6, б.

Объемное регулирование. Это регулирование осуществляется изменением рабочего объема насоса, гидродвигателя или насоса и гидродвигателя.

Рабочий объем может изменяться автоматически с помощью каких-либо управляющих устройств.

В отличие от дроссельного объемное регулирование происходит без потери на дросселирование потока, поэтому меньше нагревается рабочая жидкость.

При объемном регулировании диапазон $D = n_{\text{м max}}/n_{\text{м min}}$ во много раз выше, чем при дроссельном.

При этом способе регулирования обеспечивается более полное реверсирование и торможение гидродвигателя.

Объемное регулирование применяется в гидропередачах мощностью более 5 кВт.

Рассмотрим гидропередачу с регулируемым насосом и нерегулируемым гидродвигателем (рис. 8.7, а).

Гидропередача этого типа может применяться в открытых и замкнутых схемах как при поступательном, так и вращательном движении.

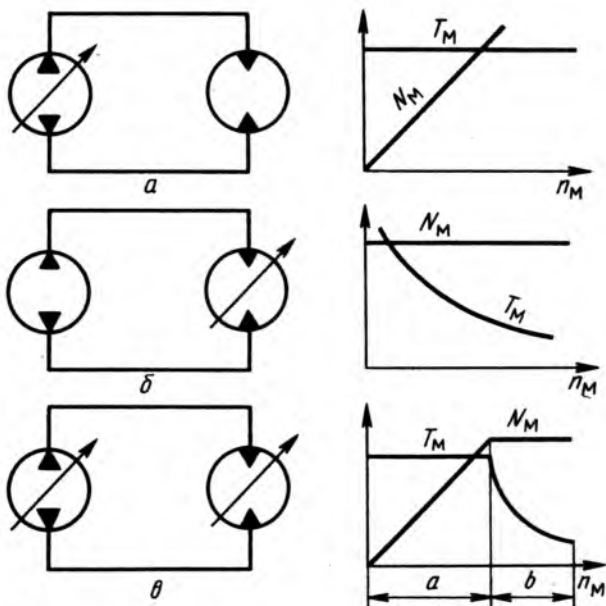


Рис. 8.7. Схемы объемного регулирования гидропередач вращательного движения и их характеристики:

а — для регулируемого насоса и нерегулируемого гидродвигателя; б — для нерегулируемого насоса и регулируемого гидродвигателя; в — для регулируемых насоса и гидродвигателя

В мелиоративных и строительных машинах в большинстве случаев применяют замкнутые схемы гидropередач с вращающимся валом гидродвигателя.

При отсутствии утечек расход гидродвигателя равен подаче насоса:

$$Q_n = Q_m$$

или

$$q_n n_n = q_m n_m,$$

где q_n и q_m — рабочие объемы насоса и гидродвигателя; n_n и n_m — частоты вращения насоса и вала гидродвигателя.

Частота вращения гидродвигателя

$$n_m = q_n n_n / q_{\max}.$$

Введем параметр регулирования

$$u = q / q_{\max}$$

(в этой схеме гидродвигатель не регулируется и $q_m \neq q_{\max}$) и получим

$$\begin{aligned} q_n &= u_n q_{n \max}, \\ n_n &= u_n q_{n \max} n_n / q_{m \max}. \end{aligned} \quad (8.7)$$

Для гидropередачи с поступательным движением скорость поршня найдем из рассмотрения баланса расхода

$$v_n S_n = q_n n_n u_n,$$

откуда

$$v_n = q_n n_n u_n / S_n. \quad (8.8)$$

Как видно из уравнений (8.7) и (8.8) частота вращения вала гидродвигателя и скорость поршня будут изменяться по линейному закону от нуля при $u_n = 0$ до максимума при $u_n = 1$.

Вращающий момент на валу гидродвигателя определим из уравнения мощности

$$\begin{aligned} N_m &= p_n Q_n = p_m q_m n_m / 60, \\ N_m &= T_m \omega = T_m \pi n / 30, \end{aligned}$$

откуда

$$T_m = p_m q_m / (2\pi). \quad (8.9)$$

Таким образом, момент на валу двигателя при постоянных величинах p_m и q_m (при данном способе регули-

рования) остается постоянным. Мощность возрастает прямо пропорционально изменению частоты вращения вала гидродвигателя.

Теоретическая характеристика гидропередачи при таком способе регулирования приведена на рисунке 8.7, а.

Рассмотрим схему гидропередачи с нерегулируемым насосом и регулируемым гидродвигателем (рис. 8.7, б).

Этот способ регулирования возможен лишь в гидропередачах вращательного движения.

При регулировании гидродвигателя его рабочий объем будет уменьшаться, что при постоянной частоте вращения вала насоса приведет к возрастанию частоты вращения вала гидродвигателя.

При этом мощность на валу гидродвигателя будет оставаться постоянной, так как с уменьшением рабочего объема и увеличением частоты вращения вала гидродвигателя развиваемый им момент будет падать.

Частоту вращения вала гидродвигателя без учета потерь найдем из баланса его расхода и подачи насоса

$$Q_n = Q_m,$$

$$q_{n \max} n_n = q_{m \max} u_m n_m,$$

откуда

$$n_m = q_{n \max} n_n / (q_{m \max} u_m). \quad (8.10)$$

Из формулы (8.10) следует, что при уменьшении u_m до нуля частота вращения вала гидродвигателя должна стремиться к бесконечно большому значению. Однако на практике это не происходит, так как при уменьшении параметра регулирования u_m уменьшается развиваемый гидродвигателем момент T_m и минимальное его значение становится равным моменту трения внутренних механизмов. Гидродвигатель остановится даже на холостом ходу.

Диапазон регулирования при этом способе регулирования обычно не превышает $D = 1:2,5$ и $D = 1:3$.

Теоретическая характеристика гидропередачи при этом способе регулирования приведена на рисунке 8.7, б.

В случае регулируемого насоса и регулируемого гидродвигателя (рис. 8.7, в) получается сочетание двух предыдущих способов регулирования, вначале первый (зона а на характеристике гидропередачи, показанной на рисунке 8.7, в), а затем второй (зона в на той же характеристике).

Этот способ регулирования позволяет получить весьма широкий диапазон регулирования, равный произведению диапазонов регулирования насоса и гидродвигателя.

Гидропередача при этом способе регулируется в несколько этапов: устанавливают нулевую подачу насоса при $u_n = 0$, а гидродвигатель в положение максимального рабочего объема при $u_m = 1$; запускают приводной двигатель и постепенно увеличивают рабочий объем насоса, доводя его до $q_{n \max}$ при $u_n = 1$ (при этом гидродвигатель будет развивать минимальную частоту вращения); при необходимости увеличивают частоту вращения вала гидродвигателя, уменьшая u_m .

Первый этап регулирования происходит при постоянном моменте и возрастании мощности передачи.

На втором этапе уменьшается момент T_m , а мощность остается постоянной.

Частота вращения вала гидродвигателя может быть найдена из условия

$$Q_n = Q_m,$$

$$q_{n \max} u_n n_n = q_{m \max} u_m n_m,$$

откуда

$$n_m = q_{n \max} u_n n_n / (q_{m \max} u_m). \quad (8.11)$$

8.3. Гидрораспределители

Гидрораспределители предназначаются для направления потока рабочей жидкости в системах гидропередач машин.

С помощью гидрораспределителей рабочие полости гидродвигателей или гидроцилиндров могут соединяться либо с напорной линией, идущей от насоса, либо с линией слива, либо между собой.

По конструкции гидрораспределители подразделяются на золотниковые, клапанные, крановые.

В зависимости от числа фиксированных позиций запорного органа гидрораспределители могут быть двух-, трех- и многопозиционными.

В зависимости от числа внешних линий, подходящих к гидрораспределителю, они бывают двух-, трех- и многолинейными.

По способу управления запорным органом различают

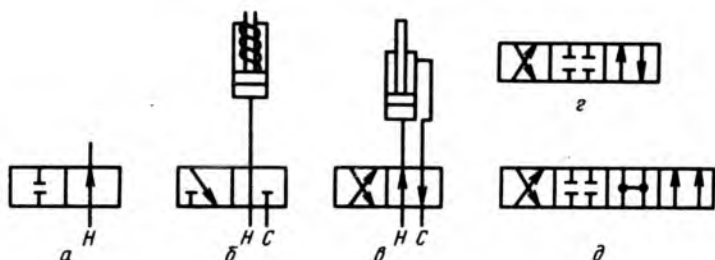


Рис. 8.8. Схемы гидрораспределителей:

а — двухлинейный двухпозиционный; б — трехлинейный двухпозиционный; в — четырехлинейный двухпозиционный; г — четырехлинейный трехпозиционный; д — четырехлинейный четырехпозиционный

гидрораспределители с ручным, механическим или электрическим управлением.

На гидравлических схемах гидрораспределители в соответствии с ГОСТ 2.781—68 условно изображаются в виде ряда прямоугольников, число которых соответствует числу позиций. Внутри прямоугольников прямые линии со стрелками — проходы, указывающие направление движения рабочей жидкости в каждой позиции. Места соединений проходов выделены точками. Закрытый проход обозначается тупиковой линией с поперечной полочкой (рис. 8.8.).

Гидрораспределители на таких схемах всегда изображают в исходной позиции, к которой подводят линии трубопроводов.

Та или иная рабочая позиция представляется мысленным передвижением соответствующего прямоугольника на место исходной позиции, при этом линии трубопроводов остаются в прежнем положении.

По своему назначению гидрораспределители подразделяются на направляющие и дросселирующие.

Направляющие гидрораспределители предназначены для направления в необходимую сторону, пуска и остановки потока рабочей жидкости.

В рабочем положении золотник точно фиксируется с помощью специальных стопоров.

При прохождении через гидрораспределители давление и расход рабочей жидкости не меняется.

Дросселирующие гидрораспределители изменяют направление движения и регулируют расход и давление рабочей жидкости. Золотник не имеет точно фиксирован-

ных положений и может занимать любое промежуточное рабочее положение, образуя дросселирующие щели.

В мелиоративных и строительных машинах наибольшее распространение получили гидрораспределители с цилиндрическим золотником, представляющим плунжер с необходимыми проточками, перемещающийся в осевом направлении в расточках гильзы или корпуса гидрораспределителя.

Двухпозиционные (рис. 8.8, *а, б, в*) распределители применяются главным образом в гидропередачах с гидроцилиндрами одностороннего действия.

Четырехлинейные трехпозиционные гидрораспределители (рис. 8.8, *г*) используются для управления гидроцилиндрами двухстороннего действия или реверсивными гидродвигателями.

Четырехпозиционные гидрораспределители (рис. 8.8, *д*) применяются в тех случаях, когда необходимо напорную линию и обе полости гидроцилиндра двойного действия соединить с гидробаком. Такое положение называется плавающим и часто применяется в системах гидропередач отвала бульдозера.

В гидрораспределителях золотники могут быть изготовлены с положительным, нулевым и отрицательным перекрытием подводящего канала (рис. 8.9).

В золотниках с положительным перекрытием длина уплотняющего пояска больше длины расточки в корпусе, в золотниках с отрицательным перекрытием длина уплотняющего пояска меньше длины расточки, а в золотниках с нулевым перекрытием они равны.

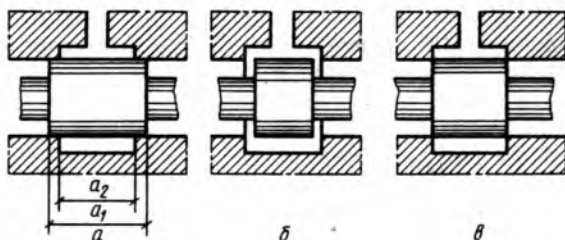


Рис. 8.9. Схемы распределителей с перекрытием подводящего канала:

а — с положительным; *б* — отрицательным; *в* — нулевым

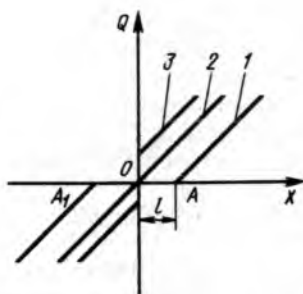


Рис. 8.10. Регулировочные характеристики гидрораспределителей с положительным (1), нулевым (2) и отрицательным (3) перекрытием золотника

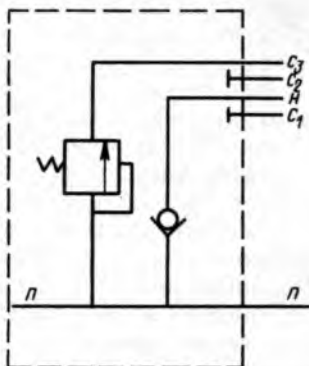


Рис. 8.11. Схема напорной секции № 20 с обратным и предохранительным клапанами:

n , $п$, c_1 и c_2 — напорная, переливная и сливные линии; c_2 — сливная линия предохранительного клапана

Регулировочные характеристики гидрораспределителей, показывающие зависимость расхода жидкости Q от перемещения золотника l , приведены на рисунке 8.10.

Золотник с положительным перекрытием имеет зону нечувствительности $A—A_1$. Рабочая жидкость может поступать к исполнительному механизму лишь после смещения золотника влево или вправо на величину OA или OA_1 .

Золотники с положительным перекрытием позволяют фиксировать механизмы в заданном положении, поэтому их широко применяют в мелиоративных и строительных машинах.

Золотники с нулевым перекрытием не имеют зоны нечувствительности, обладают высоким быстродействием, очень удобны для применения в средствах гидроавтоматики. Однако при изготовлении и монтаже гидрораспределителей с такими золотниками встречаются большие трудности из-за высоких требований к точности.

У золотников с отрицательным перекрытием при нейтральном положении по обе стороны рабочего пояса остается зазор порядка 40...60 мкм. Их применяют в тех случаях, когда они не оказывают большого влияния на работоспособность гидропередачи, например, в гидроусилителях рулевого управления автомобиля.

Гидрораспределители выпускают в секционном или моноблочном исполнении.

Секционные гидрораспределители состоят из набора отдельных секций, различных по назначению (напорная, рабочая, промежуточная и сливная) и собираемых в единый блок. Между ними устанавливают стальные пластины с отверстиями, в которые вставляют уплотнительные резиновые кольца. Секции стягивают между собой болтами или винтами. В них могут быть встроены обратные, предохранительные и переливные клапаны.

Название, номер и схемы секций гидрораспределителей приведены в ОСТ 22829—74.

В качестве примера на рисунке 8.11 приведена схема напорной секции № 20 с обратным клапаном и предохранительным клапаном прямого действия.

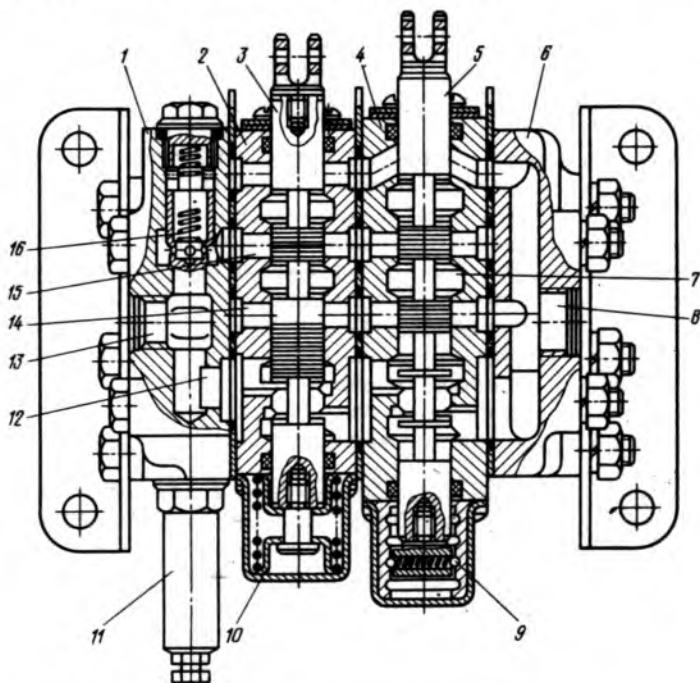


Рис. 8.12. Четырехсекционный гидрораспределитель:

1 — напорная секция; 2 и 4 — рабочие трехпозиционная и четырехпозиционная секции; 3, 5 — золотник; 6 — сливная (концевая) секция; 7 — отвод; 8 — выводное отверстие; 9 — подпружиненные шарики; 10 — пружина; 11 и 12 — предохранительный и переливной клапаны; 13 — ввод; 14 и 15 — сливной и напорный каналы; 16 — обратный клапан

На рисунке 8.12 показан четырехсекционный гидрораспределитель, собранный из напорной 1, двух рабочих (трехпозиционной 2 и четырехпозиционной 4) и сливной 6 секций. Управление золотниками — ручное.

В моноблочных гидрораспределителях золотники, предохранительные и обратные клапаны расположены в едином корпусе.

Гидрораспределители могут иметь параллельную, последовательную и индивидуальную схему соединения золотников.

Параллельная схема соединения золотников (рис. 8.13, а) позволяет к одному насосу подключать несколько потребителей.

Поток жидкости, поступающей в гидрораспределитель,

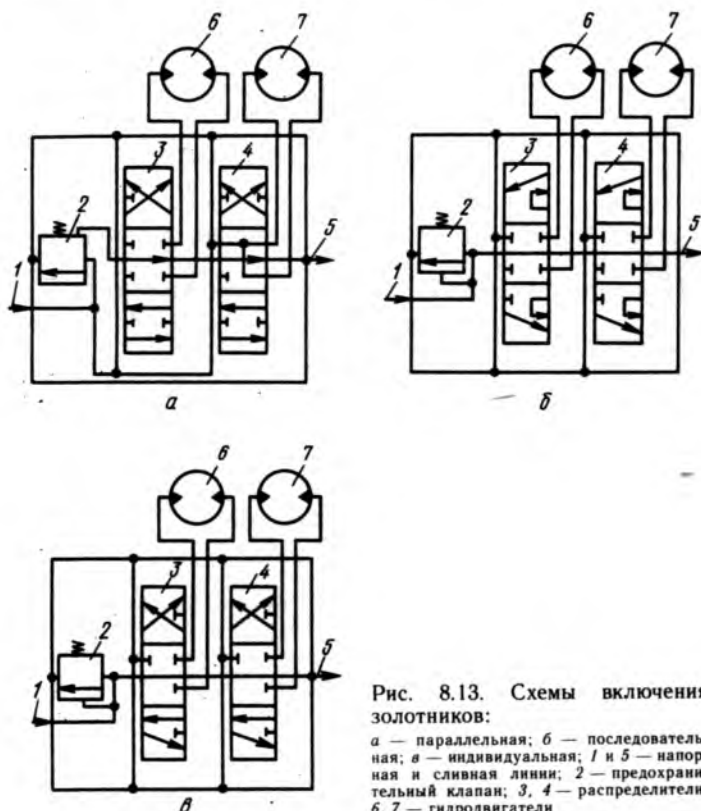


Рис. 8.13. Схемы включения золотников:

а — параллельная; б — последовательная; в — индивидуальная; 1 и 5 — напорная и сливная линии; 2 — предохранительный клапан; 3, 4 — распределители; 6, 7 — гидродвигатели

тель, делится между подключенными потребителями обратно пропорционально их внешним нагрузкам.

При последовательном соединении (рис. 8.13, б) рабочая жидкость от насоса поступает сначала в первый гидродвигатель, затем во второй и т. д. При этом расход жидкости, проходящей через все гидродвигатели, будет одним и тем же. Давление в насосе будет равно сумме перепадов давления в подключенных гидродвигателях.

При индивидуальном включении (рис. 8.13, в) золотника к насосу можно подключить только один гидродвигатель. Если необходимо подключить другой гидродвигатель, то первый выключают.

В мелиоративных и строительных машинах гидрораспределители в большинстве случаев подключаются по индивидуальным схемам.

При гидравлическом расчете гидрораспределителей площадь сечения основных каналов определяют по формуле

$$S'_{\text{зол}} = Q/v,$$

где Q — расход рабочей жидкости через сечение; v — скорость рабочей жидкости.

Скорость рабочей жидкости в каналах гидрораспределителя $v = 4...6$ м/с.

Площадь проходного сечения канала золотника

$$S_{\text{зол}} = Ul,$$

где U — периметр щели; l — открытие щели.

Потери давления в золотнике

$$\Delta p = Q^2 \rho / (2S_{\text{зол}} \mu_3^2),$$

где μ_3 — коэффициент расхода ($\mu_3 = 0,62...0,65$); ρ — плотность жидкости.

При работе гидрораспределителя происходит утечка жидкости через зазор.

Расход (см³/с) утечки при ламинарном течении жидкости и следующем расположении золотника в корпусе:
концентричном

$$Q_{\text{утеч}} = \frac{\pi \Delta p \delta^3 d}{12 \mu l} = \frac{\pi \Delta p \delta^3 d}{12 \nu l \rho},$$

эксцентричном

$$Q_{\text{утеч}} = \frac{\pi \Delta p \delta^3 d}{12 \mu} (1 - 1,5 \varepsilon^2),$$

где Δp — перепад давления в зазоре; l — длина зазора; δ — половина диаметрального зазора; μ — коэффициент динамической вязкости; $\nu = \mu/\rho$ — коэффициент кинематической вязкости; ρ — плотность жидкости; $\varepsilon = e/\delta$ — относительный эксцентриситет; e — эксцентриситет.

Усилие, необходимое для перемещения золотника:

$$F = F_{\text{гд}} + F_{\text{пр}} + F_{\text{и}} + F_{\text{тр}},$$

где $F_{\text{гд}}$ — осевая гидродинамическая сила; $F_{\text{пр}}$ — усилие пружины; обеспечивающее возвращение золотника в нейтральное положение; $F_{\text{и}}$ — сила инерции передвижных масс золотника и перемещающихся с ним деталей; $F_{\text{тр}}$ — сила трения.

Гидродинамическая реактивная сила $R_{\text{ж}}$ возникает при прохождении жидкости через рабочее окно золотника (рис. 8.14). Она направлена под углом α к его оси, так же как и скорость потока, стремится переместить золотник и закрыть щель.

Осевая составляющая гидродинамической реактивной силы: для однокромочного золотника

$$F_{\text{гд}} = Q \sqrt{\rho \Delta p} \cos \alpha,$$

для четырехлинейного гидрораспределителя

$$F_{\text{гд}} = 2Q \sqrt{\rho \Delta p} \cos \alpha,$$

где Q — секундный расход жидкости; Δp_{Σ} — суммарный (для рабочей и сливной камер золотника) перепад давления.

Как видно из этих формул, гидродинамическая сила пропорциональна расходу Q и перепаду давления Δp и при давлениях и расходах современных гидропередач может достигать значительной величины. Поэтому при проектировании гидрораспределителей предусматривают

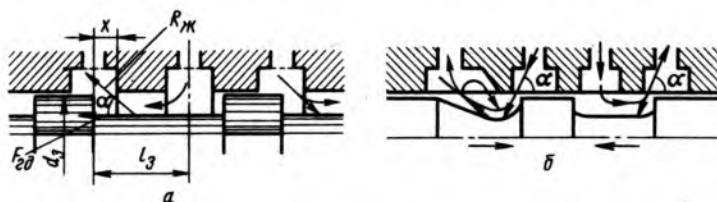


Рис. 8.14. Гидродинамические силы, действующие на золотник без их компенсации (а) и с компенсацией (б)

компенсацию гидродинамической силы различными конструктивными мерами, например профилирование шейки золотника. Для такого распределителя осевая гидродинамическая сила будет равна

$$F_{\text{гд}} = Q \sqrt{\rho \Delta p (\cos \alpha - \cos \beta)},$$

где β — угол наклона потока к оси золотника при входе в кольцевую проточку корпуса гидрораспределителя.

Усилие пружины

$$F_{\text{пр}} = K_3 d_3 l_3 p f,$$

где $K_3 = 0,15 \dots 0,3$ — коэффициент, зависящий от точности изготовления золотника (при этом чем меньше d и l , тем больше K_3); d_3 — диаметр золотника; l_3 — максимальная длина золотника, на которой возможно одностороннее давление жидкости на золотник; p — максимальное давление в системе; $f = 0,05$ — коэффициент трения о корпус или гильзу.

Сила трения складывается из сил вязкостного трения и трения покоя.

Сила вязкостного трения со смазочным материалом

$$F_{\text{тв}} = \nu \rho v_3 S_{\text{щ}} / \delta,$$

где v_3 — скорость золотника относительно корпуса (гильзы); $S_{\text{щ}}$ — площадь щели.

Сила трения покоя $F_{\text{т.п}}$ является непостоянной величиной и зависит от времени нахождения золотника в покое, рабочего давления, зазора между золотником и корпусом (или гильзой), тонкости фильтрации и др.

При остановке золотника, находящегося под давлением рабочей жидкости, зазор между золотником и корпусом зарастает адсорбированными молекулами рабочей жидкости — явление облитерации. Это можно объяснить следующим образом: рабочая жидкость содержит полярно активные молекулы, которые при протекании жидкости через узкую щель осаждаются, образуя слой поляризованных молекул. Толщина адсорбированного слоя может достигать 10 мкм, что соизмеримо с зазором между золотником и корпусом.

Полностью зарости щель может на несколько минут. В этом случае для смещения плунжера золотника потребуется приложить усилие во много раз большее, чем для преодоления сил вязкостного трения. Слой поляризованных молекул разрушится, как только золотник будет сдвинут с места.

Облитерация возможна только при неподвижном золотнике, поэтому для борьбы с ней золотнику придают высокочастотные колебания с малой амплитудой (осциллирование золотника).

Сила инерции

$$F_u = ma,$$

где m — приведенная масса золотника и движущихся с ним частей;
 a — ускорение движения золотника.

8.4. Дроссели

Дросселем называется местное регулируемое или нерегулируемое сопротивление, устанавливаемое на пути движения жидкости при входе в гидроцилиндр или гидродвигатель, при выходе из них, а также параллельно им.

Дроссель оказывает дополнительное сопротивление движению рабочей жидкости. В результате этого в гидроцилиндр или гидродвигатель поступает меньшее количество жидкости, что снижает скорость поршня или частоту вращения вала гидродвигателя. Остальная жидкость сливается через предохранительный клапан в бак.

В зависимости от конструкции дросселя потери давления в нем могут определяться вязкостным или инерционным сопротивлением.

В линейных дросселях потери давления происходят при ламинарном течении жидкости. Эти потери давления прямо пропорциональны вязкости жидкости и сильно зависят от ее температуры.

В квадратичных дросселях потери давления определяются деформацией жидкости, вихреобразованием и потерями на удар при внезапном расширении. В них потери практически не зависят от вязкости (следовательно, они могут работать в большом диапазоне температур рабочей жидкости) и пропорциональны квадрату скорости жидкости через дроссель.

По виду проходного сечения дроссели делятся на игольчатые, щелевые, канавочные и пластинчатые.

В конструкции дросселя большое значение имеет соотношение между площадью проходного сечения отверстия и его периметром. При малой площади и большом периметре отверстия увеличивается вероятность его засорения.

В диафрагменном игольчатом дросселе (рис. 8.15, а) перепад давления пропорционален квадрату скорости те-

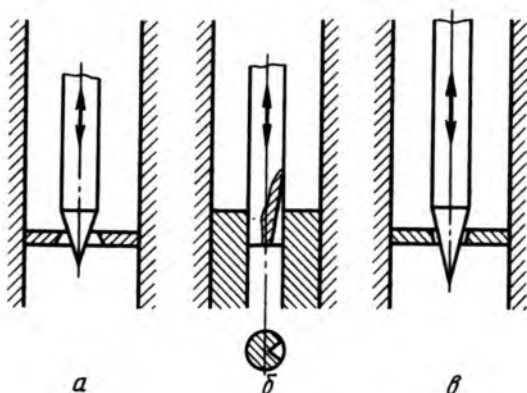


Рис. 8.15. Схемы игольчатых дросселей

чения жидкости через дроссель. В дросселях, изображенных на рисунке 8.15, б и в, перепад давления не соответствует этому закону.

Подбором профиля проходного сечения можно обеспечить линейную характеристику дросселя.

В щелевом дросселе (рис. 8.16) проходное сечение изменяется поворотом пробки, на которой нанесена щель заданного профиля.

В канавочный линейный дроссель (рис. 8.17) вставлена цилиндрическая пробка с прямоугольной винтовой нарезкой. Жидкость от насоса поступает в дроссель через отверстие А и, пройдя через нарезку, выходит через отверстие Б. Перемещая пробку относительно корпуса, изменяем длину канавки, по которой пойдет жидкость от

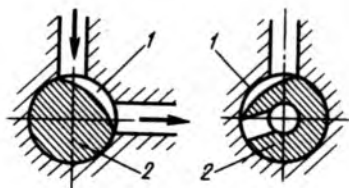


Рис. 8.16. Схема щелевого дросселя:

1 — щель; 2 — пробка

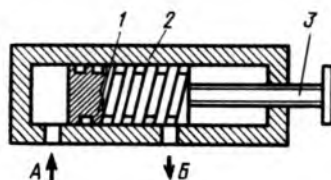
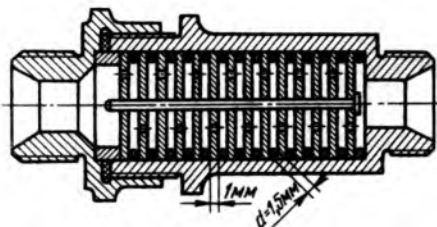


Рис. 8.17. Канавочный линейный дроссель:

1 — пробка с винтовой нарезкой; 2 — корпус; 3 — регулировочный винт

Рис. 8.18. Схема много-
ковшового дросселя



отверстия A до отверстия B . Этим самым изменяется перепад давления на дросселе

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{4r} \frac{\rho u^2}{2},$$

где $\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \dots \frac{75}{\text{Re}}$ — коэффициент сопротивления; $r = \frac{ab}{2(a+b)}$ — гидравлический радиус сечения канавки; a и b — стороны сечения канавки; ρ — плотность рабочей жидкости; u — скорость жидкости по канавке.

Пропускная способность дросселя

$$Q = \Delta p \frac{a^3 b^3}{\rho 8l(a+b)^2}.$$

В многошайбовом дросселе (рис. 8.18) можно применять большое отверстие, что уменьшает его забиваемость при работе дросселя.

Пропускная способность дросселя с одной шайбой

$$Q = \mu_{\text{ш}} \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

дросселя с n шайбами

$$Q = \mu_n \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p_n}{\rho}},$$

где $\mu_{\text{ш}}$ — коэффициент расхода шайбы; μ_n — коэффициент расхода пакета из n шайб, $\mu_n = \mu_{\text{ш}}/\sqrt{n}$; Δp — перепад давления на одной шайбе; $\Delta p_n = \Delta p/n$ — перепад давления на дросселе из n шайб.

8.5. Клапаны

Для регулирования давления в системе гидропередачи применяют гидравлические клапаны. По назначению они делятся на предохранительные, переливные обратные и редукционные.

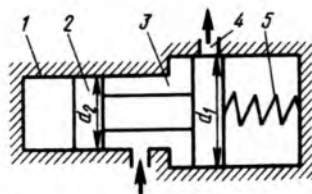
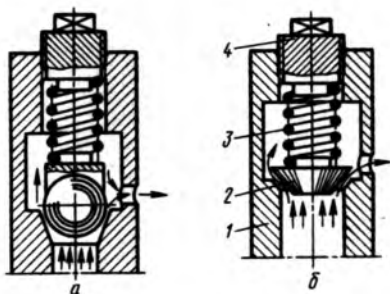


Рис. 8.20. Схема дифференциального клапана:

1 — корпус; 2 — двухступенчатый поршень; 3 — камера; 4 — канал; 5 — пружина

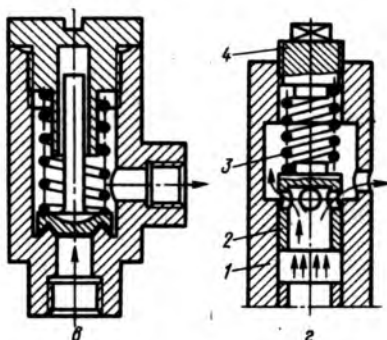


Рис. 8.19. Схемы шариковых (а), конических (б и в) и золотниковых (г) клапанов:

1 — корпус; 2 — запирающий элемент; 3 — пружина; 4 — регулировочный винт

По конструкции запирающие элементы клапанов могут быть шариковыми, коническими, тарелочными, плунжерными и золотниковыми. По воздействию потока жидкости на запирающий элемент подразделяют клапаны прямого и непрямого действия.

Предохранительный клапан служит для автоматического ограничения давления в гидросистеме. Принцип его действия основан на уравнивании сил давления жидкости, действующих на запорный орган, силой давления пружины, действующей на тот же запорный орган с другой стороны.

Силу давления пружины можно регулировать, настраивая клапан на то или иное давление. Он открывается при достижении давления в системе, на которую настроена пружина.

Наиболее простые по конструкции — шариковые клапаны (рис. 8.19, а). Они мало чувствительны к загрязнению и не требуют точной подгонки к седлу, однако часто выходят из строя. Их применяют при малых давле-

ниях и расходах в системах с частыми и длительными перегрузками.

Конические клапаны (рис. 8.19, б, в) более надежны, чем шариковые. Однако при их эксплуатации необходимо притирать запорный орган к седлу, соблюдать соосность цилиндрической и конусной части клапана.

Переливные клапаны служат для поддержания постоянного давления в гидросистеме путем непрерывного отвода части жидкости в бак. Они в отличие от предохранительных клапанов работают непрерывно. Чтобы повысить надежность таких клапанов в работе, их чаще всего делают золотниковыми (рис. 8.19, г).

При больших давлениях и расходах в этих клапанах должны быть мощные пружины, но при этом увеличивается их масса и габариты. В этих случаях целесообразнее применять дифференциальные клапаны (рис. 8.20), которые позволяют значительно снизить размеры и мощность пружины.

В корпусе 1 клапана расположен двухступенчатый поршень 2 с диаметрами ступеней d_2 и d_1 . Пружина 5 стремится переместить поршень влево, перекрывая канал 4. При давлении рабочей жидкости p_1 , превышающем расчетное, на которое отрегулирован клапан, поршень, преодолевая сопротивление пружины, передвигается вправо и открывает вход в канал 4. В камере 3 жидкость давит на кольцевые площадки поршня в противоположные стороны.

Суммарное давление будет равно разности давлений на эти площадки:

$$F = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)p_1.$$

При небольшой разности диаметров d_1 и d_2 суммарное давление будет незначительным, что дает возможность применять пружины малого размера.

Обратные клапаны применяют в тех случаях, когда нельзя допускать течения жидкости в обратном направлении при свободном пропуске ее в прямом направлении.

По конструкции обратные клапаны аналогичны предохранительным, но пружина у них значительно слабее.

Редукционный клапан (рис. 8.21) применяют при питании одним насосом нескольких гидродвигателей, требующих разных давлений, меньших давления, развиваемого насосом.

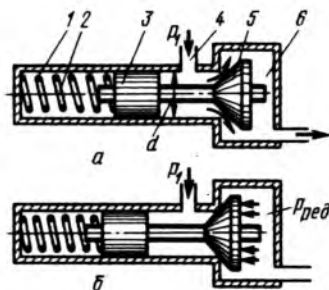


Рис. 8.21. Схема редукционного клапана:

1 — корпус; 2 — пружина; 3 — плунжер; 4 — подводящий канал; 5 — конусный клапан; 6 — камера с редуцированным давлением

В корпусе 1 редукционного клапана находится плунжер 3, соединенный с конусным клапаном 5. Под действием пружины 2 плунжер перемещается вправо, открывая камеру 6 с редуцированным давлением $p_{ред} < p_1$, в которую поступает жидкость под давлением p_1 из канала 4. Давление уменьшается при прохождении жидкости через щель между конусным клапаном и седлом. Система плунжер 3 — конусный клапан 5 уравновешена в осевом направлении, так как их диаметры равны.

При давлении в камере 6, превышающем расчетное, поршень, преодолевая сопротивление пружины, перемещается влево. При этом ширина щели уменьшается, вследствие чего возрастает сопротивление прохождению жидкости через щель и понижается давление в камере 6 до расчетной величины.

Редукционный клапан будет закрыт (рис. 8.21, б) при

$$F_{1пр} \leq p_{ред} S_{кл},$$

открыт (рис. 8.21, а) при

$$F_{2пр} \geq p_{ред} S_{кл},$$

где $F_{1пр}$ и $F_{2пр}$ — усилия пружины при открытом и закрытом клапане; $S = \pi d^2/4$ — площадь плунжера диаметром d .

Расчет предохранительного клапана сводится к определению площади проходного сечения, необходимой для пропуска заданного расхода Q при данном перепаде давления.

Расход жидкости через клапан с острой кромкой седла

$$Q = \mu_0 S_s \sqrt{2\rho \Delta p},$$

где S_s — эффективная площадь проходного сечения клапана; ρ — плотность жидкости; $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления на клапане; μ_0 — коэффициент расхода клапана, обычно $\mu_0 = 0,6...0,7$.

Площадь проходного сечения клапана

$$S_3 = \pi d_{cp} t,$$

где d_{cp} — средний диаметр щели; t — размер щели в направлении, перпендикулярном потоку, $t = h \sin \varphi$, отсюда $h = t / \sin \varphi$ — высота подъема клапана; φ — угол конусности контактной поверхности клапана.

В зависимости от конструкции высота подъема клапана для шарикового (рис. 8.22, а):

$$h = \frac{Q}{\mu_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p \pi d_{cp} \sin \varphi}};$$

для конусного (рис. 8.22, б):

$$h = \frac{Q}{\mu_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p \pi d_k \sin \varphi}};$$

для плоского (рис. 8.22, в):

$$h = \frac{Q}{\mu_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p \pi d_k}}.$$

Высоту подъема клапана обычно выбирают равной

$$h = (0,25 \dots 0,15) d_k.$$

Скорость жидкости в подводящем канале при давлении $p \leq 0,5$ МПа обычно принимают равной $v = 5$ м/с,

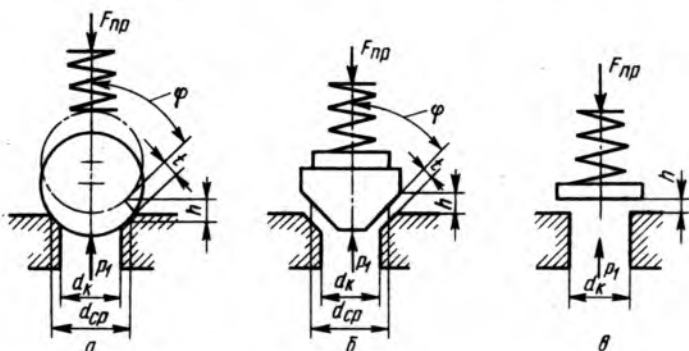


Рис. 8.22. Расчетные схемы предохранительных клапанов

при $p > 20$ МПа $v = 25 \dots 30$ м/с. Диаметр подводящего канала

$$d_k = \sqrt{4Q/(\pi v)}.$$

Давление, при котором клапан начнет открываться, определяют из условия

$$\frac{\pi d_k^2}{4}(p_1 - p_2) = \lambda_0 C = F_{\text{пр}},$$

где $F_{\text{пр}}$ — усилие пружины; p_1 — давление перед открытием клапана, обычно принимается равным 1,1...1,2 рабочего давления в системе гидропередачи; λ_0 — предварительное сжатие пружины; $C = d^4 E / (8 D^3 n)$ — жесткость пружины; E — модуль упругости; d — диаметр проволоки пружины; D — средний диаметр пружины; n — число витков.

При подъеме клапана на высоту h через клапан начинает вытекать рабочая жидкость, дросселирующая от давления p_1 до давления p_2 . При этом эффективная площадь клапана увеличивается, вследствие чего усилие на пружину возрастает до величины:

$$F_{\text{пр}} = \frac{\pi d_k^2}{4}(p_{1 \text{ закр}} - p_2) + p_{\text{ср}} S_c,$$

где $p_{1 \text{ закр}}$ — давление, при котором клапан закрывается; $p_{\text{ср}}$ — среднее давление, действующее на открытый клапан, $p_{\text{ср}} = 0,45(p_{1 \text{ закр}} - p_2)$; S_c — площадь контактной поверхности седла клапана.

Для шарикового клапана

$$S_c = \frac{\pi d^2}{4}(d_{\text{ср}}^2 - d_k^2).$$

Для конусного плоского клапана

$$S_c = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_k^2).$$

Давление, при котором клапан закрывается:

$$p_{1 \text{ закр}} = \frac{F_{\text{пр}}}{\frac{\pi d_k^2}{4} + 0,45 S_c} + p_2.$$

Для клапанов с острой кромкой, у которых $S_c = 0$, давление при открытии и закрытии одинаковое.

8.6. Гидроаккумуляторы

В процессе работы гидропередачи мгновенный расход жидкости может изменяться с течением времени от какой-то минимальной до максимальной величины.

Для обеспечения нормальной работы гидропередачи необходимо либо устанавливать насос, рассчитанный на максимальный расход, либо включать в систему гидроаккумулятор.

Гидроаккумулятор позволяет уменьшать мощность насоса и повышать КПД всей гидропередачи, накапливать энергию в период снижения потребления мощности гидропередачей и возвращать ее при максимальном расходе, служит источником аварийного питания при отключении насоса по тем или иным причинам, сглаживает пульсации давления при работе насоса, колебаниях нагрузки и температуры рабочей жидкости, гасит гидроудары.

По способу накопления гидроаккумуляторы подразделяют на грузовые (энергия накапливается за счет подъема груза), пружинные (энергия накапливается за счет деформации пружины), пневмогидравлические (энергия накапливается и возвращается за счет сжатия и расширения газа). Грузовые и пружинные аккумуляторы очень тяжелы и громоздки из-за больших давлений в гидросистемах.

В мелиоративных и строительных машинах применяют в основном пневмогидравлические аккумуляторы, которые можно подразделить на две группы: без отделения и с разделением жидкости и газа. Гидроаккумуляторы с разделением обладают рядом преимуществ: не растворяется газ в жидкости, не выделяются газовые пузырьки при падении давления в гидросистеме, не окисляется рабочая жидкость (если аккумулятор заряжен воздухом).

Расчет гидроаккумулятора заключается в определении его полной емкости и полезного объема. Полезный объем должен обеспечить расход жидкости при превышении потребного расхода рабочей жидкости над подачей насоса.

Перед зарядкой объем газа в гидроаккумуляторе равен W_1 , а абсолютное давление — p_1 , при этом начальный объем $W_1 = W_k$ (W_k — конструктивный объем гидроаккумулятора). В процессе его зарядки объем газа

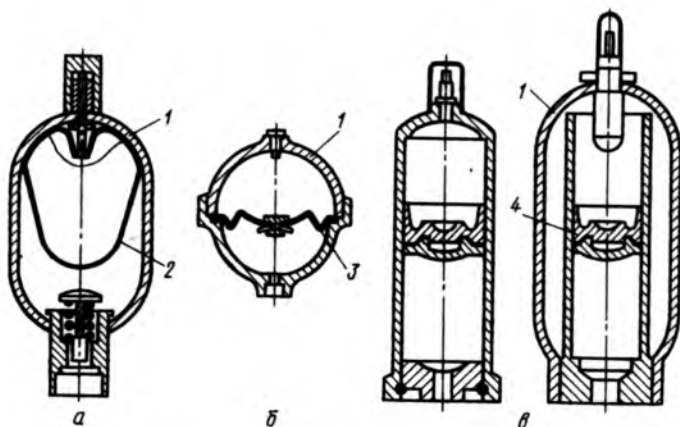


Рис. 8.23. Схемы гидроаккумуляторов с эластичным мешком (а), диафрагмой (б) и поршневых (в):

1 — корпус; 2 — эластичный мешок; 3 — диафрагма; 4 — поршень

уменьшается до W_3 , а давление увеличивается до p_3 , которое будет наибольшим. В процессе разрядки объем газа увеличивается до какого-то объема W_2 , а давление падает до p_2 . Обычно гидроаккумуляторы во избежание окисления рабочей жидкости заряжают азотом.

Для разделения жидкости и газа гидроаккумуляторы выполняют либо с гибким разделителем (рис. 8.23, а, б), либо с поршнем (рис. 8.23, в).

Типовая конструкция гидроаккумулятора, применяемого в строительных машинах, приведена на рисунке 8.24. Он имеет стальной корпус 1, внутри которого помещен поршень 2. В верхней части гидроаккумулятора установлена крышка, в которую вставлен штуцер 4 с обратным клапаном 5. Через штуцер происходит зарядка гидроаккумулятора инертным газом (азотом). В нижней части его имеется штуцер 6, присоединяемый к гидросистеме.

При медленном протекании зарядки процесс будет изотермическим, поэтому можно записать

$$p_1 W_1 = p_2 W_2.$$

Отсюда объем газа в конце зарядки

$$W_2 = W_1(p_1/p_2),$$

а давление

$$p_2 = p_1 W_1 / W_2.$$

Полезный объем жидкости, запасаемой в гидроаккумуляторе, равен изменению объема газа при зарядке

$$W_n = W_1 - W_2.$$

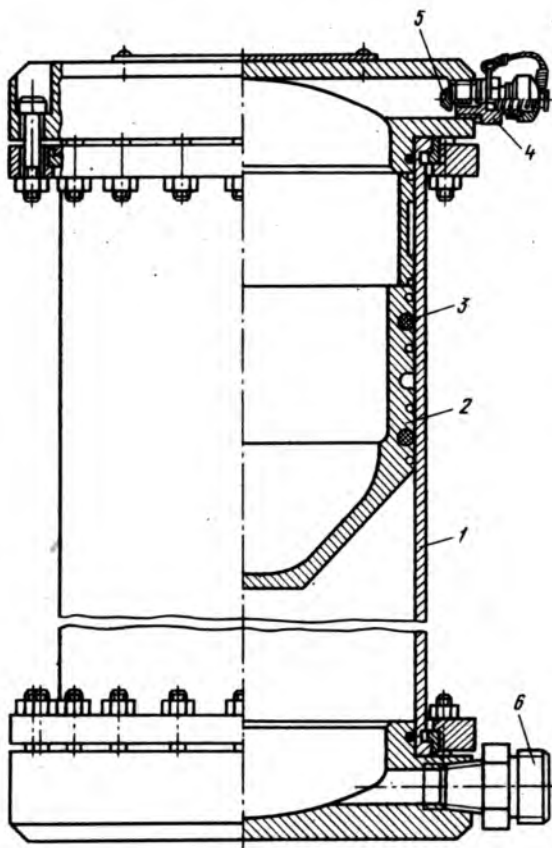


Рис. 8.24. Схема гидроаккумулятора, применяемого в строительных машинах:

1 — корпус; 2 — поршень; 3 — уплотнительные кольца; 4 и 6 — штуцера; 5 — обратный клапан

Для обеспечения надежной его работы необходимо, чтобы запас рабочей жидкости в нем был больше полезного объема.

Тогда полный объем жидкости, запасаемой в гидроаккумуляторе:

$$W = W_n + \beta_3 W_n = W_n(1 + \beta_3),$$

где $\beta_3 = 1,2 \dots 1,5$ — коэффициент запаса.

В тех случаях, когда процессы зарядки и разрядки протекают быстро, зависимость между давлением p и объемом W воздуха выражается уравнением

$$p W^n = \text{const},$$

где n — показатель политропы, который принимают равным $1,1 \dots 1,3$.

8.7. Фильтры для очистки рабочей жидкости

При работе гидросистемы рабочая жидкость загрязняется, поэтому ее необходимо очищать.

Для очистки рабочей жидкости ее пропускают в процессе работы через фильтры, обычно устанавливаемые на сливной линии. Степень очистки жидкости можно оценить тонкостью фильтрации, под которой в соответствии с ГОСТ 14066—68 понимается минимальный размер частиц, задерживаемых фильтром. Число задержанных частиц составляет 90...95% частиц того же размера, находящихся в неотфильтрованной жидкости. Под абсолютной тонкостью фильтрации понимается минимальный размер частиц, полностью задерживаемых фильтрами.

Установлен (ГОСТ 14066—68) следующий ряд тонкости фильтрации (мкм): 5, 10, 16, 25, 40, 63, 80, 100, 125, 160, 200 и 250.

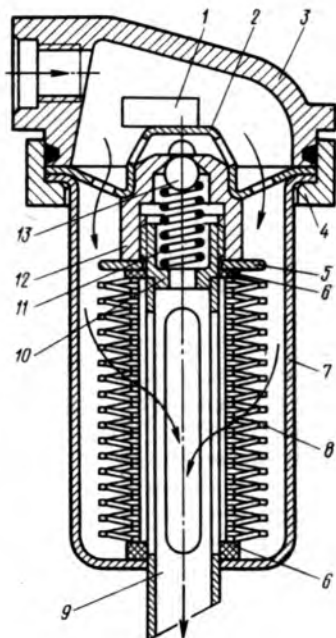
По тонкости очистки различают фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки.

Фильтры грубой очистки задерживают частицы размером более 0,1 мм, нормальной очистки — более 0,01 мм, тонкой — более 0,005 мм, а особо тонкой очистки — более 0,001 мм.

В гидропередачах мелиоративных и строительных машин обычно применяют фильтры номинальной тонкостью фильтрации 63 мкм при работе с шестеренными насосами и 40 мкм — с аксиально-плунжерными насосами и гидродвигателями.

Рис. 8.25. Схема магистрального фильтра механического действия:

1 — магнит; 2 — маслоотражатель; 3, 4 — крышки; 5 — шайба; 6 — прокладка; 7 — корпус; 8 — набор фильтрующих элементов; 9 — трубка; 10 — опорный стакан; 11 — пружина; 12 и 13 — корпус и шарик перепускного клапана



По принципу действия разделяют фильтры механического и силового действия.

В фильтрах механического действия жидкость очищается при прохождении через различного рода пористые и щелевые материалы, на которых и оседают загрязняющие частицы.

В фильтрах силового действия жидкость очищается под действием гравитационного (отстой), центробежного силового, магнитного или электростатического поля.

В настоящее время в гидропередачах мелиоративных и строительных машин наибольшее распространение получили магистральные фильтры механического действия (рис. 8.25). В качестве фильтрующих элементов в них применяют проволоочные сетки с квадратными ячейками и шторы из фильтровальной бумаги ДРКБ, БФМ, картона КФМ или нетканевого полотна НКФМ-3.

Фильтровальная бумага ДРКБ имеет наибольшую пропускную способность. Фильтроэлементы из бумаги ДРКБ рекомендуется использовать в фильтрах машин, работающих в условиях холодного климата.

Магистральные фильтры в соответствии с ОСТ 22-883—75 предназначаются для установки в сливных линиях гидросистем при давлении до 6,3 МПа. Работают эти фильтры при кинематической вязкости рабочих жидкостей до 1600 сСт, температуре окружающей среды от минус 40°C до плюс 50°C и температуре жидкости от минус 40°C до плюс 75°C. Фильтры имеют перепускной клапан, открывающийся при повышении давления (засорение фильтра).

8.8. Гидробаки

В гидробаке гидросистем содержится запас рабочей жидкости, используемый в гидропередаче. Насос забирает рабочую жидкость из него, затем она по трубопроводам направляется в гидродвигатели или гидроцилиндры и оттуда обратно в гидробак.

Гидробак изготавливают из стального листа толщиной 0,8...2 мм. Внутри него устанавливают перфорированную перегородку, разделяющую его на два неравных отсека. Всасывающие и сливные трубопроводы подводятся в разные отсеки. Из гидросистемы жидкость по сливному трубопроводу сливается в гидробак. В большем отсеке оседают крупные частицы, не уловленные фильтрами вследствие их загрязнения и прошедшие в результате этого через предохранительный клапан. В этом же отсеке жидкость освобождается от избыточного воздуха. В меньшем отсеке оседают более мелкие загрязнители рабочей жидкости.

Из меньшего отсека жидкость забирается насосом. Чтобы исключить возможность попадания в гидросистему

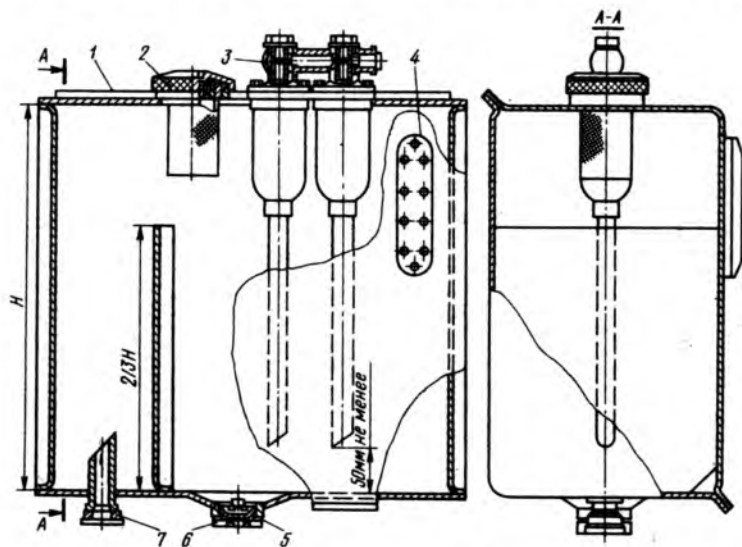


Рис. 8.26. Схема гидробака, применяемого на строительных машинах: 1 — корпус; 2 и 3 — заливочный и магистральные фильтры; 4 — маслоуказатели; 5 — прокладки; 6 — магнитная пробка; 7 — штуцер

воздуха, отверстия всасывающего патрубка располагают на 50...60 мм выше дна бака. Отверстия сливного патрубка во избежание захвата воздуха сливной струей также устанавливаются на расстоянии 50...60 мм от дна бака. Вместимость гидробака принимают равной двух-, трехминутной подаче насоса.

Конструкция гидробака, применяемого на строительных машинах, приведена на рисунке 8.26.

Жидкость поступает в гидробак через магистральные фильтры 3 (один или два в зависимости от подачи насоса) и забирается насосом через штуцер 7.

Глава 9. ДИНАМИЧЕСКИЕ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

9.1. Общие понятия

Динамические гидropередачи подразделяются на динамические муфты (гидромуфты) и трансформаторы (гидротрансформаторы). Они состоят из рабочих колес, соосно расположенных в непосредственной близости друг от друга и заключенных в общий кожух.

Мощность от двигателя к исполнительным механизмам гидромуфты передают без изменения момента, а гидротрансформаторы — с изменением.

Гидромуфта (рис. 9.1) состоит из двух рабочих колес — насосного 1 и турбинного 2. Колеса имеют некоторое число лопаток, чаще всего прямых, радиальных. Внутреннее пространство рабочих колес заполняется рабочей жидкостью.

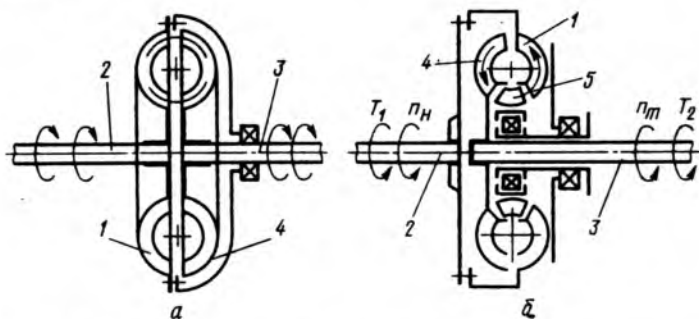


Рис. 9.1. Схемы гидромуфты (а) и гидротрансформатора (б):

1 и 4 — насосное и турбинное колеса; 5 — реактор (направляющий аппарат); 2 и 3 — ведущий и ведомый валы

Гидротрансформатор (рис. 9.1, б) состоит минимум из трех рабочих колес: насосного, турбинного и колеса реактора. Рабочая полость его полностью заполнена жидкостью, которая находится в ней под избыточным давлением.

В отличие от гидромукты гидротрансформатор может изменять передаваемый момент по величине, а иногда и по знаку.

9.2. Гидромукты

Рабочий процесс гидромукты. Как уже указывалось, рабочая жидкость заполняет внутреннюю полость гидромукты. Обычно под полным наполнением понимают такое, когда объем рабочей жидкости составляет примерно 90% геометрического объема рабочей полости. При вращении гидромукты, когда нет внешней нагрузки, жидкость под действием центробежной силы отбрасывается к периферии и прижимается к внутренней поверхности рабочей полости. В этом случае насосное и турбинные колеса имеют одинаковую частоту вращения. При этом в рабочей полости гидромукты относительно движения жидкости не будет.

При прикладывании к ведомому валу внешней нагрузки турбинное колесо начинает отставать от насосного тем больше, чем больше эта нагрузка. При очень большой нагрузке турбинное колесо остановится, а насосное будет продолжать вращаться. При отставании турбинного колеса жидкость, находящаяся в рабочей полости, начнет циркулировать и тем интенсивнее, чем больше нагрузка.

Разность между частотами вращения насосного и турбинного колес, отнесенная к частоте вращения насосного колеса, называется скольжением и обозначается буквой S :

$$S = (n_n - n_t) / n_n = (\omega_n - \omega_t) / \omega_n, \quad (9.1)$$

где n_n , ω_n и n_t и ω_t — частота вращения и угловая скорость соответственно насосного и турбинного колеса.

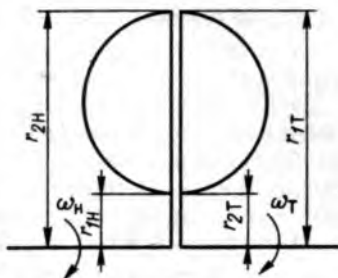
Примем передаточное отношение

$$i = n_t / n_n,$$

тогда скольжение

$$S = 1 - \frac{n_t}{n_n} = 1 - i. \quad (9.2)$$

Рис. 9.2. Принципиальная схема простейшей гидромукфты с основными размерами



Рассмотрим процесс передачи энергии и момента при работе гидромукфты под нагрузкой.

На рисунке 9.2 приведена принципиальная схема простейшей гидромукфты. Примем следующее: индексы 1 и 2 обозначают соответственно вход и выход жидкости из рабочего колеса, а индексы Н и Т — насос и турбину.

Например, r_{1H} — радиус входа на рабочее колесо насоса; r_{2H} — радиус выхода из рабочего колеса насоса; r_{2T} — радиус входа в рабочее колесо турбины и т. д.

При вращении насосного колеса жидкость будет увлекаться его лопатками и отбрасываться от центра к периферии. При этом механическая энергия, получаемая от двигателя, будет превращаться в кинетическую энергию движущейся жидкости, которая достигает максимума на выходе из насосного колеса. Выйдя из насосного колеса, жидкость поступает в турбинное колесо, где при движении от центра к периферии энергия жидкости будет уменьшаться, превращаясь в механическую энергию, подводимую к ведомому валу. Вернувшись по выходе из турбины к входу в рабочее колесо насоса, жидкость обладает той же энергией, что и вначале.

При переходе из насосного колеса в турбинное и обратно предполагается, что потерь энергии не будет. В действительности же при движении рабочей жидкости внутри рабочих колес насоса и турбины часть энергии расходуется на преодоление различных сопротивлений.

При работе гидромукфты на ее рабочие колеса действуют вращающие моменты

$$T_H = \rho Q(r_{2H} c_{2H} \cos \alpha_{2H} - r_{1H} c_{1H} \cos \alpha_{1H}),$$

$$T_T = \rho Q(r_{2T} c_{2T} \cos \alpha_{2T} - r_{1T} c_{1T} \cos \alpha_{1T}).$$

Полагая, что в зазоре между насосом и турбиной отсутствуют потери и $r_{1H} = r_{2T}$, $r_{2H} = r_{1T}$, $c_{2H} \cos \alpha_{2H} =$

$= c_{1\tau} \cos \alpha_{1\tau}, c_{1n} \cos \alpha_{1n} = c_{1\tau} \cos \alpha_{2\tau}$, то получим, что

$$T_n = T_\tau.$$

При этом моменты T_n и T_τ , действующие со стороны жидкости на рабочее колесо соответственно насоса и турбины, будут направлены: первый — в сторону, противоположную вращению колеса (отрицательный), второй — в сторону вращения турбины (положительный).

Внутренний КПД турбины

$$\eta_{вн} = T_\tau \omega_\tau / (T_n \omega_n) = \omega_\tau / \omega_n = n_\tau / n_n = i.$$

Скольжение

$$S = 1 - \eta_{вн}.$$

Характеристики гидромуфты. Для оценки энергетических и эксплуатационных качеств гидромуфт служат их механические характеристики. Наиболее часто при практических расчетах пользуются внешней, приведенной и универсальной характеристиками.

Внешняя характеристика представляет зависимость внешних параметров: вращающего момента, мощности и КПД, от передаточного отношения или частоты вращения турбинного колеса, при постоянных вязкости и плотности рабочей жидкости, частоте вращения или вращающем моменте насосного колеса.

В большинстве случаев при графическом изображении внешней характеристики ограничиваются только нанесением значений вращающего момента и КПД (рис. 9.3).

При работе гидромуфты частота вращения турбинного колеса изменяется от $n_\tau = 0$ до $n_\tau = n_n$. Коэффициент полезного действия гидромуфты изменяется по прямой линии, стремясь к $\eta = 1$. Однако в связи с тем, что

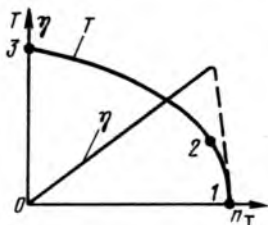


Рис. 9.3. Внешняя характеристика гидромуфты

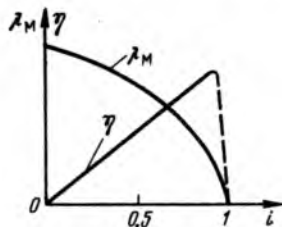


Рис. 9.4. Приведенная характеристика гидромуфты

передаваемая мощность при этом близка к нулю, КПД не может быть равен единице, а достигает значений $\eta_{\max} = 0,99...0,995$. При увеличении нагрузки КПД интенсивно падает и при $n_t = n_n$ становится равным нулю.

Приведенной характеристикой (рис. 9.4) называется зависимость коэффициента момента λ гидромолты и полного КПД от передаточного отношения при постоянных вязкости и плотности рабочей жидкости и частоты вращения насосного колеса.

Коэффициент момента можно получить, воспользовавшись соотношением для мощностей подобных лопастных машин:

$$N/N' = \rho/\rho' = (D_a/D'_a)^5 (n/n')^3.$$

Но $N = T\omega = T\pi n/30$.

Откуда

$$T/T' = (\rho/\rho')(D_a/D'_a)^5 (n/n')^3 (n'/n),$$

или

$$T_n/T'_n = (\rho/\rho')(D_a/D'_a)^5 (n_n/n'_n)^2.$$

Отсюда

$$\frac{T_n}{\rho D_a^5 n_n^2} = \frac{T'_n}{\rho' D_a'^5 n_n'^2} = \text{const} = \lambda$$

и

$$T_n = \lambda_m \rho D_a^5 n_n^2,$$

где D_a — активный диаметр гидромолты, наибольший диаметр рабочей полости.

На внешней характеристике гидромолты (см. рис. 9.3) можно отметить три характерные точки:

1 — холостой ход

передаваемый момент $T_n = T_t = 0$,

$$\text{скольжение } S = \frac{n_n - n_t}{n_n} 100 = 0,$$

$i = 1$, $\eta = 0$, $n_t = n_n$;

2 — работа на номинальном расчетном режиме

$$\eta = \eta_{\max} = \eta^*,$$

где $\eta^* = 0,95...0,96$ и $\eta^* = 0,97$ — при установке гидромолты соответственно на экскаваторе и автомобиле;

9 — Васильев Б. А.

3 — стоповый режим
 $n_t = 0, i = 0, \eta = 0, T = T_{\max}, S = 100\%$.

Как уже указывалось, работа в стоповом режиме хотя и возможна, но нежелательна из-за перегрева жидкости.

Как видно из этих характеристик, момент при $i = 0$ или $S = 100\%$ в несколько раз превышает момент на расчетном режиме при i^* .

Отношение момента $T_{\max}$ при $S = 100\%$ к моменту $T_{\text{ном}}$ при работе на расчетном режиме i со скольжением $S = 97...95\%$ называется коэффициентом перегрузок, показывающим способность гидромфты предохранять двигатель от перегрузки и в то же время работать с высоким передаточным отношением:

$$\delta = T_{\max}/T_{\text{ном}} = \lambda_{\max}/\lambda_{\text{ном}}.$$

В современных гидромфтах коэффициент δ достигает значений 12...13. При таком высоком коэффициенте δ гидромфты не могут защитить двигатель от перегрузки. Коэффициент перегрузок при работе с асинхронными двигателями должен быть не более 1,8...2,5, с двигателем внутреннего сгорания — 4...5, на привод конусных дробилок — 2,5, с конвейером — 1,8...2,0.

Для подъемно-транспортных машин, автомобильного транспорта и другой техники необходимо иметь полную внешнюю характеристику гидромфты (рис. 9.5), чтобы можно было определять характеристики при отрицательных передаточных отношениях.

Гидромфты могут работать в тяговом и тормозном режимах. Основной режим работы гидромфты — тяговый, поэтому приводимые обычно внешние характеристики гидромфты относятся к этому режиму в пределах изменения передаточного отношения от $i = 0$ до $i = 1$.

Тормозными режимами называются такие режимы, при которых мощность подводится к гидромфте со

стороны как входного (от двигателя), так и выходного (от нагрузки) звена или со стороны одного из звеньев при остановленном втором звене.

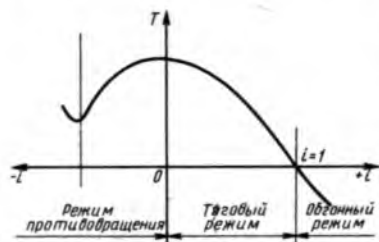


Рис. 9.5. Полная внешняя характеристика гидромфты

Различают следующие виды тормозных режимов: обгонный, противовращения и гидродинамического торможения.

Обгонным называется такой режим, при котором на выходном звене знак вращающего момента противоположен и направление его вращения соответствует тяговому режиму работы.

При работе в этом режиме частота вращения турбины больше частоты вращения насоса. Турбина и насос вращаются в одном направлении (рис. 9.6, а). При этом жидкость движется от турбины к насосу. Турбина выполняет функции насоса, а насос работает в режиме турбины.

В обгонном режиме гидромурфта работает на подъемных кранах при спуске груза с включенным реверсом, а также при движении автомобиля под гору при включенной прямой передаче.

Режимом противовращения называется тормозной режим, при котором входное и выходное звенья вращаются в разные стороны (рис. 9.6, б). При этом насос работает в своем режиме, а турбина — в особом, называемом растратным, при котором на основной поток рабочей жидкости, создаваемый насосом, воздействует тормозящий противопоток, уменьшающий суммарный расход, что снижает момент на турбине.

В режиме противовращения гидромурфта работает на подъемном кране при спуске груза, когда реверс не включен, при этом достигается возможность получения монтажных «ползучих» скоростей.

Гидродинамическим торможением называется режим работы гидромурфты при остановленном насосном колесе ($n_n = 0$). При этом гидромурфта работает в качестве гидравлического тормоза. Этот режим используется при спуске грузов в подъемных машинах.

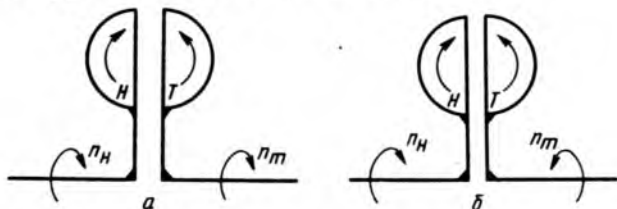


Рис. 9.6. Схемы движения жидкости при обгонном (а) режиме и режиме противовращения (б) гидромурфты

Совместная работа гидромуфта с двигателями. Гидромуфта в конкретных условиях всегда работает совместно с каким-либо двигателем.

Рассматривание характеристик двигателя, гидромуфты и нагрузки в отдельности не позволяет выявить реальную картину работы всего комплекса.

В настоящее время на большинстве мелиоративных, строительных и транспортных машин установлены двигатели внутреннего сгорания или электродвигатели.

Правильно подобранная гидромуфта должна не перегружать двигатель, обеспечивать устойчивую работу его при всех изменениях нагрузки.

Для примера рассмотрим работу дизельного двигателя (характеристика на рис. 9.7, а), работающего с гидромуфтой (характеристика на рис. 9.7, б). Известны активный диаметр гидромуфты D_a и плотность рабочей жидкости ρ .

Построим совместную характеристику двигателя и гидромуфты. Для этого задаемся рядом передаточных отношений i , включая $i = 0$ (например, $i = 0, i = 0,4, \dots, i = 0,9, i = 0,95$), и по характеристике гидромуфты находим соответствующие коэффициенты момента. Воспользовавшись затем формулой

$$T = \lambda_r \rho D_a^5 n_n^2 \quad (9.3)$$

и задаваясь различной частотой вращения вала двигателя, строим нагрузочные характеристики $T = f(n_n)$, соответствующие выбранным коэффициентам, нанося их на характеристику двигателя. Точки 1, 2, 3, 4 пересечения внешней характеристики двигателя и нагрузочных харак-

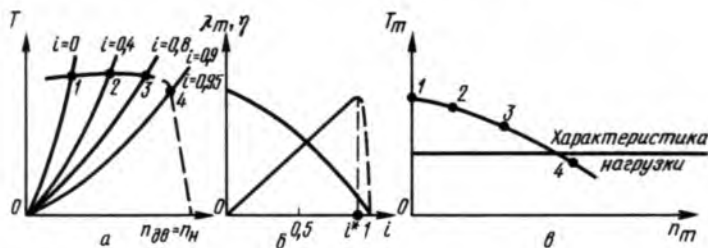


Рис. 9.7. Графики к расчету совместной работы дизельного двигателя и гидромуфты:

а и б — характеристики двигателя и гидромуфты; в — выходная характеристика совместной работы

теристик дадут режим совместной работы двигателя и гидромуфты. Воспользовавшись этими данными, можем построить выходную характеристику системы двигателя — гидромуфта, приведенной к ведомому валу $T_t = f(n_t)$.

При этом следует иметь в виду, что момент турбины $T_t = T_n$ в точках 1, 2, 3, 4 будет иметь место при частотах вращения вала турбины $n_t = i n_n$, где i соответствует выбранным ранее передаточным отношениям $i = 0, i = 0,4, \dots, i = 0,95$. Полученная таким образом выходная характеристика приведена на рисунке 9.7, в.

Накладывая на полученную кривую характеристику нагрузки (в данном случае — подъем груза, при котором момент не зависит от частоты вращения барабана грузо-подъемной лебедки), можно уже решать и конкретные вопросы привода какой-либо машины или орудия.

Регулирование гидромуфт. При работе гидромуфты с постоянной частотой вращения ведущего вала $n_n = \text{const}$ частоту вращения ведомого вала можно регулировать путем изменения степени заполнения рабочей полости гидромуфты жидкостью, формы рабочей полости и нагрузки.

В настоящее время распространено регулирование путем изменения заполнения рабочей полости жидкостью. Степень заполнения рабочей полости гидромуфт можно изменять либо с помощью специальных регулирующих органов, либо путем внутреннего самоопораживания. В этом случае процесс происходит автоматически с изменением нагрузки. Гидромуфты первого типа относятся к регулируемым, а второго — к нерегулируемым.

Характеристика гидромуфты при полном и частичном заполнении представлена на рисунке 9.8.

При больших скольжениях (малых передаточных отношениях) и заполнении $W < 80\%$ кривая передаваемого момента делает резкий скачок. До и после этого режима муфта работает устойчиво. При этом характер течения

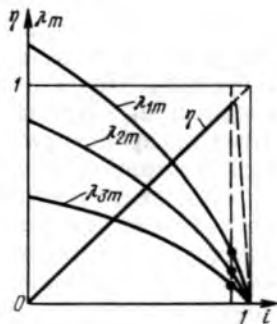


Рис. 9.8. Характеристики гидромуфты при полном (λ_1) и частичном (λ_2 и λ_3) заполнении жидкостью

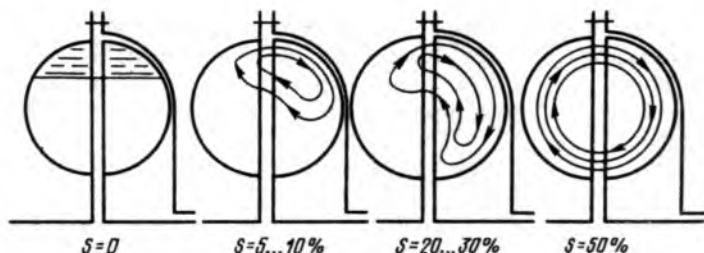


Рис. 9.9. Изменение характера течения жидкости в гидромуфте при увеличении скольжения S

жидкости при неполном заполнении зависит от скольжения.

При отсутствии нагрузки скольжение $S = 0$ и жидкость под действием центробежных сил располагаются на периферии рабочей полости гидромуфты (рис. 9.9), при этом отсутствует относительное движение жидкости внутри рабочей полости гидромуфты ($Q = 0$).

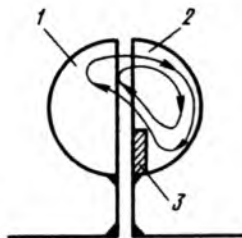
По мере увеличения нагрузки увеличивается скольжение, уменьшаются частота вращения турбины и центробежные силы в турбинном колесе, возникает относительное движение жидкости, скорость которого возрастает с увеличением нагрузки. Вследствие этого происходит перераспределение жидкости между насосом и турбиной, часть жидкости переходит из насоса в турбину, при этом радиус входа жидкости в насос увеличивается, а разность радиусов входа и выхода в насосе уменьшается.

В турбинном колесе по мере увеличения скольжения жидкость опускается к оси вращения. При скольжении $S = 45...50\%$ нижняя ветвь потока жидкости в турбине достигает минимального радиуса и так входит в насосное колесо, образуя кольцо, прижатое к чашам насоса и турбины. При этом резко возрастает разность радиусов входа и выхода на рабочие колеса гидромуфты. Этот переход происходит скачкообразно, в результате чего резко возрастает передаваемый момент.

При этом ускоряется ведомый вал, вследствие чего возрастают центробежные силы в гидромуфте, сопровождающиеся обратной перестройкой потока, уменьшением момента и замедлением ведомого вала, и процесс повторяется снова. Наступает колебательный неустойчи-

Рис. 9.10. Характер течения жидкости при установке порога в турбинном колесе гидромолты:

1 и 2 — насосное и турбинное колеса; 3 — порог



вый режим работы, отрицательно влияющий на всю систему.

Один из наиболее распространенных способов устранения колебательных процессов при работе гидромолты — установка в турбине порога, который препятствует перестройке потока жидкости в кольцевую форму (рис. 9.10).

Рассмотрим теперь несколько схем гидромолт с объемным регулированием.

Один из распространенных способов объемного регулирования — изменение количества жидкости в рабочей полости путем ввода или вывода специальной черпательной трубки.

Схема гидромолты с поворотной черпательной трубкой и вращающимся резервуаром представлена на рисунке 9.11. К насосу гидромолты жестко присоединен наружный кожух, который образует дополнительный резервуар 1.

При работе гидромолты жидкость из рабочей полости через жиклер 4 перетекает в дополнительный резервуар, в котором она располагается в виде кольца.

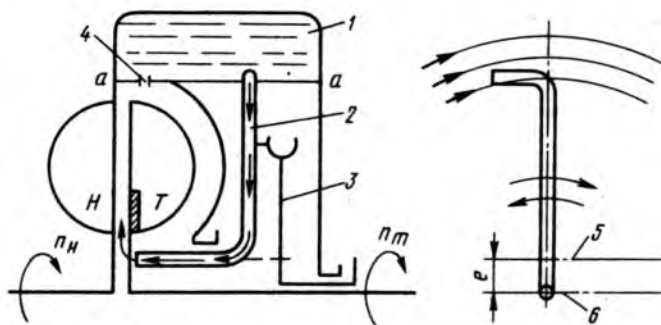


Рис. 9.11. Гидромолта с поворотной черпательной трубкой и вращающимся резервуаром:

1 — резервуар; 2 — черпательная трубка; 3 — рычаг наклона трубки; 4 — жиклер; 5 и 6 — оси трубки и молты

Внутри резервуара установлена черпательная трубка, которая может поворачиваться вокруг оси, расположенной с эксцентриситетом относительно оси гидромуфты. Жидкость, движущаяся с большой относительной скоростью, зачерпывается загнутым концом и направляется по трубке в рабочую полость муфты.

При повороте трубки ее верхний конец погружается в жидкость на различную глубину. Это позволяет регулировать объем жидкости в рабочей камере. Если трубка выведена из потока жидкости, то вся жидкость из рабочей полости через жиклер 4 по прошествии какого-то времени вытечет в дополнительный резервуар и гидромуфта отключится.

Установка черпательной трубки в некотором положении определяет степень заполнения рабочей полости гидромуфты.

Гидромуфты с черпательными трубками просты по конструкции и надежны в работе, но они имеют относительно большие габариты и медленную перестройку на другой режим работы, так как жидкость из рабочей полости в дополнительный резервуар переходит через жиклер диаметром 2...3 мм. Их нельзя применять в транспортных и строительных машинах.

Кроме указанной конструкции, имеются гидромуфты со скользящей и неподвижной трубкой.

Для транспортных машин были разработаны гидромуфты со статическим и динамическим самоопораживанием.

Рассмотрим принцип действия гидромуфт со статическим самоопораживанием.

Гидромуфты со статическим самоопораживанием (рис. 9.12) имеют симметричные колеса насоса и турбины, дополнительную камеру на стороне турбины. В некоторых конструкциях одновременно с дополнительной камерой на выходе из турбины установлен порог. При работе гидромуфты на холостом ходу жидкость находится в рабочей полости и дополнительной камере и вращается как единое кольцо. При нагружении гидромуфты турбинное колесо начинает отставать от насосного, вследствие чего средняя окружная скорость в дополнительной камере уменьшается, что приводит к снижению давления от центробежных сил.

Под действием разности давления жидкость через зазор между насосом и турбиной начинает перетекать

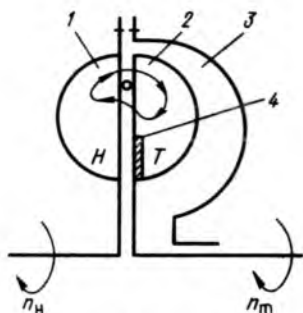


Рис. 9.12. Гидромукта со статическим самоопоражниванием:

1, 2 — насосное и турбинное колеса; 3 — дополнительная камера; 4 — порог

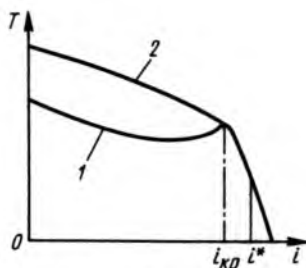


Рис. 9.13. Характеристика гидромукты с динамическим самоопоражниванием

из рабочей полости с большим давлением в дополнительную камеру с меньшим давлением до тех пор, пока не установится равновесное состояние. Таким образом уменьшаются наполнение рабочей полости и передаваемый момент.

При больших передаточных отношениях, а следовательно, и малых скольжениях жидкость из дополнительной камеры перетекает в рабочую полость.

Гидромукты с динамическим самоопоражниванием имеют несимметричные колеса и дополнительную камеру на стороне насоса. При номинальном режиме работы при $i = i^*$ жидкость в рабочей полости движется так же, как и в гидромукте, со статическим самоопоражниванием. Но при увеличении скольжения под действием скоростного напора жидкость опускается все ниже, и при достаточно большом скольжении ($S = 15...20\%$) часть жидкости покидает турбину и переходит в дополнительную камеру. При этом уменьшается передаваемый момент.

Передаточное отношение, при котором происходит сброс жидкости, называется критическим.

Характеристика гидромукты с динамическим самоопоражниванием без предварительной камеры (рис. 9.13, кривая 1) имеет провал при скольжении порядка 30...50%, что, конечно, в некоторых случаях допускать нельзя.

Для ликвидации провала на характеристике необходимо замедлить скорость сброса жидкости из турбинного

колеса. Это достигается путем установки либо порога в турбинном колесе, либо предварительной камеры в насосном колесе.

Характеристика гидромуфты с предварительной камерой показана на рисунке 9.13 (кривая 2).

Более быстродействующими являются гидромуфты с динамическим самоопораживанием. Их коэффициент перегрузки ($\delta = 1,8 \dots 2,0$) значительно меньше, чем у гидромуфт со статическим самоопораживанием ($\delta = 9 \dots 10$). Это позволяет широко использовать их в приводах как с асинхронными электродвигателями, так и в приводах с двигателями внутреннего сгорания.

9.3. Гидротрансформаторы

Гидротрансформатором называется динамическая гидрорепердача, передающая вращающий момент с преобразованием его по величине (иногда и по знаку) и имеющая внешнюю опору для восприятия этого момента.

В гидротрансформаторе прямого хода ведущий и ведомый валы вращаются в одну сторону, а обратного хода — в разные стороны. В первом гидротрансформаторе момент преобразуется как по величине, так и по знаку, а во втором — только по величине.

Гидротрансформаторы делятся на одно-, двух-, трехступенчатые, а также на одно-, двух- и многоциркуляционные (то есть несколько рабочих полостей).

По числу турбин в одной рабочей полости гидротрансформаторы различают одно-, двух- и трехступенчатые, а по типу турбин — с центробежной, осевой или центростремительной турбиной.

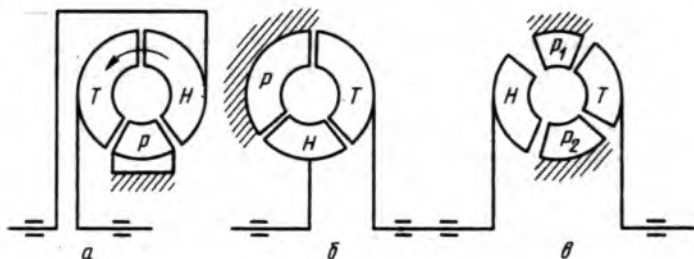


Рис. 9.14. Схемы одноступенчатых гидротрансформаторов с различным расположением колес:

H и *T* — насосное и турбинное колеса; *P* — реактор (направляющий аппарат)

Обычно считают, что момент $T_{тр}$ относительно мал и им пренебрегают, тогда уравнение (9.7) преобразуется в

$$T_n + T_\tau + T_p = 0,$$

откуда момент на турбине

$$-T_\tau = T_n + T_p. \quad (9.8)$$

Знак минус у момента на турбине показывает, что его направление противоположно направлениям моментов на насосе и реакторе.

Момент на насосе определяется уравнением (9.4), из которого видно, что его величина прямо пропорциональна разности радиусов выхода жидкости из рабочего колеса и входа в него. Лопатки насоса могут иметь различную форму, которая также влияет на момент на насосе.

Момент на насосе зависит от скорости и направления потока жидкости, выходящей из реактора. В реакторе происходит преобразование потенциальной энергии жидкости в кинетическую, часть энергии тратится на преодоление сопротивлений. При выходе из реактора жидкость имеет скорость c_{2p} и направление, обусловленное углом β_{2p} . С этой скоростью и под этим углом жидкость поступает в рабочее колесо насоса.

При увеличении угла β_{2p} скорость $c_{u2p} = c_{u1n}$ увеличивается, а момент на насосе уменьшается:

$$T_n = \dot{r}Q(c_{u2n}r_{2n} - c_{u2p}r_{2p}).$$

Момент на турбинном колесе определяется нагрузкой на ведомом валу гидротрансформатора.

Предположим, что нагрузка столь велика, что ведущий вал полностью остановлен. Тогда абсолютная скорость $c_{2т}$ жидкости на выходе из остановленного турбинного колеса совпадает по величине и направлению с относительной скоростью $w_{2т}$, определяемой углом $\beta_{2т}$.

Направление выходной кромки лопаток турбинного колеса выбирается таким, чтобы угол $\beta_{2т}$ был острым. Тогда для рассматриваемого случая угол $\alpha_{2т}$ будет тупым, а косинус его — отрицательным.

Следовательно, в уравнении, определяющем момент на турбинном колесе, оба члена будут иметь одинаковый знак:

$$T_\tau = rQ(-r_{2т}c_{2т} \cos \alpha_{2т} - r_{1т}c_{1т} \cos \alpha_{1т}), \quad (9.9)$$

$$T_r = -\rho Q(r_{2r}c_{2r} \cos \alpha_{2r} + r_{1r}c_{1r} \cos \alpha_{1r}). \quad (9.10)$$

При остановленной турбине момент на ней будет наибольшим.

Если нагрузку на ведомый вал турбины уменьшать, то угловая скорость вращения рабочего колеса будет увеличиваться, а направление абсолютной скорости c_{2r} жидкости на выходе из рабочего колеса все более будет отходить от направления относительной скорости w_{2r} . При этом момент, развиваемый турбиной, будет снижаться.

При малых нагрузках угловая скорость турбинного колеса приближается к угловой скорости насосного, абсолютная скорость c_{2r} имеет большие значения, а угол α_{2r} и равный ему угол α_{1r} становятся острыми. Сходящий с лопаток турбинного колеса поток рабочей жидкости воздействует на тыльную сторону лопаток рабочего колеса реактора, увлекая его в сторону вращения турбины. При этом лопатки реактора оказывают проходящему потоку сильное сопротивление и КПД гидротрансформатора уменьшается.

Для увеличения КПД во многих современных гидротрансформаторах реактор устанавливают на муфте свободного хода, что позволяет ему при воздействии потока на тыльную сторону лопаток вращаться в одном направлении с насосным и турбинным колесами.

В этом случае реактор перестает воздействовать на поток, вращающие моменты на насосном и турбинном колесах будут равны, гидротрансформатор переходит на режим работы гидромукты.

При увеличении нагрузки турбинное колесо начинает вращаться с меньшей угловой скоростью, что изменяет направление потока жидкости, сходящей с лопаток турбинного колеса. Под воздействием потока колесо реактора будет стремиться вращаться в сторону, противоположную вращению колеса турбины. В результате этого муфта свободного хода заклинит и гидротрансформатор автоматически перейдет на режим преобразования вращающего момента.

Гидротрансформаторы, в которых режим гидротрансформатора автоматически переходит на режим гидромукты и наоборот, называются комплексными.

Основные параметры, характеризующие работу гидротрансформаторов. Для сопоставления различных кон-

струкций гидротрансформаторов и оценки их пригодности для тех или иных конкретных целей используют следующие параметры:
передаточное отношение

$$i = n_t / n_n;$$

коэффициент полезного действия

$$\eta = N_t / N_n;$$

коэффициент трансформации момента, характеризующий свойства гидропередачи:

$$K_{тр} = T_t / T_n = \lambda_t / \lambda_n;$$

коэффициент момента насосного и турбинного колеса при $\eta_{\max}$:

$$\lambda_n = T_n / (\rho n_n^2 D_a^5); \quad \lambda_t = T_t / (\rho n_t^2 D_a^5),$$

где n_n и n_t — частота вращения соответственно насосного и турбинного колеса; N_n и N_t — мощность соответственно на насосном и турбинном валу; T_n и T_t — моменты соответственно на насосном и турбинном колесе; ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м^3 ; D_a — активный диаметр гидротрансформатора.

Коэффициенты момента λ_n и λ_t характеризуют нагружающие свойства динамической гидропередачи, причем λ_n — свойство гидропередачи нагружать двигатель, а λ_t — способность воспринимать нагрузку потребителя.

Характеристики гидротрансформатора. Для оценки различных свойств гидротрансформаторов пользуются его характеристиками, то есть зависимостями его основных параметров от передаточного отношения i или частоты вращения ведомого вала n_t .

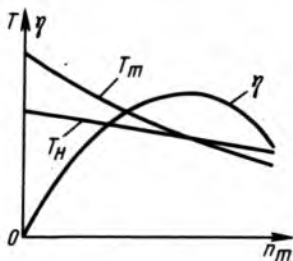


Рис. 9.16. Внешняя характеристика гидротрансформатора

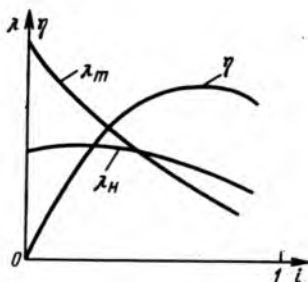


Рис. 9.17. Приведенная внешняя характеристика гидротрансформатора

Характеристики получают либо расчетом, либо при испытании гидротрансформатора.

Внешняя характеристика представляет графическую зависимость моментов на насосе T_n и турбине T_t от частоты вращения n_t ведомого вала при $n_n = \text{const}$ (рис. 9.16).

Весьма часто внешнюю характеристику представляют в виде графической зависимости λ_n , λ_t и η от передаточного отношения i (рис. 9.17).

Характеристика такого вида называется приведенной внешней характеристикой.

Необходимо отметить, что если на приведенную характеристику наносят коэффициент трансформации $K_{тр}$, то кривую моментов λ_t не строят, ограничиваясь только кривой λ_n (рис. 9.18). В этом случае коэффициент момента λ_t можно определить, зная λ_n и $K_{тр}$:

$$\lambda_t = K_{тр} \lambda_n.$$

Пользоваться приведенной характеристикой удобнее, так как она позволяет сопоставлять и оценивать свойства различных гидротрансформаторов, не делая никаких расчетов.

С помощью таких характеристик можно подобрать гидротрансформатор, который может быть наиболее эффективно применен в конкретном случае.

Иногда пользуются внешней характеристикой, построенной в трех квадрантах. Она позволяет более полно оценить работу гидротрансформатора в различных условиях.

На внешней характеристике гидротрансформатора можно выделить следующие режимы его работы.

1. Тяговый (основной) режим, при котором мощность от двигателя подводится к гидротрансформатору и затем к потребителю. Частично мощность теряется в гидротрансформаторе. Частота вращения ведомого вала изменяется от 0 до частоты,

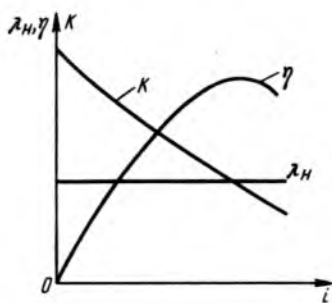


Рис. 9.18. Приведенная внешняя характеристика с указанием коэффициента трансформации

соответствующей холостому ходу ($n_t = n_{x.x}$), при $T_t = 0$.

2. Обгонный режим, при котором частота вращения ведомого вала n_t больше частоты вращения ведущего ($n_t > n_n$). В зависимости от характеристики гидротрансформатора обгонный режим может иметь две зоны.

В первой зоне двигатель нагружен моментом, направленным в ту же сторону, что и на тяговом режиме. Мощность к гидротрансформатору подводится со стороны как двигателя, так и нагрузки, рабочие колеса насоса и турбины работают в насосном режиме, турбина разгружает насос.

Во второй зоне турбина работает в режиме насоса, насосное колесо переходит на режим работы турбины.

Обгонный режим может иметь место при движении автомобиля под гору на прямой передаче или при спуске груза подъемным краном с включенным реверсом.

3. Режим противовращения, при котором ведомый вал вращается в обратную сторону по отношению к ведущему.

Режим противовращения и обгонный режим — тормозные режимы.

Рассмотрим характерные точки на характеристиках гидротрансформатора (рис. 9.19, а, б).

Точка 1 — стоповый режим, при этом $i = 0$; $\eta = 0$; $T_t = T_{\max}$; $\lambda_t = \lambda_{t \max}$; $K_{tr} = K_{\max}$.

Точка 2 — режим максимального КПД η^* при передаточном отношении i^* . Этот режим — номинальный, расчетный.

Точка 3 — при работе на этом режиме $T_n = T_t$ и $K = 1$, при передаточном отношении $i = i_n$. В этой точке меняется знак момента на реакторе, и при установке

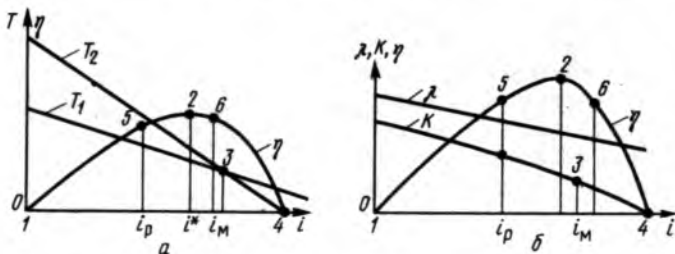


Рис. 9.19. Характерные точки на характеристиках гидротрансформатора:

в размерных (а) и безразмерных (б) параметрах

его на муфте свободного хода он начнет вращаться в сторону вращения турбины, а гидротрансформатор перейдет на режим работы гидромуфты.

Точка 4 — работа гидротрансформатора на режиме холостого хода. При этом передаточное отношение $i_{x,x}$ может быть больше 1.

Точка 5 — работа при минимально допустимом КПД. Передаточное отношение, соответствующее $\eta_{\min}$, обозначим i_p , а коэффициент трансформации, соответствующий этой точке, называется рабочим коэффициентом трансформации.

Точка 6 — режим синхронного вращения, при котором насос и турбина имеют одинаковую частоту вращения $n_n = n_t$ и $i = 1$. Этот режим существует при $i_{x,x} > 1$.

У гидротрансформаторов, обладающих такой характеристикой, насосное и турбинные колеса соединяются через обгонную муфту. При достижении передаточного отношения $i = 1$ насосное и турбинные колеса блокируются, вследствие чего двигатель работает на прямую — на потребителя, чем достигается повышенный КПД гидropередачи.

Прозрачность гидротрансформатора. В зависимости от влияния изменения нагрузки на работу двигателя гидротрансформаторы подразделяются на прозрачные с прямой и обратной прозрачностью, а также непрозрачные.

Прозрачностью динамической гидropередачи называется свойство изменять вращающий момент на входном звене при его изменении на выходном звене (ГОСТ 19587—74).

Прозрачность характеризуется коэффициентом прозрачности Π , представляющим отношение максимального вращающего момента на входном звене на тяговом режиме к вращающему моменту входного звена при коэффициенте трансформации, равном 1, и постоянной частоте вращения входного звена

$$\Pi = T_{n \max} / T_{n K=1},$$

где $T_{n \max}$ — момент на насосном колесе при $i = 0$; $T_{n K=1}$ — момент на насосном колесе при $K = 1$ и $i = i_m$.

Гидротрансформаторы с прямой прозрачностью имеют коэффициент $\Pi > 1,2$, с обратной прозрачностью — $\Pi < 1,2$ и непрозрачные — $\Pi = 1,0 \dots 1,2$.

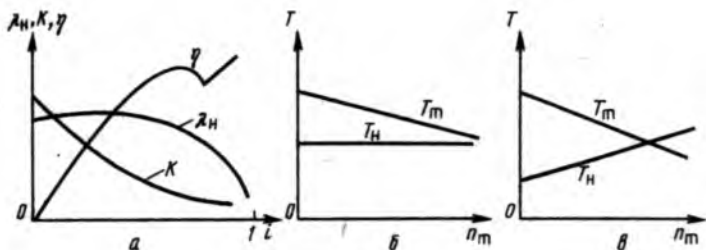


Рис. 9.20. Характеристики прозрачного (а, в) и непрозрачного (б) гидротрансформаторов

Коэффициент прозрачности может быть $\Pi > 2 \dots 2,4$.

В прозрачных гидротрансформаторах при изменении нагрузки на ведомом валу меняется нагрузка на ведущем. Характеристики гидротрансформатора с прямой и обратной прозрачностью приведены на рисунке 9.20, а и в. При этом частота вращения вала двигателя устанавливается в зависимости от передаточного числа гидротрансформатора.

Непрозрачные гидротрансформаторы имеют характеристику, представленную на рисунке 9.20, б. Как видно из этой характеристики, изменение нагрузки на ведомом валу не передается на ведущий, и двигатель работает с постоянной частотой вращения.

При работе гидротрансформатора с обратной прозрачностью при возрастании нагрузки на ведомом валу нагрузка на ведущем уменьшается.

Совместная работа двигателя и гидротрансформатора. В современных машинах и промышленных установках гидротрансформаторы работают совместно с тепловым или электрическим двигателями. При этом в большинстве случаев гидротрансформатор работает в системе двигатель — гидротрансформатор — коробка передач — приводимая машина или устройство. Эффективность работы такой системы зависит как от бесперебойной работы отдельных агрегатов, так и от правильности согласования их друг с другом.

Для согласования работы двигателя и гидротрансформатора необходимо совместить их характеристики. Точки пересечения характеристик дают характеристику их совместной работы. При этом необходимо учитывать также режимы работы приводимой машины или орудия.

Так, бульдозеры работают с использованием полной силы тяги на колесах или гусеницах при резкопеременных сопротивлениях на рабочем органе. Очень часто набор и перемещение грунта осуществляются совмещенным способом — одновременно рабочим органом и ходовой частью трактора. При работе скрепера и автогрейдера технологические операции практически не совмещают.

При согласовании характеристик двигателя и гидротрансформатора следует учитывать мощности, отбираемые на привод постоянно работающих механизмов отбора мощности (генератор, компрессор и т. д.), а также на привод работающих органов (например, подъем ножа бульдозера).

Расчетные мощность $N_{\text{рас}}$ и вращающий момент $T_{\text{рас}}$ определяют по формулам

$$N_{\text{рас}} = N_{\text{дв}} - N_{\text{отб}},$$

$$T_{\text{рас}} = T_{\text{дв}} - T_{\text{отб}} = 716,2 N_{\text{рас}} / n_{\text{дв}},$$

где $N_{\text{дв}}$ и $T_{\text{дв}}$ — мощность и момент двигателя; $N_{\text{отб}}$ и $T_{\text{отб}}$ — мощность и вращающий момент, затрачиваемые на привод постоянно работающих механизмов отбора мощности; $n_{\text{дв}}$ — частота вращения вала двигателя.

С учетом мощности на привод вспомогательных механизмов строят характеристику двигателя, по которой затем и согласуют работу двигателя и гидротрансформатора. На эту же характеристику в случае надобности наносят мощности, потребляемые различными рабочими органами.

При выборе гидротрансформатора надо иметь в виду, что по рекомендациям ВНИИСтройдормаш для привода экскаваторов, погрузочных бульдозеров и скреперов следует применять непрозрачные или малопрозрачные ($P = 1,2 \dots 1,3$) гидротрансформаторы. Для автомобилей больше подходят прозрачные гидротрансформаторы.

Работа двигателя и гидротрансформатора может согласовываться путем изменения геометрических параметров гидротрансформаторов, например его активного диаметра, что, конечно, возможно при проектировании нового гидротрансформатора.

Для совместной работы существующих двигателей и гидротрансформаторов между ними при необходимости включают механическую согласующую передачу.

При установившемся режиме работы системы двигатель — гидротрансформатор связь между мощностью двигателя и насоса определяется уравнением $N_{\text{дв}} = N_{\text{н}}$. Учитывая, что $N = T\omega$, должно соблюдаться следующее условие:

$$T_{\text{дв}}\omega_{\text{дв}} = T_{\text{н}}\omega_{\text{н}},$$

где $\omega_{\text{дв}}$ и $\omega_{\text{н}}$ — угловые скорости вращения вала двигателя и насоса.

Если $\omega_{\text{дв}} = \omega_{\text{н}}$, то $T_{\text{дв}} = T_{\text{н}}$. Если между валами двигателя и гидротрансформатора имеется какая-либо механическая передача с передаточным отношением $i_{\text{пер}}$, то момент двигателя, приведенный к валу насоса:

$$T_{\text{дв.н}} = T_{\text{дв}}\omega_{\text{дв}}/\omega_{\text{н}} = T_{\text{дв}}/i_{\text{пер}} = T_{\text{н}},$$

где $i_{\text{пер}} = \omega_{\text{н}}/\omega_{\text{дв}}$.

Из закона подобия следует, что

$$T_{\text{н}} = \lambda_{\text{н}}\rho\omega_{\text{дв}}^2 D_{\text{а}}^5,$$

$$\frac{T_{\text{дв}}}{i_{\text{пер}}} = \lambda_{\text{н}}\rho\omega_{\text{н}}^2 D_{\text{а}}^5,$$

но $\omega_{\text{н}} = i\omega_{\text{дв}}$, тогда

$$T_{\text{дв}} = \lambda_{\text{н}}\rho(i\omega_{\text{дв}})^2 i D_{\text{а}}^5,$$

откуда передаточное отношение в согласующей передаче

$$i = \sqrt{T_{\text{дв}}/(\lambda_{\text{н}}\rho\omega_{\text{дв}}^2 D_{\text{а}}^5)}.$$

Работа карбюраторного двигателя с непрозрачным гидротрансформатором. Характеристики карбюраторного двигателя при различных углах α открытия дроссельной заслонки приведены на рисунке 9.21, а характеристика непрозрачного гидротрансформатора — на рисунке 9.20, б.

Момент на насосном ко-

лесе

$$T_{\text{н}} = \rho\lambda_{\text{н}}D_{\text{а}}^5 n^2.$$

Для непрозрачного гидротрансформатора

$$\lambda_{\text{н}} = \text{const.}$$

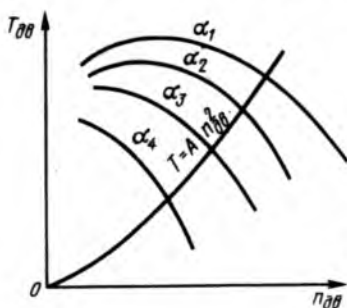


Рис. 9.21. Характеристики карбюраторного двигателя при различных углах α открытия дроссельной заслонки

Тогда момент на насосном колесе в случае соединений вала насосного колеса на прямую с валом двигателя

$$T_n = A n_{дв}^2,$$

где $A = \rho \lambda_n D_a^5$.

Задавая различную частоту вращения двигателя, а следовательно, и насосного колеса, получим ряд моментов на насосном колесе, по которым строим кривую изменения нагружающего момента гидротрансформатора. Эту кривую наносим на характеристику двигателя. Точки пересечения кривых дадут режимы работы системы двигатель — гидротрансформатор при различных углах открытия дроссельной заслонки.

Следует отметить, что для непрозрачного гидротрансформатора эти режимы будут постоянными при любой частоте вращения вала турбины n_t независимо от ее нагружения. Частота вращения вала двигателя будет оставаться постоянной и определяться режимом его работы при данном открытии дроссельной заслонки.

Зная теперь частоту вращения вала двигателя $n_{дв}$ и задаваясь различными частотами вращения вала турбины n_t , можно вычислить передаточное отношение в пределах $i = 0 \dots 1$:

$$i = n_t / n_{дв}.$$

Воспользовавшись теперь характеристикой гидротрансформатора, можно рассчитать момент, передаваемый гидротрансформатором при выбранных передаточных отношениях:

$$T_{т, i=0} = \lambda_{т 0} T_{дв}; \quad T_{т, i=0,2} = \lambda_{т 0,2} T_{дв},$$

$$T_{т, i=0,95} = \lambda_{т 0,95} T_{дв}.$$

Работа дизельного двигателя с прозрачным гидротрансформатором. По характеристике прозрачного гидротрансформатора (см. рис. 9.20) определяем коэффициент момента λ при различных передаточных отношениях, начиная с $i = 0$ (например, $i = 0; 0,4; 0,6; 0,8; 0,85; 0,9; 1,0$).

Затем рассчитываем вращающий момент

$$T = \lambda \rho D^5 n^2$$

и по нему строим нагрузочную характеристику гидротрансформатора, которую наносим на характеристику двигателя (рис. 9.22).

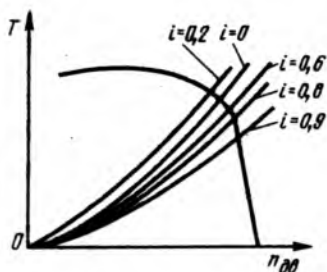


Рис. 9.22. Характеристика дизельного двигателя и нагрузочные характеристики гидротрансформатора

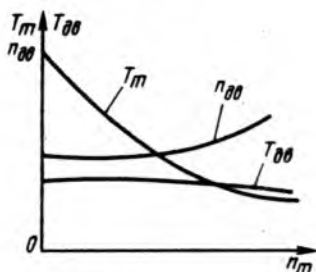


Рис. 9.23. Выходная характеристика системы двигатель — гидротрансформатор

Точки пересечения нагрузочных характеристик с характеристикой двигателя определяют режим работы системы двигатель — гидротрансформатор. Воспользовавшись этими данными, построим совместную характеристику работы двигателя с гидротрансформатором.

По оси ординат отложим вращающий момент и частоту вращения вала двигателя, а по оси абсцисс — частоту вращения турбины.

Момент на насосном колесе и частоту вращения вала двигателя найдем в точке пересечения нагрузочной характеристики гидротрансформатора при выбранном передаточном отношении с характеристикой двигателя.

Зная частоту вращения $n_{дв} = n_n$ двигателя и передаточное отношение i , вычисляем частоту вращения вала турбины

$$n_t = n_n i.$$

Узнав по характеристике гидротрансформатора коэффициенты λ_n и λ_t для выбранного передаточного отношения, вычислим момент на турбине

$$T_t = T_n \lambda_t / \lambda_n.$$

Проделав затем такие же операции для всех выбранных передаточных отношений, получим данные для построения выходной характеристики системы двигатель — гидротрансформатор (рис. 9.23), на которую нанесем характеристику нагрузки.

ПРИЛОЖЕНИЕ. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ ДЛЯ ГИДРОПЕРЕДАЧ

До последнего времени в гидропередачах мелиоративных и строительных машин допускалось применять большое число сортов рабочих жидкостей, при этом не всегда учитывались конструктивные особенности насосов и условия эксплуатации машин.

В настоящее время рекомендуется использовать два сорта масел: ВМГЗ и МГ-30, специально созданные для гидропередачи мобильных машин, работающих в полевых условиях.

Масло ВМГЗ (ТУ 38-101479—74) (см. табл.) изготавливается из низкозастывающей фракции сернистых нефтей с введением в нее антиокислительной, противокоррозионной и противопенной присадок. Его рекомендуется применять в качестве всесезонного в районах Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока и в качестве зимнего в районах умеренного климата при температуре окружающей среды от минус 55°C до плюс 70°C. Рабочая температура масла 90°C, кратковременно допускается до 110°C.

Срок эксплуатации масла 3 500...4 000 ч работы.

Масло МГ-30 (ТУ 38-10150—70) (см. табл.) изготавливается на основе индустриального масла ИС-30, в которое вводят антиокислительную, депрессорную и противопенную присадки, и используется в качестве летнего.

Кроме того, в гидросистемах машин с шестеренными насосами заводы-изготовители рекомендуют применять дизельные масла, имеющие вязкость 60...70 сСт при 50°C (летний сорт) и 40...50 сСт при минус 50°C (зимний сорт).

При отсутствии масел ВМГЗ и МГ-30 их можно заменять маслами АУ и И-30А (см. табл.).

Основные характеристики масел для гидропередачи машин, работающих в полевых условиях

Показатели	Основные		Заменители	
	ВМГЗ	МГ-30	АУ	И-30А

Кинематическая вязкость
(сСт) при температуре:

Не менее

+100°C	4,3	6,3	3,9	6,2
+50°C	10,0	28,0	12,0	28,0

Продолжение

Показатели	Основные		Заменители	
	ВМГЗ	МГ-30	ЛУ	И-30А

Не более

—15°C	150	4 000	650	—
—40°C	1 500	—	20 000	—
—50°C	4 000	—	—	—
Температура застывания, °C (не выше)	—60	—35	—45	—15
Плотность (г/см ³) при 20°C (не более)	0,865	0,885	0,85	0,916

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ

- Алексапольский Д. Я. Гидродинамические передачи. — М.: Машгиз, 1963. 272 с.
- Астахов А. В., Пономаренко Ю. Ф. Гидропривод рудничных машин. — М.: Недра, 1981. 196 с.
- Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины. — М.: Машиностроение, 1981. 170 с.
- Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. — М.: Машиностроение, 1972. 320 с.
- Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. — М.: Машиностроение, 1974. 604 с.
- Бержерон Л. От гидравлического удара в трубах до разряда в электрической сети (общий графический метод расчета)/Пер. с франц. — М.: Машгиз, 1962. 348 с.
- Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник. — М.: Машиностроение, 1983. 300 с.
- Гидравлика, гидромашины и гидроприводы/Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. М.: Машиностроение, 1982. 422 с.
- Долгачев Ф. М., Лейко В. С. Основы гидравлики и гидропривод. — М.: Стройиздат, 1981. 182 с.
- Животовский Л. С., Смойловская Л. А. Лопастные насосы для абразивных гидросмесей. — М.: Машиностроение, 1978. 290 с.
- Калинушкин М. П. Вентиляторные установки. — М.: Высшая школа, 1979. 210 с.
- Коваль П. В. Гидравлика и гидропривод горных машин. — М.: Машиностроение, 1979. 318 с.
- Кочкарев А. Я. Гидродинамические передачи. — Л.: Машиностроение, 1971. 334 с.
- Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач/О. В. Байбаков, Д. А. Бутаев, З. А. Калмыкова и др. М.: Машиностроение, 1974. 416 с.
- Лобачев П. В. Насосы и насосные станции. — М.: Стройиздат, 1983. 190 с.
- Малюшенко В. В. Динамические насосы. Атлас — М.: Машиностроение, 1984. 84 с.
- Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Энергетические насосы. Справочное пособие. — М.: Энергия, 1981. 160 с.
- Машиностроительный гидропривод/Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев и др. М.: Машиностроение, 1978. 496 с.
- Насосы. Справочное пособие. — М.: Машиностроение, 1979. 420 с.
- Овсеян В. М. Гидравлический таран и таранные установки. — М.: Машиностроение, 1968. 180 с.

- Проектирование насосных станций и испытание насосных установок/
Под ред. В. Ф. Чебаевского. М.: Колос, 1982. 320 с.
- П ф л е й д е р е р К. Лопаточные машины для жидкостей и газов/
Пер. с нем. — М.: Машгиз, 1960. 684 с.
- С а в и н И. Ф. Гидравлический привод строительных машин. — М.:
Стройиздат, 1974. 240 с.
- Сборник задач по машиностроительной гидравлике/ Д. А. Б у т а -
е в, З. А. К а л м ы к о в а, Л. Г. П о д в и д з и д р. М.: Машино-
строение, 1981. 464 с.
- С м о л д ы р е в А. Е. Трубопроводный транспорт. — М.: Недра, 1970.
210 с.
- С о л о м а х о в а Т. С., Ч е б ы ш е в а К. В. Центробежные вентиля-
торы. — М.: Машиностроение, 1980. 170 с.
- С п а с с к и й К. Н., Ш а у м я н В. В. Новые насосы для малых
подач и высоких напоров. — М.: Машиностроение, 1973. 86 с.
- С т е с н и С. П., Я к о в е н к о Е. А. Гидродинамические передачи. —
М.: Машиностроение, 1973. 348 с.
- Ч е р к а с с к и й В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. — М.:
Энергоатомиздат, 1984. 416 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Архимедов винт 11, 12, 17

Быстроходность, см. коэффициент быстроходности

Вентилятор вихревой 123

— диаметральный 123

— дисковый 123

— осевой 121, 131...136

— прямоточный 122

— радиальный 121, 131...136

Вихревой насос 14, 19

— — закрытого типа 14, 87

— — открытого типа 90

Водоподъемное колесо 12

Воздушный колпак 10, 83, 182

Высота всасывания вакуумметрическая 104

— — геометрическая 104, 151

Гидравлическая пята 73, 75

— турбина 8, 252

Гидравлический таран 175

Гидроаккумулятор 231...234

Гидробак 7, 236

Гидродвигатель 11, 183

— возвратно-поступательного движения, см. гидроцилиндр

— роторно-поршневой 192

— шестеренный 189

Гидромуфта 238...240

Гидропередача динамическая 8, 237

— объемная 6, 8...10

— — с дроссельным регулированием 206...210

— — с объемным регулированием 210...214

Гидрораспределитель 214...216

Гидротрансформатор 21, 250

Гидроцилиндр 198...203

Давление атмосферное 106, 120

— вентилятора 23

— — динамическое 123

— — полное абсолютное 119

— — полное приведенное 120

— — статическое 123

— насоса 23

— паров жидкости 103

Дефицит подачи 146

Дроссель 223...225

Землесос, см. насос грунтовый

Измерение давления 113

— мощности 117

— подачи (расхода) 113

— частоты вращения 117

Испытания динамического насоса 111...119

— заводские 111, 112

— — на надежность 111, 112

— параметрические 51, 112, 113

— периодические 111

— периодические предварительные 112

— приемо-сдаточные 111, 112

— приемочные 111

— типовые 113

Кавитационная характеристика 106

— эрозия 104

Кавитационный запас 52, 105

— — допускаемый 105...107

— — критический 107, 110

— коэффициент быстроходности 110

— стенд (открытый и закрытый) 106

Кавитация 24, 52, 103...107

Клапан всасывающий 10

— нагнетательный 10, 175

— обратный 7, 225, 227

Клапан переливной 6, 225, 227

- — дифференциальный 227
- предохранительный 183, 225
- редукционный 225, 227

Коэффициент быстроходности насоса 46

- — вентилятора 120, 121
- — давления полного 125
- — статического 125
- — динамического 125
- кавитации 110
- кавитационного запаса 107
- конструкции насоса 46
- неравномерности подачи 184
- подачи вентилятора 125
- полезного действия (КПД) 22

- — — вентилятора 97
- — — полный (вентилятора) 124

- — — статический 125
- — — гидромашины 26
- — — гидравлический 26
- — — механический 26
- — — объемный 25, 184
- — — общий 26
- — — гидромуфты 241
- — — гидротарана 178
- — — гидротрансформатора 254

- — — эрлифта 174
- сжимаемости газа 124
- трансформации момента 254
- эжекции 97

Крыльчатый насос 15

Мощность полезная 23, 24, 124
— потребляемая 23, 124

Напор насоса действительный 22
— — относительный 97
— — теоретический 29, 39, 45
— — — при струйном течении 29

Насос грунтовый 80...86

- диафрагмовый 15, 16
- пневматический 11
- поршневой 10, 17
- скважинный 153
- — лабиринтный 13
- — червячный 13

— электроимпульсный 11

Насос динамический 8, 13

- — лопастной 13
- — — осевой 13, 33...36, 60... 62

— — — центробежный, см. центробежный насос

- — — трения 13
- — — вибрационный 13
- — — вихревой, см. вихревой насос

— — — водоструйный 19, 91... 102

- — — дисковый 13
- — — свободно-вихревой 13, 14

— — — струйный 13...15

— — — центробежно-вихревой 93

- — — черпаковый 13
- — — электромагнитный 13

Насос объемный 10, 16

- — роторно-вращательный 16
- — винтовой 16
- — коловратный 15, 16
- — шестеренный 10, 183... 185

- — — шланговый 16
- — — роторно-поршневой 16
- — — аксиальный 16, 192, 196

— — — радиальный 16, 197

- — — шиберный 16
- — — пластинчатый 16, 184... 190

— — — фигурно-шиберный 16

Нория (чигирь) 12

Обкатка насоса 111, 112

Облитерация 222, 223

Обточка колеса 66, 129, 163

Осевое усилие 69

Отверстия разгрузочные 69

Передаточное отношение 238, 254

Подача действительная 183

— за один оборот, см. рабочий объем

— массовая 22

— объемная 22

— теоретическая 25, 183, 198

Полезная удельная работа 22
Потери энергии гидравлические 24
— — механические 24...27
— — объемные 24...27
Пульсометр 11

Рабочая жидкость 238, 263
Рабочий объем 184, 186, 191...195
— цикл гидротарана 177...182
Размеры гидромфты 239
— гидротарана 180...182
— насоса водоструйного 99
— — лопастного 54...62
Расход, см. подача
Регулирование гидромфты 245
— подачи вентилятора 130
— — насоса 144
Режим работы гидромфты 240
— — — тормозной 243
— — — тяговый 242

Сальник 71, 86, 92
Сегнерово колесо 11, 19
Скольжение гидромфты 241
Скорость абсолютная 28, 253
— меридиональная 28, 36
— относительная 28, 253
— переносная (окружная) 28
— поршня 209, 210
— рабочей жидкости 220
Степень сжатия газа 119

Угол атаки 33, 35
Удельная производительность 126
Уравнение Бернулли 5, 22, 104, 108, 136, 151
— Эйлера 19, 37...39, 251

Фильтры 7, 234...235
Формулы подобия 44, 45

Характеристика акустическая 126
— аэродинамическая 124
— — безразмерная 126
— — размерная 125
— гидромфты 240
— — внешняя 240, 245, 249
— — приведенная 240
— гидропередачи нагрузочная 207, 209, 244, 262
— — теоретическая 213
— гидротрансформатора внешняя 254
— — приведенная 254
— насоса действительная 47, 183
— — напорная 47, 50, 99, 183
— — общая 51, 53, 113
— — полная 54
— — теоретическая 47, 183
— — универсальная 54
— — частная 99
— — энергетическая 47, 50

Центробежный насос 9, 13, 55...60
— — консольный 9, 64
— — многоступенчатый 72...77
— — с двухсторонним входом 69

Чигирь, см. нория
Число Рейнольдса 100, 109
— Струхала 43

Шадуф 17

Щелевое уплотнение 25, 69

Эрлифт 10, 20, 171

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Предисловие</i>	3
<i>Введение</i>	5
В.1. Основные определения	5
В.2. Классификация гидравлических машин и передач. Основные конструктивные схемы	7
В.3. Классификация динамических и объемных насосов	13
В.4. Краткие исторические сведения о развитии гидравлических машин и механизмов	17

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

Глава 1. Лопастные насосы	22
1.1. Параметры, характеризующие работу насосов	22
1.2. Баланс энергии в насосах	24
1.3. Движение жидкости в рабочем колесе насосов Движение жидкости в центробежном насосе (27). Треугольники скоростей и безударный вход жидкости на лопасти колеса центробежных насосов (30). Движение жидкости в осевом насосе (33).	27
1.4. Основное уравнение лопастных насосов	37
1.5. Теоретический напор насосов	39
1.6. Подобие гидромеханических процессов и формулы пропорциональности подобных режимов лопастных насосов	42
1.7. Коэффициент быстроходности и классификация рабочих колес насосов по быстроходности	45
1.8. Теоретические и действительные характеристики насосов и их особенности	47
1.9. Определение основных размеров лопастных насосов. Основные размеры и очертание лопастей колеса центробежных насосов (55). Спиральный отвод центробежных насосов (58). Основные размеры осевых насосов (60).	54
1.10. Конструктивные разновидности лопастных насосов. Центробежные консольные насосы. Осевое усилие (64). Центробежные горизонтальные насосы с двухсторонним входом воды на колесо (69). Многоступенчатые центробежные насосы (72). Осевые насосы (79).	62
1.11. Конструкции насосов для абразивных гидросмесей	80

Глава 2. Вихревые и водоструйные насосы	86
2.1. Область применения, рабочий процесс и характеристики вихревых насосов	86
2.2. Конструктивные разновидности вихревых насосов	91
2.3. Водоструйные насосы и их характеристики	94
2.4. Определение основных размеров водоструйных насосов	99
Глава 3. Кавитационные характеристики и испытания динамических насосов	103
3.1. Явление кавитации и кавитационный запас	103
3.2. Опытное определение допускаемого кавитационного запаса	105
3.3. Определение геометрической высоты всасывания, кавитационных характеристик и предотвращение кавитационных разрушений	108
3.4. Испытания динамических насосов	111
Глава 4. Вентиляторы	119
4.1. Основные определения, классификация и разновидности вентиляторов	119
4.2. Основные параметры и аэродинамические характеристики вентиляторов	123
4.3. Выбор вентиляторов и их регулирование	127
4.4. Общие сведения о радиальных и осевых вентиляторах и определение их основных размеров	130
4.5. Работа вентиляторов на сеть воздухопроводов	136

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

Глава 5. Насосные установки с динамическими насосами, расчеты режимов их работы и выбор насосов	141
5.1. Насосная установка, ее характеристики и способы регулирования подачи	141
5.2. Параллельное и последовательное соединения насосов	145
5.3. Работа насоса на два резервуара	148
5.4. Пересчет характеристик насосов для перекачивания гидросмесей	149
5.5. Насосные установки со скважинными лопастными насосами	153
5.6. Совместная работа водоструйного и центробежного насосов	158
5.7. Сводные графики, обточка колес центробежных насосов и выбор насосов	160
5.8. Выбор электродвигателей для привода насосов	166
5.9. Условия пуска лопастных насосов в работу	169
Глава 6. Эрлифты и гидравлические тараны	171
6.1. Эрлифты (воздушные водоподъемники)	171
6.2. Гидравлический таран	175

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ, ГИДРОДВИГАТЕЛИ И ГИДРОПЕРЕДАЧИ

Глава 7. Объемные насосы и гидродвигатели	183
--	------------

7.1.	Параметры оценивающие работу объемных насосов и гидродвигателей	
7.2.	Шестеренные насосы и гидродвигатели	
7.3.	Пластинчатые насосы	
7.4.	Роторно-поршневые гидравлические машины (насосы и гидродвигатели) Роторные аксиально-поршневые гидравлические машины (192). Роторные радиально-поршневые гидравлические машины (197).	
7.5.	Гидродвигатели с возвратно-поступательным движением Расчеты гидроцилиндров (199). Демпфирующие устройства (202).	
Глава 8.	Системы объемных гидропередач (гидроприводов), их элементы и регулирование	
8.1.	Виды объемных гидропередач	
8.2.	Регулирование объемных гидропередач Дроссельное регулирование (206). Объемное регулирование (210).	
8.3.	Гидрораспределители	
8.4.	Дроссели	
8.5.	Клапаны	
8.6.	Гидроаккумуляторы	
8.7.	Фильтры для очистки рабочей жидкости	
8.8.	Гидробаки	
Глава 9.	Динамические гидропередачи	
9.1.	Общие понятия	
9.2.	Гидромуфты Рабочий процесс гидромуфты (238). Характеристики гидромуфты (240). Совместная работа гидромуфт с двигателями (244). Регулирование гидромуфт (245).	
9.3.	Гидротрансформаторы Основные параметры, характеризующие работу гидротрансформаторов (253). Характеристики гидротрансформатора (254). Прозрачность гидротрансформатора (257). Совместная работа двигателя и гидротрансформатора (258). Работа карбюраторного двигателя с непрозрачным гидротрансформатором (260). Работа дизельного двигателя с прозрачным гидротрансформатором (261).	
<i>Приложение. Рабочие жидкости для гидропередач</i>		
<i>Указатель литературы</i>		
<i>Предметный указатель</i>		