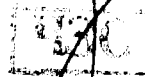


МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
РСФСР
УФИМСКИЙ НЕФТЯНОЙ ИНСТИТУТ

П.И. Тугунов
МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ГАЗОНЕФТЕПРОВОДОВ
Учебное пособие



Уфа 1990

Машины и оборудование газонефтепроводов: Учеб. пособие / Ту-
гунов П.И.; Уфим. нефт. ин-т, 1990. - 185 с. ISBN 5-230-18956-8

Излагается принцип действия и методы расчёта отдельных агрегатов и сооружений. Даются сведения об энергетических установках на газонефтепроводах, их нормальной эксплуатации и технике безопасности. Рассматриваются трубопроводная арматура, предохранительные устройства и регуляторы, обеспечивающие надёжную и безопасную эксплуатацию газонефтепроводов. Приводятся современные тенденции развития машин и оборудования, применяемых для транспорта нефти, нефтепродуктов и газов.

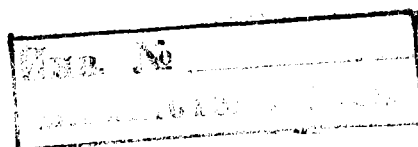
Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности "Проектирование, сооружение и эксплуатация магистральных газонефтепроводов, газохранилищ и нефтебаз".

Табл. 6 . Ил. 74 . Библиогр: 14 назв.

Печатается по решению Редакционно-издательского совета Уфимского нефтяного института

Рецензенты: кафедра транспорта и хранения нефти и газа
МИНГим. И.М. Губкина ;

гл. инженер Управления Урало-Сибирскими магистральными
нефтепроводами А.П. Конев



ISBN 5-230-18956-8



Уфимский нефтяной институт, 1990

ВВЕДЕНИЕ

Трубопроводный транспорт жидких грузов-весьма значимая отрасль народного хозяйства, которая обеспечивает подачу более 2/3 жидких топлив в стране. Эта отрасль включает в себя сети магистральных газопроводов, нефтепроводов и систему продуктопроводов. Общая протяженность магистральных трубопроводов превышает 250 тыс. км. Кроме природного газа и нефти (нефтепродуктов), по магистральным трубопроводам перекачивают химические продукты, углекислый газ, сжиженные нефтяные газы, водород, угольную пыль и некоторые другие среды.

Перекачка большого количества жидкостей осуществляется специальными агрегатами (насосами, компрессорами), для нормальной эксплуатации которых сооружаются насосные и компрессорные станции. Станции обеспечиваются источниками энергии (электро-снабжение, теплоснабжение) и системами нормального функционирования агрегатов. К этим системам относятся: системы охлаждения, системы смазки, системы контроля и регулирования, система водоснабжения.

Одним из важнейших элементов трубопроводов является запорная и регулирующая арматура, с помощью которой производится управление потоками перекачиваемой жидкости.

Надежность работы каждого узла трубопровода, каждой системы или арматуры обеспечивает надежность работы всего трубопровода, т.е. обеспечивает непрерывность подачи нефти, газа или нефтепродуктов. Поэтому в процессе эксплуатации должно производиться своевременное и качественное техническое обслуживание и текущий ремонт всех агрегатов и систем трубопровода (перекачивающих станций).

1. СТРУКТУРА НЕТЕТАЗОСНАБЖЕНИЯ СТРАНЫ

1.1 Структура газоснабжения. ЕСГ

1.1.1. Структура газоснабжения страны

В настоящее время в СССР создана Единая газоснабжающая система (ЕСГ), включающая в себя магистральные и разводящие газопроводы, компрессорные станции, наземные и подземные газохранилища.

Краткая история развития ЕСГ разделяется на несколько этапов. С 1940 по 1950 гг. в стране сооружается ряд газопроводов для перекачки газа с месторождений потребителям (Едшанка-Саратов, Саратов-Москва, Дашава-Киев, Коктла-Ярве-Ленинград), а также местные газораспределительные газопроводы. С 1950 по 1960 гг. пятая и шестая пятилетки характеризуются интенсивным сооружением магистральных газопроводов с месторождений Ставрополя, Краснодар, Харькова, Волгограда к потребителям. Кроме этого, интенсивно также сооружались местные газопроводы крупнейших газопотребителей (Москва, Ленинград, Волгоград, Харьков, Краснодар, Ставрополь, Саратов, Донецк, Горький, Череповец, Вильнюс, Рига, Луганск, Серпухов, Ростов и многие другие города). С 1960 по 1970 гг. продолжается бурное строительство и реконструкция действующих магистральных газопроводов. За эти годы (седьмая и восьмая пятилетки) построено более 54 тыс. км магистральных газопроводов, в том числе система "Северное сияние" длиной 1335 км из труб диаметром 1220 мм. В средней Азии завершено строительство газопроводов Майское-Ашхабад-Бизмели, Ташкент-Фрунзе-Алма-Ата. Были также сооружены газопроводы из Афганистана и Ирана. Началась в это же время газификация Молдавии и Крыма. В годы девятой и десятой пятилеток с 1971 и 1980 гг. было построено более 65 тыс. км магистральных газопроводов и отводов от них. Сооружались системы газопроводов "Средняя Азия-Центр", "Совз", "Уренгой-Полярный-Удмурт" и др. диаметром 1220, 1420 мм. В одиннадцатой пятилетке (1981-1985 гг.) построено более 36,9 тыс. км магистральных газопроводов, отводов от них и значительное количество разводящих сетей.

Такое деление на временные отрезки (по пятилеткам) в значительной степени условно, поэтому можно рассматривать любые другие варианты классификации. Однако, при любой классификации за рассмотренный период четко прослеживается существенное увеличение основных количественных показателей развития магистрального транспорта газа.

Основным количественным показателем развития магистрального транспорта газа служит динамика протяженности газопроводов, а также рост объема перекачиваемого газа, который может характеризоваться несколькими показателями (весь добываемый газ, транспортируемый газ, товарный газ). С каждым годом стоимость сооружения газопроводов возрастает из-за роста цен на трубы, повышения стоимости антикоррозионной изоляции, удорожания объектов связи, повышения затрат на отчуждение земель и охрану окружающей среды. В результате, себестоимость транспорта газа за десятилетие возрастает примерно в 2,5 раза.

1.1.2. Основные свойства ЕСТ

В настоящее время магистральные газопроводы с разводящими сетями соединены друг с другом и образуют Единую газоснабжающую систему страны (ЕСТ). Топливо-энергетический комплекс (ТЭК) и его отдельные подсистемы, в том числе и ЕСТ, входят в класс больших систем, к которым относятся сложные, находящиеся в непрерывном движении иерархически построенные человеко-машинные системы, в которых географический фактор имеет весьма большое значение. Одним из свойств больших систем является неполная и неоднозначная информация управляющих ими органов системы. ЕСТ обладает рядом свойств, характеристику которых и рассмотрим ниже.

Масштабность. В ЕСТ СССР входит более 500 газовых и газо-конденсатных месторождений, около 1000 городов и рабочих поселков, 40 подземных газохранилищ и более 170 тыс. км магистральных газопроводов. Газ перекачивают около 380 КС более чем 6 тысячами газоперекачивающих агрегатов с общей установленной мощностью порядка 38 млн. кВт. Стоимость основных фондов ЕСТ на 1985 г. составила более 50 % от стоимости всех основных фондов ТЭК.

Большое число внешних и внутренних связей. Внешние связи ЕСТ обусловлены тем, что она входит в общую структуру ТЭК, поэтому развитие ЕСТ определяется общим уровнем развития топливно-

энергетического хозяйства и оптимальным уровнем добычи, транспорта и потребления различных видов топлива. Внешние связи ЕСГ обусловлены также тем, что магистральные газопроводы являются частью общей транспортной системы страны.

Внутренние связи ЕСГ имеют иерархическую структуру достаточно высокого уровня, состоящую из ряда подсистем, подлежащих оптимизации. Оптимизация основных параметров газопровода представляет собой одну из главных проблем экономики транспорта газа. На газопроводе подсистемой является КС, которой также оптимизируется: число компрессоров, резерв мощности, степень сжатия и т.д. В ЕСГ подсистемой являются подземные хранилища газа, хранилища сжиженных природных газов, промыслов и системы подготовки газа.

Относительная инерционность процесса транспорта газа. Одной из особенностей ЕСГ является ограниченная возможность маневрирования потоками газа в малый промежуток времени. Поэтому её практически не применяют для покрытия суточных и недельных неравномерностей энергопотребления. ЕСГ позволяет решать не тактические, а стратегические задачи планирования в энергоснабжении, т.е. скорость движения газа в газопроводах не превышает 40 км/ч и изменение направления потоков газа практически в данном газопроводе невозможно. При истощении данного газового месторождения загрузку газопровода можно обеспечить только объединением магистралей в единую систему (ЕСГ). Например, в настоящее время основное количество газа добывается в районах Западной Сибири, а газ потребляется по всей стране (Кавказ, Центр, Прибалтика и т.д.). Эта же система позволяет перераспределять и потоки газа, добываемого в Средней Азии, на Украине, в Ставрополе и др.

Жесткость связей в ЕСГ. Отдельные звенья в ЕСГ (газоносные пласты, скважины, газопроводы-потребители) жестко связаны между собой, так как это требуется технологией процесса. Это обуславливает физическое единство режимов функционирования отдельных её элементов.

Доля газообразного топлива в общем балансе ТЭК составляет 23% на 1985 г. Изменение этого баланса ведет к существенному изменению доли отдельных видов транспорта в суммарных перевозках топлива (в том числе и магистральных трубопроводах). Единая система газоснабжения в настоящее время достигла достаточно высокого уровня и дальнейшее её развитие будет происходить в направлении охвата всех населенных пунктов разводящими газопроводами, а так-

же в направлении совершенствования и модернизации.

Концентрация мощностей — одна из существенных черт развития ЕСГ. Концентрация мощностей характеризуется следующими показателями — диаметры газопроводов возросли с 300 до 1420 мм, давление перекачки с 5 до 10 МПа, мощности ГТУ поднялись с 5 до 16 тыс. кВт, удельная мощность ГПА в расчёте на 100 км газопроводов возросла с 5 до 13 тыс. кВт.

Увеличение дальности транспорта газа продолжалось на протяжении всего периода развития ЕСГ и к 1985 г. достигло 3462 км в среднем, так как основные газовые месторождения находятся в Тюменской области (север, полуостров Ямал).

Высокая фондоемкость и капиталоемкость ЕСГ. На начало II пятилетки фондоемкость ЕСГ и магистрального транспорта газа составили соответственно в топливной промышленности страны 39 и 26 %. К настоящему времени эти соотношения примерно остались теми же.

Сложность иерархической структуры управления ЕСГ. Плановые поставки газа распределяются по различным подсистемам в основном централизованно. КС до сих пор управляются централизованно, т.к. включение (отключение) ГПА осуществляется по указанию диспетчерского пункта управления газопроводами. В других подсистемах применяется децентрализованный метод управления, который в будущем, видимо, получит дальнейшее развитие.

Процесс планирования и соответственно управления ЕСГ является дискретным, состоящим из: 1) оперативно-диспетчерского управления в разрезе суток и сезонов года; 2) планово-хозяйственное управление в течение года; 3) планирование развития на 5 лет; 4) перспективное планирование на 15 лет; 5) долгосрочное прогнозирование развития на 20–30 лет. Главная цель долгосрочного прогнозирования на 20–30 лет состоит в определении основных тенденций научно-технического прогресса, путей поиска и оценки прироста запасов газа, определении основных направлений развития науки, чтобы помочь предотвратить возможные диспропорции при планировании развития ЕСГ на 5–15 лет.

Основным критерием планирования и развития ЕСГ является минимум денежных затрат при обеспечении надежного газоснабжения народного хозяйства. Денежная форма оценки затрат тем справедливей, чем полнее экономические оценки и цены отражают истинные народнохозяйственные затраты. При оптимизации ЕСГ самым распро-

отраженным и общепринятым является критерий минимума суммарных приведенных затрат. Но также применяются и удельные единичные показатели (себестоимость, затраты на единицу мощности и др.).

В настоящее время управление режимами загрузки всей ЕСГ и частично экономическое управление осуществляется с помощью ЭВМ и экономико-математических методов. Опыт внедрения АСУ технологическими режимами газопроводов показывает, что благодаря оптимизации режима эксплуатации газопроводов энергозатраты на перекачку снижаются в среднем на 5 ... 10 %.

1.2. Структура системы нефтеснабжения

В результате геологических и геофизических исследований на территории нашей страны выявляются месторождения нефти или газа (Саратовское, Астраханское, Самотлорское, Мангышлакское, Уренгойское, Медвежье и т.д.). После оценки их запасов и определения свойств пластов и находящейся в них жидкости приступают к проекту разработки месторождения, на основании которого определяется количество добываемой жидкости (нефти, газа и т.д.) в различные периоды времени. На основании данных по добыче и свойствам добываемой жидкости, а также основного пункта потребления или переработки проектируется магистральный трубопровод для перекачки заданного количества жидкости. На месторождении сооружается резервуарный парк для сбора и подготовки к транспорту добытой нефти. Подготовка нефти к транспорту заключается в удалении механических примесей, воды и растворенных попутных газов. Нефть перед закачкой в трубопровод должна быть стабильной, т.е. её свойства не должны изменяться при сохранении всех легких фракций. Трубопровод состоит из головной перекачивающей станции с резервуарным парком и всем оборудованием, необходимыми для перекачки жидкости (рис. 1) линейной части с запорной, регулирующей и контролирующей арматурой, промежуточных перекачивающих станций и конечного пункта, где нефть (нефтепродукты) или газ отдается потребителю. В зависимости от протяженности магистрального нефтепровода он может иметь один или несколько эксплуатационных участков. Длина каждого эксплуатационного участка составляет 400 ... 800 км. На концах каждого эксплуатационного участка сооружаются резервуарные парки, где производится учет количества перекачиваемой жидкости.

Каждая перекачивающая станция магистрального трубопровода оборудована машинами и агрегатами, обеспечивающими перекачку данной жидкости в заданном количестве.

Все машины и оборудование магистрального трубопровода подразделяется на основное и вспомогательное. К основным машинам и оборудованию относятся такие, которые обеспечивают перекачку данной жидкости в заданном объеме. Сюда относятся насосы, компрессоры, теплообменники, фильтры, резервуарные парки и др. К вспомогательным машинам и оборудованию относятся такие, которые обеспечивают нормальные условия обслуживающему персоналу и работе основного оборудования. Сюда относятся системы топливо-, водо-, тепло-, электроснабжения и другие.

Охарактеризуем роль, функции и место каждой из группы этих машин и оборудования.

Насосы — агрегаты для перекачки капельных жидкостей. По принципу действия насосы классифицируются на объемные, лопастные и струйные. Все типы насосов применяются на трубопроводах. Основными рабочими насосами являются, как правило, центробежные лопастные насосы. Однако применяются и объемные (винтовые, поршневые). В системах смазки широкое распространение получили пластичные насосы. В системах топливоснабжения, кроме шестеренных, применяются и плунжерные насосы высокого давления. Насосы характеризуются: подачей Q (изменяется от капель — дозировочные насосы — до 240000 м^3 в час — водоподъемные насосы); напором (развиваемым давлением) — от нескольких метров столба перекачиваемой жидкости до 200 МПа ; потребляемой мощностью N — от нескольких десятков ватт (микродозировочные насосы) до нескольких тысяч киловатт (магистральные центробежные насосы большой мощности). Многие насосы имеют название по роду перекачиваемой жидкости — бензонасос, водяной насос, грязенасос и т.д.

Компрессоры — агрегаты для перекачки газов. По принципу действия они бывают объемными и лопастными. На магистральных газопроводах применяются оба вида компрессоров — поршневые (газотопкомпрессоры разных модификаций и мощностей) и центробежные (в основном нагнетатели, поставляемые вместе с газовой турбиной или электроприводом). В конструктивном отношении центробежные и поршневые компрессоры почти идентичны соответствующим насосам.

Резервуарные парки применяются только на нефтепроводах. Резервуары бывают металлические и железобетонные. Преимущественно

применяются металлические стальные резервуары. Их изготавливают вертикальными, горизонтальными, сферическими, каплевидными и др. В основном сооружаются вертикальные стальные резервуары емкостью от 5000 до 50000 м³. Резервуары предназначены для приема, хранения и отпуска нефти и нефтепродуктов. Резервуарные парки, предназначенные для приема и хранения нефти, называются сырьевыми, а для приема и хранения нефтепродуктов – товарными. На промежуточных перекачивающих станциях резервуары подключены к трубопроводу (так называемые подключенные резервуары), и поэтому являются технологическими. В них закачивается избыточное количество нефти или забирается из них недостающее количество нефти. На перекачивающих станциях имеется достаточно большое количество различных емкостей для масла, топлива, воды и т.д., которые входят в соответствующие системы обеспечения нормальной работы перекачивающих станций.

Система водоснабжения перекачивающей станции включает в себя противопожарный запас воды, хозяйственно-бытовое водоснабжение и технологическое водоснабжение. Противопожарный запас воды хранится в железобетонных резервуарах, емкость которых рассчитывается в соответствии с нормами на тушение пожара. Противопожарные коммуникации выполняются самостоятельными с гидрантами, с насосами, приводящимися в работу от независимых двигателей. Технологическое водоснабжение обеспечивает нормальную работу основного оборудования – охлаждение двигателей, насосов, газа. Как правило, замкнутая система водоснабжения эпизодически пополняется водой извне. Включает в себя градирни, брызгальные бассейны, трубопроводную обвязку и насосы для циркуляции воды. Хозяйственно-бытовое водоснабжение подбирается и сооружается на основании расчетов и норм водопотребления в зависимости от числа работающих.

Теплоснабжение перекачивающих станций обеспечивает комфортные условия работы обслуживающего персонала в местах постоянного нахождения, а также обеспечивает нормальную работу контрольно-измерительной аппаратуры, основных и вспомогательных узлов и агрегатов. Теплоснабжение может быть от внешнего источника (городские тепловые сети) или от внутреннего (собственная котельная).

Энергоснабжение перекачивающих станций осуществляется либо от внешних систем электроснабжения (государственные ЛЭП), либо от собственных дизельных станций с генераторами постоянного или

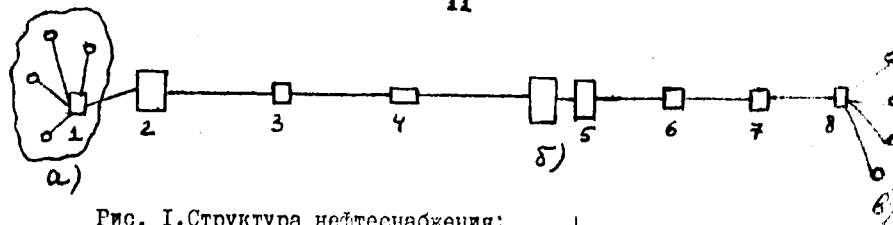


Рис. 1. Структура нефтеснабжения:

а)-месторождение; б)-нефтеперерабатывающий завод;
в)-нефтебазы;

1 - сборный пункт промысла; 2, 5 - головная перекачивающая станция; 3, 4, 6, 7, 8 - промежуточные перекачивающие станции

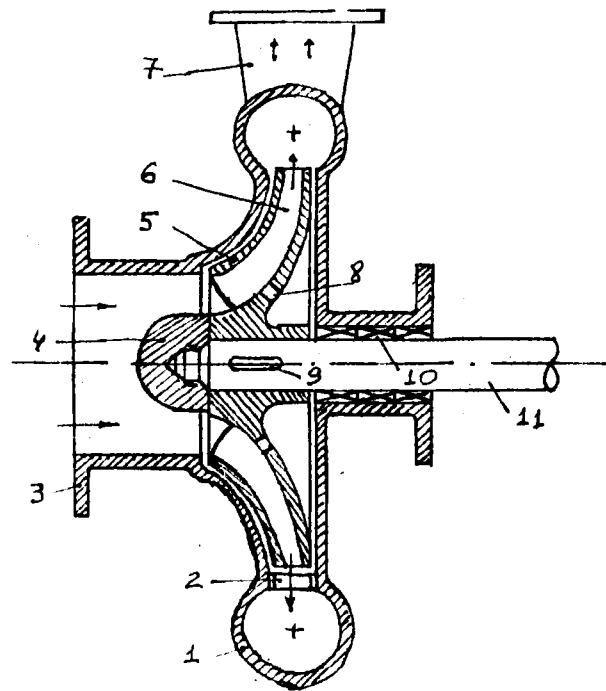


Рис. 2. Схема центробежной машины

переменного тока. Для нормального энергопотребления от внешних систем электроснабжения на станциях сооружаются понижающие подстанции на 380/220 вольт.

Топливоснабжение станций производится через нефтебазы данного региона. Для котельных завозится мазут, который хранится в топливных (мазутных) емкостях. Для автотранспорта завозится бензин или дизельное топливо и также хранится в соответствующих топливных емкостях. Запас топлива определяется нормами и чаще всего составляет двух-трехнедельную норму. В качестве топливных емкостей чаще всего применяются горизонтальные металлические резервуары малой вместимости.

Система пожаротушения включает в себя противопожарную сигнализацию, пожарную насосную, водопроводы, пенопроводы, пожарные резервуары для воды, склады пенопорошка. Все эти объекты рассчитываются по соответствующим нормам. Каждый резервуар оборудуется устройством для подачи пены на горящую поверхность нефтепродукта. Внешние пенопроводы сооружаются так, чтобы подавать пену на горящий резервуар с определенного расстояния.

Система очистки ливневых и технологических (подтоварных) вод включает нефтеловушки, пруды-отстойники, резервуары для сбора утечек, насосные, иловые площадки. Каждая перекачиваемая станция должна иметь двухсекционную нефтеловушку, куда собираются все ливневые и сбросные воды. В нефтеловушках происходит разделение воды и нефтепродуктов. Нефтепродукты более легкие всплывают при медленном движении смеси и собираются специальным устройством, а затем откачиваются насосом в специальный резервуар для сбора утечек. После дополнительного разделения нефтепродукта и воды нефтепродукт откачивается в товарный или сырьевой парк. В нефтеловушках же оседают и наиболее крупные частицы мехпримесей. Оставшаяся масса воды сливается в пруды-отстойники, где происходит дальнейшее осаждение механических примесей и слив почти чистой воды в реки, озера. Мехпримеси из нефтеловушки и прудов-отстойников вывозятся на иловые площадки, где они просыхают и используются в качестве удобрений (если ил) или вывозятся на свалку.

Системы очистки нефти или газа включают в себя фильтры, резервуары-отстойники, пылеуловители различных конструкций.

2. НЕФТЬ- И ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИЕ АГРЕГАТЫ

Нефтеперекачивающие агрегаты (машины) преобразуют механическую энергию двигателя в энергию перекачиваемой жидкости. Все агрегаты можно подразделить на три основных класса: объёмные, лопастные и струйные. Каждый из этих классов подразделяется на подклассы. Объёмные машины бывают поршневыми, роторными и радиально-поршневыми. Лопастные машины подразделяются на центробежные, осевые и вихревые. Струйные агрегаты бывают инжекторами и эжекторами.

На магистральных трубопроводах в основном применяются только лопастные машины, а из них широко применяются центробежные. Создаваемое ими давление достигает 30 МПа, а подача до 240000 м³/ч. На перекачивающих и компрессорных станциях применяются центробежные машины с подачей до 12500 м³/ч капельных жидкостей и до нескольких миллионов кубических метров в сутки при перекачке газообразных сред. Давление, развиваемое этими агрегатами, до 10 МПа. Кроме этого, для подачи воды в систему охлаждения, котельные установки, системы водоснабжения, пожаротушения, канализации, маслоснабжения применяются также центробежные машины с малыми подачами и различными давлениями.

2.1. Устройство и принцип действия центробежных машин

Все центробежные машины в конструктивном отношении имеют много общего. На рис. 2 показана консольная одноступенчатая центробежная машина. Как следует из данной схемы, жидкость (газ) входит в нее параллельно оси вала, а выходит перпендикулярно данной оси (см. стрелки входа и выхода жидкости из машины). Машина состоит из корпуса I, рабочего лопастного колеса 5, посаженного с помощью шпонки 3 на вал рабочего колеса II и укрепленного гайкой 4. Рабочее колесо имеет лопасти 6, поэтому машину и называют лопастной. Жидкость через всасывающий патрубок 3 поступает в рабочее колесо и выбрасывается в сборный диффузор I, из которого по нагнетательному патрубку 7 подается в трубопровод. У центробежных компрессоров (нагнетателей) между рабочим колесом и диффузором устанавливается направляющий аппарат 2, где частично кинетическая энергия потока (скорость) преобразуется в потен-

циальную—давления. В насосах это преобразование происходит только в диффузоре. Для предотвращения утечек жидкости между корпусом машины и валом устанавливается специальное уплотнение 10. С целью снижения осевой силы, возникающей при работе машины, в рабочем колесе делается несколько отверстий 8 для перетока части жидкости из области высокого давления в область всасывания. Рабочие колеса часто имеют два диска 1 и 2 (рис. 3, а), между которыми располагаются лопатки, как правило, изогнутые в сторону, обратную направлению вращения. Такие рабочие колеса называются рабочим колесом закрытого типа. Если рабочее колесо имеет только задний диск (см. рис. 3 б), то оно называется полув закрытым. При отсутствии и переднего, и заднего дисков (см. рис. 3, в), т.е. рабочее колесо имеет только лопатки, оно называется открытым. При вращении рабочего колеса лопатки воздействуют на жидкость и сообщают ей потенциальную и кинетическую энергию, в результате чего жидкость приобретает давление P . В корпусе агрегата сооружен расширяющий канал, расположенный против выхода жидкости из рабочего колеса, который служит для сбора и отведения жидкости. Канал имеет форму расширяющейся спирали, которая заканчивается диффузором 7 (см. рис. 2), где происходит преобразование скоростной энергии в давление.

Из теории подобия работы центробежных агрегатов выводится формула для коэффициента быстроходности

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

где n — частота вращения ротора агрегата;

Q — подача, $\text{м}^3/\text{с}$; H — напор, развиваемый машиной, м.

Под коэффициентом быстроходности n_s данного рабочего колеса понимается частота вращения колеса эталонного агрегата, который развивает полезную мощность 0,736 кВт и создает напор в 1 м при максимальном КПД. Коэффициент быстроходности n_s является одним из критериев подобия и играет важную роль при классификации перекачивающих агрегатов и их рабочих колес. По величине коэффициента быстроходности центробежные насосы подразделяются на тихоходные, нормальной быстроходности и быстроходные. Тихоходные центробежные насосы имеют $n_s = 40 \dots 80$, нормальной быстроходности $n_s = 80 \dots 150$ и быстроходные $n_s = 150 \dots 300$. С ростом коэффициента быстроходности радиальные размеры колес уменьшаются. При одних и тех же значениях частоты вращения и подачи насосы с большей n_s

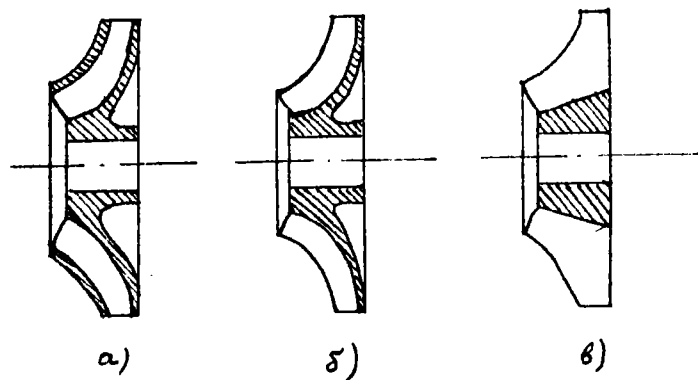


Рис. 3. Типы рабочих колес

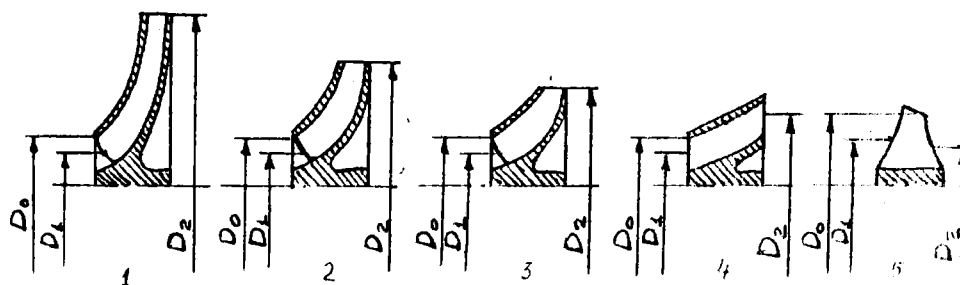


Рис. 4. Классификация рабочих колес центробежных

насосов по коэффициенту быстроходности:

- 1 - тихоходный насос, $n_s = 40 \dots 80$; $D_2/D_1 = 2,5$;
 2 - нормальной быстроходности, $n_s = 80 \dots 150$; $D_2/D_1 = 2$;
 3 - быстроходный насос, $n_s = 150 \dots 300$;
 $D_2/D_1 = 1,8 \dots 1,4$;
 4 - диагональный насос, $n_s = 300 \dots 600$;
 $D_2/D_1 = 1,2 \dots 1,1$;
 5 - осевой насос, $n_s = 600 \dots 1200$; $D_2/D_1 = 0,8$

будут развивать меньшее давление. При равной частоте вращения и давлении насос с большим n_s будет иметь большую подачу. Рабочие колеса центробежных насосов в зависимости от коэффициента быстроходности имеют различные габаритные размеры (рис. 4), где D_0 , D_1 , D_2 — соответственно диаметры входа жидкости в рабочее колесо, диаметр входа на лопатку и диаметр выхода из лопатки.

Для получения высокого давления, развиваемого агрегатом, применяют несколько рабочих колес, через которые жидкость проходит последовательно (рис. 5). Если агрегат имеет i рабочих колес и каждое из них развивает давление p_{Ti} , то общее давление, развиваемое агрегатом (насосом, компрессором), будет равно сумме давлений отдельных рабочих колес агрегата, т.е. $p_o = \sum_i p_{Ti}$. При одинаковых рабочих колесах общее давление агрегата будет

$p_o = i p_{Ti}$. Обычно давление, развиваемое одним рабочим колесом, лежит в пределах 0,3 ... 2,5 МПа. Общее давление многоступенчатого агрегата может достигать 30 МПа и выше. Ограничения давления агрегата вызываются прочностью рабочих колес, корпуса агрегата, трубопроводов и трубопроводной арматуры.

Для увеличения подачи агрегата при постоянном развиваемом давлении применяют параллельную работу рабочих колес. Одним из вариантов такого агрегата является агрегат с двухсторонним входом жидкости (рис. 6). Конструкция агрегата с двухсторонним входом жидкости в рабочее колесо получается более компактной, чем два параллельных агрегата с такими же колесами одностороннего входа. Если число параллельно работающих колес i , а подача одного колеса Q_i , то общая подача всех рабочих колес (агрегатов) равна сумме подач каждого колеса $Q_o = \sum_i Q_i$. При одинаковых рабочих колесах $Q_o = i \cdot Q_i$.

Отсюда следует, что центробежные насосы могут быть секционными и спиральными. В насосах секционного типа преобразование скоростной энергии в энергию давления происходит в направляющем аппарате (см. рис. 5). В насосах спирального типа преобразование скоростной энергии происходит в спиральной камере. Насосы и компрессоры со спиральными корпусами более экономичны (лучший КПД), чем секционные при прочих равных параметрах.

Все лопастные насосы обладают малой способностью самовсасывания, поэтому при пуске их необходимо заливать жидкостью, применяя различные способы. Ввиду отсутствия массивных возвратно-подступательных масс у лопастных агрегатов их непосредственно можно

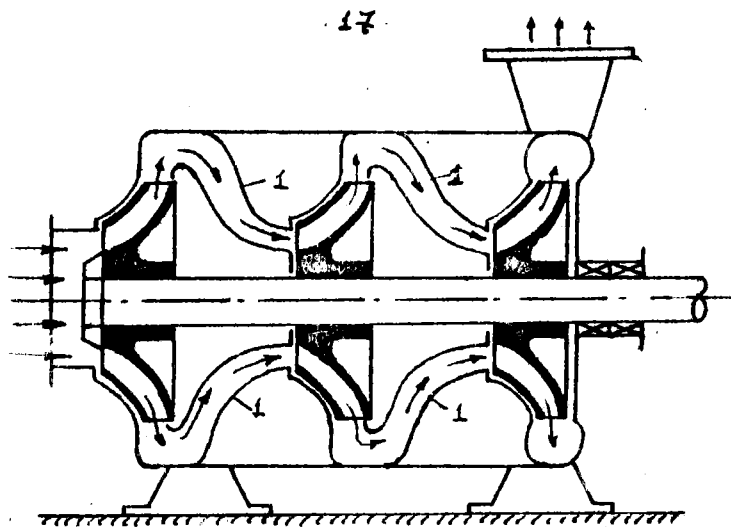


Рис. 5. Схема многоступенчатого центробежного насоса

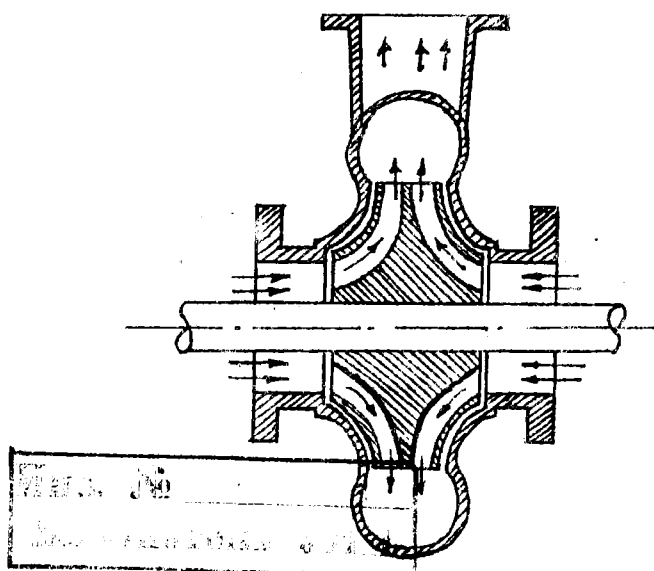


Рис. 6. Схема центробежного агрегата с двухсторонним входом жидкости

соединять с двигателями (электродвигатель, паровая или газовая турбина, двигатель внутреннего сгорания). Лопастные агрегаты отличаются компактностью и легкостью. Коэффициент полезного действия лопастных насосов достигает 0,9 ... 0,92 и в области умеренных напоров и подач не уступает КПД поршневых насосов. Поэтому при невысоких и средних напорах и больших подачах применяются в настоящее время в основном лопастные насосы и компрессоры.

2.2. Вывод основного уравнения центробежного агрегата

Движение жидкости в проточных каналах центробежного агрегата весьма сложно, поэтому точное математическое описание его практически невозможно. В связи с этим принимается ряд допущений. Рассмотрим струйную теорию, по которой сложное движение заменяется бесконечно большим числом одинаковых элементарных струек жидкости, не обладающих силами трения. Точность при этом, естественно, снижается, но зато получаются расчётные формулы. Введением экспериментальных поправочных коэффициентов эти расчётные формулы распространяют на реальные агрегаты.

При вращении рабочего колеса с частотой ω относительно оси агрегата движущаяся частица жидкости в межлопаточном канале участвует в трех видах движения: переносном, относительном и абсолютном. Вращение лопастного колеса дает переносное движение, характеризуемое окружной скоростью u , зависящей от радиуса колеса r и равной $u = \omega \cdot r$. Естественно, что переносная скорость равна окружной и может выражаться через частоту вращения $u = \omega r = 2\pi n r = \pi D n$, где n — частота вращения, с^{-1} . Скорость частицы жидкости относительно стенок канала рабочего колеса получила название относительной скорости w , которая направлена по касательной к поверхности лопатки в рассматриваемом сечении. Среднее значение этой скорости можно получить из уравнения неразрывности при известной величине подачи Q , т.е.

$$w = \frac{Q}{F \cdot z}, \quad (2)$$

где F — площадь сечения канала, а z — число лопаток. Так как площадь сечения канала изменяется по его длине, то ве-

прерывно изменяется и относительная скорость W . Поэтому ее чаще всего определяют для входного (W_1) и выходного (W_2) сечений. Абсолютная скорость частицы жидкости C является геометрической суммой окружной скорости u и относительной W , т.е.

$$\vec{C} = \vec{u} + \vec{W}. \quad (3)$$

Геометрическое сложение скоростей, представленное данным уравнением, представлено на рис. 7. В связи с переменностью скоростей по длине межлопаточного канала принято их строить только для входного (C_1) и выходного (C_2) сечений рабочего колеса.

Учитывая, что при бесконечном числе лопаток сумма элементарных расходов q_i будет равна теоретическому расходу $Q_{\text{т.о.}} = \sum q_i$, ниже приведем вывод основной формулы центробежного агрегата для массового секундного расхода жидкости $m = \rho \cdot Q_{\text{т.о.}}$. На рис. 7 представлены параллелограммы скоростей на входе и выходе из межлопаточного канала. Для колеса с бесконечным числом лопаток и для невязкой жидкости рассчитаем теоретический напор $H_{\text{т.о.}}$, под которым будем понимать удельную энергию, передаваемую жидкости лопатками рабочего колеса. Воспользуемся законом момента количества движения, который применительно к данному случаю можно сформулировать следующим образом: изменение момента количества движения секундной массы жидкости ($m = \rho \cdot Q_{\text{т.о.}}$), протекающей между сечениями 1 и 2 в канале рабочего колеса, относительно выбранной оси вращения за некоторый промежуток времени равно главному моменту всех внешних сил, действующих на эту жидкость за тот же промежуток времени и относительно той же оси. Согласно рис. 7 количество движения массы жидкости при ее входе в канал рабочего колеса равно $m C_1$, а момент этого количества относительно оси вращения

$$M_1 = m C_1 R_1 = m C_1 r_1 \cos \alpha_1 = m r_1 C_{1u}, \quad (4)$$

где $C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1$ — проекция абсолютной скорости входа жидкости в канал рабочего колеса на направление переносной скорости.

Момент количества движения массы жидкости m относительно оси вращения при выходе из рабочего колеса будет

$$M_2 = m C_2 R_2 = m C_2 r_2 \cos \alpha_2 = m r_2 C_{2u}, \quad (5)$$

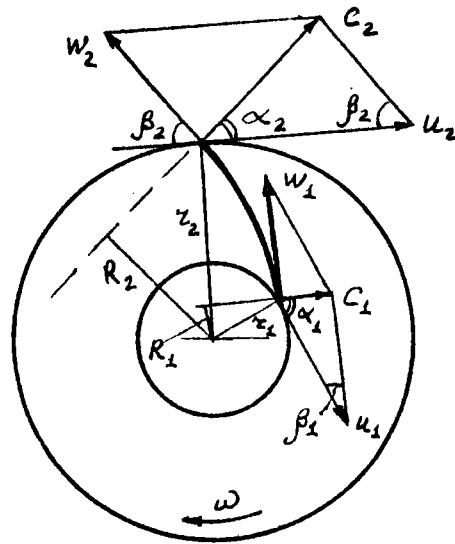


Рис. 7. Треугольники скоростей при вращении рабочего колеса

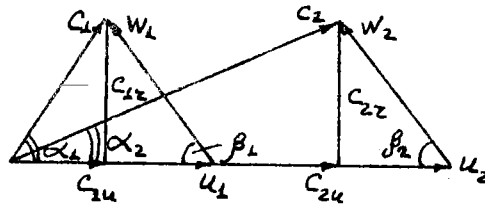


Рис. 8. Поле скоростей (треугольники скоростей)

где $C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2$.

Отсюда находим приращение момента количества движения

$$\Delta M = M_2 - M_1 = m (C_2 z_2 \cos \alpha_2 - C_1 z_1 \cos \alpha_1). \quad (6)$$

Согласно закону о моменте количества движения эту разность надо приравнять главному моменту всех внешних сил $M_{T\infty} = \Delta M \cdot \omega = N_{T\infty}$. Следовательно, чтобы агрегат перекачал жидкость массой m в секунду и чтобы приращение ее энергии было $\Delta M \cdot \omega$, необходимо к рабочему колесу подвести полезную мощность $N_{T\infty}$. Используя значение ΔM , получим

$$N_{T\infty} = m \omega (C_2 z_2 \cos \alpha_2 - C_1 z_1 \cos \alpha_1). \quad (7)$$

Найдем удельную энергию, передаваемую колесом агрегата жидкости, или найдем теоретический напор

$$H_{T\infty} = \frac{N_{T\infty}}{G_{T\infty}} = \frac{m \omega}{Q_{T\infty} \cdot \rho g} (C_2 z_2 \cos \alpha_2 - C_1 z_1 \cos \alpha_1).$$

Имея в виду, что $m = \rho Q_{T\infty}$ и $\omega \cdot z = u$, получим следующую расчётную формулу:

$$\begin{aligned} H_{T\infty} &= \frac{1}{g} (u_2 C_2 \cos \alpha_2 - u_1 C_1 \cos \alpha_1) = \\ &= \frac{1}{g} (u_2 C_{2u} - u_1 C_{1u}). \end{aligned} \quad (8)$$

Полученное выражение называется уравнением Эйлера для теоретического напора центробежного агрегата или основным уравнением центробежного агрегата.

Если жидкость входит в каналы рабочего колеса в безударном режиме, при котором в относительном движении поток входит в канал рабочего колеса по касательной к поверхности лопатки, то вихреобразования в потоке жидкости будут минимальными. При безударном входе угол $\alpha_1 = 90^\circ$ и $\cos 90^\circ = 0$, тогда формула (8) запишется

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} u_2 C_2 \cos \alpha_2 = \frac{u_2 C_{2u}}{g}. \quad (9)$$

Учитывая запись окружной скорости теоретический напор, можно записать

$$H_{\text{т.о.}} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{\pi n D_2}{g} c_2 \cos \alpha_2. \quad (10)$$

Как следует из последних формул, теоретический напор не зависит от свойств жидкости. Эта закономерность остается справедливой с некоторым приближением и для теоретического напора реального рабочего колеса при перекачке вязких жидкостей. Однако следует иметь в виду, что развиваемое агрегатом давление

$$P_{\text{т.о.}} = \rho g H_{\text{т.о.}} = \rho c_2 u_2 \cos \alpha_2 = \rho u_2 c_{2u} \quad (11)$$

зависит от плотности перекачиваемой жидкости и с ее повышением давление возрастает, что нужно обязательно учитывать при переходе с одной жидкости на другую.

2.3. Характеристика центробежного агрегата

Перекачка жидкости центробежным агрегатом, как известно, характеризуется подачей Q , развиваемым давлением P , частотой вращения n , коэффициентом полезного действия η . Все эти параметры связаны между собой. Изменение одного из них вызывает изменение других. Графическое выражение зависимости напора H , потребляемой мощности N и КПД η от подачи Q при постоянной частоте вращения n называется характеристикой агрегата. Рассмотрим подробнее эти связи. Перенесем скорости со входа и выхода рабочего колеса на новый чертеж и построим их из одной точки. Получим поле скоростей, которое называется треугольниками скоростей (рис. 8). Из треугольников скоростей следует, что

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Радиальная составляющая скорости на выходе c_{2r} определяется по формуле (2), т.е.

$$c_{2r} = \frac{Q_{\text{т.о.}}}{F_2} = \frac{Q_{\text{т.о.}}}{\pi D_2 b_2},$$

где b_2 - ширина рабочего колеса.

Тогда

$$c_{2u} = u_2 - \frac{Q_{\text{т.о.}}}{\pi D_2 b_2} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Имея в виду определение окружной скорости

$$u_2 = \pi n D_2$$

для теоретического напора, получаем следующую расчётную формулу:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{n Q_{T\infty}}{g \beta_2} \operatorname{ctg} \beta_2 = A - B Q_{T\infty}, \quad (12)$$

где $A = \frac{u_2^2}{g}$; $B = \frac{n}{g \beta_2} \operatorname{ctg} \beta_2$.

Для насоса с заданными геометрическими размерами и при постоянной частоте вращения n значения A и B постоянны. Уравнение (12) устанавливает теоретическую связь между напором насоса, его подачей и частотой вращения n при заданных конструктивных размерах рабочего колеса (D , β). В системе координат $H_{T\infty} - Q_{T\infty}$ это прямая линия, положение которой зависит от знака при коэффициенте B , т.е. от значения величины угла β_2 . Для лопаток, загнутых назад по сравнению с направлением вращения (рис. 9), $\beta_2 < 90^\circ$ и $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$. Тогда прямая, описываемая уравнением (12), имеет ниспадающий характер (рис. 10), т.е. с увеличением подачи развиваемый агрегатом напор снижается. Для агрегата с радиальными лопатками $\beta_2 = 90^\circ$ и, следовательно, $\operatorname{ctg} 90^\circ = 0$, т.е. $H_{T\infty} = A$. В этом случае характеристика будет изображаться прямой линией, параллельной оси абсцисс, т.е. напор не зависит от подачи (см. рис. 9 и 10). Для лопаток, загнутых в сторону вращения колеса, $\beta_2 > 90^\circ$ и $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$. Уравнение (12) в этом случае запишется $H_{T\infty} = A + B Q_{T\infty}$. Данная прямая с ростом $Q_{T\infty}$ имеет возрастающий характер. Предельное значение угла β_2 находится из условия $C_{2u} = 2u_2$. При больших углах β_2 нарушается сплошность потока в каналах рабочего колеса. Реальное рабочее колесо магистральных центробежных агрегатов имеет 4 ... 14 лопаток. Образованные ими каналы достаточно широки, трение мало и достаточно равномерно распределены относительных скоростей.

Найдем зависимость полезной мощности агрегата $N_{T\infty}$ от подачи $Q_{T\infty}$. Известно, что полезная мощность потока машинного равна

$$N_{T\infty} = \rho_{T\infty} \cdot Q_{T\infty} = \rho g H_{T\infty} Q_{T\infty}.$$

Подставляя сюда уравнение (I2), находим

$$N_{T\infty} = \rho g (A - B Q_{T\infty}) Q_{T\infty} = A_1 Q_{T\infty} - B_1 Q_{T\infty}^2, \quad (I3)$$

где $A_1 = \rho g A$; $B_1 = \rho g B$.

Уравнение (I3) представляет собой параболу, проходящую через начало координат, так как при $Q_{T\infty} = 0$ и полезная мощность $N_{T\infty} = 0$. Положение параболы на координатной плоскости $N_{T\infty} - Q_{T\infty}$ зависит от угла β_2 . Характер изменения полезной мощности в зависимости от угла β_2 представлен на рис. 10. Из приведенных на данном рисунке кривых наибольший интерес представляет кривая, построенная для колеса с лопатками, загнутыми назад ($\beta_2 < 90^\circ$). Для рабочего колеса с лопатками, загнутыми вперед, возникает опасность перегрузки двигателя при повышении подачи выше оптимальной. В этой области кривая мощности с увеличением подачи приобретает более крутой вид.

2.4. Потери в агрегатах. Рабочая характеристика агрегатов

При течении реальной жидкости по каналам реального рабочего колеса с конечным числом лопаток характер потока существенно отличается от струйного — появляются вихри, ускорения, замедления. Действительное распределение относительных скоростей в канале рабочего колеса конечных размеров не осесимметрично из-за силового взаимодействия между лопатками и потоком. Таким образом, циркуляция снижает теоретический напор, создаваемый рабочим колесом. Полезный напор агрегата с учетом этого $H_T < H_{T\infty}$. Учет производится умножением $H_{T\infty}$ на коэффициент меньше единицы $K_L < 1$, т.е. $H_T = K_L H_{T\infty}$. Для насосов с $n_s = 70 \dots 150$ экспериментами установлено, что $K_L \approx 0,6 \dots 0,65$. Значение K_L для агрегатов с лопаточным отводом меньше, чем для спирального отвода. Величина H_T оказывается много ниже $H_{T\infty}$. Действительный напор агрегата

$$H = H_T \cdot \eta_r, \quad (I4)$$

где η_r — гидравлический КПД агрегата.

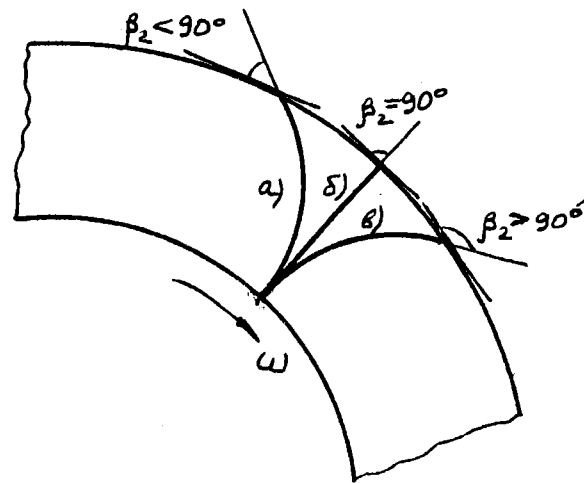


Рис. 9. Расположение рабочих лопаток в рабочем колесе:

- a) - загнута назад;
- б) - радиальное расположение;
- в) - загнута вперед

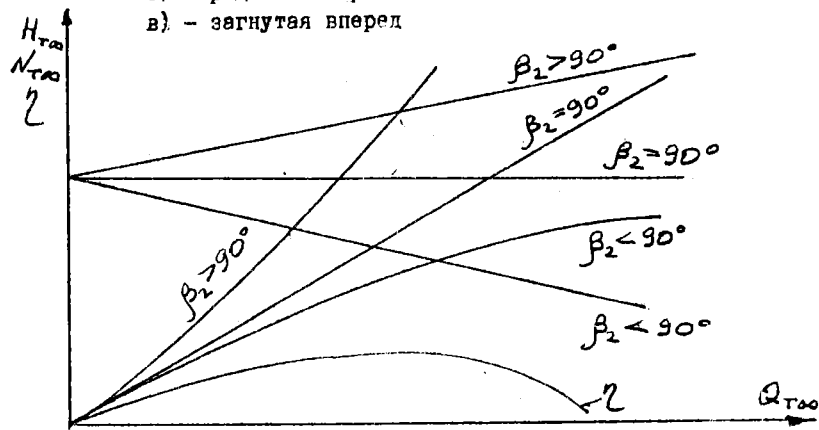


Рис. 10. Теоретическая характеристика центробежного агрегата

При работе агрегатов имеют место различные потери, которые можно разделить на отдельные группы: гидравлические, объёмные и механические.

Гидравлические потери складываются из потерь на трение при течении жидкости через агрегат (всасывающий патрубок, рабочее колесо, спиральная камера, нагнетательный патрубок). Эти потери выражаются гидравлическим коэффициентом полезного действия η_r . Однозначной методики определения этих потерь нет до настоящего времени. Поэтому многие исследователи рекомендуют η_r определять по опытным значениям полного КПД агрегата и по найденным величинам объёмного η_o и механического η_m КПД, т.е.

$$\eta_r = \frac{\eta}{\eta_o \cdot \eta_m} \quad (15)$$

На основании экспериментальных данных гидравлический КПД можно определить по таблице в зависимости от коэффициента быстроходности

n_s	! 60 ... 100	! 100 ... 150	! 150 ... 220
η_r	! 0,87 ... 0,90	! 0,90 ... 0,92	! 0,92 ... 0,94

Объёмные потери складываются из утечки через зазоры между колесом и передней стенкой агрегата ΔQ_1 , между колесом и задней стенкой корпуса через щель уплотнения ΔQ_2 и через отверстия в задней стенке колеса, выполняемые для снижения осевой силы ΔQ_3 . Эти утечки объясняются разностью давлений по обе стороны зазоров, наличие которых объясняется конструктивными соображениями. Величина утечек через зазоры зависит от его длины и ширины, перепада давлений и конструктивного исполнения зазоров. Общие утечки составляют

$$\Delta Q = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3,$$

а объёмный КПД

$$\eta_o = \frac{Q_d}{Q_T} = \frac{Q_T - \Delta Q}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_T} < 1,$$

где Q_d , Q_T — действительная и теоретическая подачи агрегата,

Утечки через зазор определяются формулой

$$Q_3 = \mu_o f \sqrt{2gH} = \mu_o \pi \varnothing \delta \sqrt{2gH}, \quad (16)$$

где μ_o — коэффициент расхода через зазор, зависящий от конструктивных параметров зазора, определяется экспериментально;

$\varnothing$ — средний диаметр зазора;

δ — ширина радиального зазора;

H — напор перед зазором, равный для рабочего колеса агрегата, по предложению А.И. Степанова

$$H = \frac{3}{4} \cdot \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g},$$

где u_2 , u_1 — окружные скорости соответственно на внешнем и внутреннем диаметрах рабочего колеса.

Утечки колеблются в зависимости от напора в пределах 1,5 ... 5 %. Рекомендуются следующие значения γ_o в зависимости от коэффициента быстроходности:

n_s	!	60	!	80	!	100	!	120	!	140	!	160	!	180	!	200
γ_o	!	0,955	!	0,963	!	0,967	!	0,972	!	0,976	!	0,977	!	0,978	!	0,980

Следует иметь в виду, что по предложению А.А. Ломакина в зависимости от n_s величину объёмного КПД γ_o можно вычислить по формуле

$$\gamma_o = (1 + 0,68 n_s^{-0,667})^{-1}. \quad (17)$$

При перекачке вязких жидкостей утечки сокращаются, а объёмный КПД возрастает.

Механические потери определяются как сумма затрат энергии на трение колеса о жидкость (дисковые потери) ΔN_d , на трение в подшипниках ΔN_n и трение в сальниках и уплотнениях ΔN_c . Если все механические потери обозначить через $\Delta N = \Delta N_d + \Delta N_n + \Delta N_c$, то механический КПД будет равен

$$\gamma_m = \frac{N_i - \Delta N}{N_i} = 1 - \frac{\Delta N}{N_i} < 1,$$

где N_i — внутренняя или индикаторная мощность.

Потери от трения дисков (рабочего колеса или разгрузочного диска) являются основными механическими потерями и определяются по приближенной формуле вида

$$\Delta N_f = 0,875 u_2^3 (D_2 - 5e) D_2 \cdot 10^{-3} \text{ [кВт]}, \quad (18)$$

где u_2, D_2 — окружная скорость и внешний диаметр диска;
 e — ширина трения диска о жидкость.

Потери от трения в подшипниках и сальниках составляют около 0,5 ... 1 % затрачиваемой мощности N . В целом — величина механического КПД центробежных агрегатов изменяется в пределах 0,90... 0,98.

Характер изменения общего КПД насоса приведен на рис. 10.

В связи с наличием таких потерь в центробежном агрегате действительные рабочие характеристики будут отличаться от теоретических, приведенных на рис. 10. Действительные характеристики $Q-H$, $Q-N$, $Q-\eta$ центробежных агрегатов получают на заводских испытательных стендах при постоянной частоте вращения вала рабочего колеса. Расчетное построение действительной характеристики основано на использовании приведенных выше формул. Наибольшая погрешность при расчете получается при определении потерь на трение, которые можно ориентировочно оценить по формуле Ларси-Вейсбаха. Объемные потери оцениваются по формуле (16) для различных щелей и зазоров. С учетом всех потерь действительная характеристика центробежного агрегата изобразится кривыми, представленными на рис. 11. При всех режимах работы центробежного агрегата потребляемая насосом мощность не равна нулю, так как даже при нулевой подаче имеют место потери на трение колеса о жидкость (дисковые потери), потери в подшипниках и сальниках. Напорные характеристики бывают пологими (кривая 2 на рис. 11), крутыми (кривая 1 на рис. 11) и с максимумом (кривая 3 на рис. 11). Агрегаты с пологой характеристикой применяются при широком диапазоне регулирования подачи. К ним относятся практически все магистральные насосы серии НМ. Агрегаты с крутой характеристикой целесообразно применять при регулировании давления, а также при перекачке вязких жидкостей. Характеристиками с максимумом или неустойчивыми характеристиками обладают очень тихоходные ($n_f = 80 \dots 140 \text{ с}^{-1}$) и очень быстроходные центробежные агрегаты. К последним относятся центробежные компрессоры (нагнетатели). У таких агрега-

тов давление при работе на закрытую задвижку ($Q = 0$) меньше максимального рабочего давления в т. α на рис. II. Участок $\beta\alpha$ на характеристике с максимумом представляет собой область неустойчивой работы агрегата (для компрессоров область помпажа). Следствием неустойчивой работы (помпажа) является колебание подачи и давления, сопровождающееся гидравлическими ударами, которые могут привести к повреждению как трубопровода, так и агрегата. Устойчивая работа центробежных агрегатов с характеристикой, имеющей максимум, обеспечивается правее т. α , т.е. при $Q > Q_\alpha$.

Подача одного и того же агрегата различна в зависимости от сопротивления внешней сети. Потребляемая агрегатом мощность и его КПД будут также изменяться, причем мощность постепенно растет с увеличением подачи, а кривая КПД имеет максимум в т. ϵ . Естественно, всегда стремятся сделать так, чтобы агрегат работал при наивысшем КПД, т.е. с подачей Q_ϵ или близкой к ней. В настоящее время принято, что снижение КПД может составлять 5 ... 7 % от максимального его значения. Проведя прямую параллельную оси Q ниже максимального значения КПД на 5 ... 7 %, получим две точки пересечения ее с кривой КПД. Проведя через эти точки линии ff и mm , получим рабочую область центробежного агрегата (см. рис. II). Отсюда вытекают требования к выбору центробежных агрегатов — режим его работы должен лежать в рабочей области (зоне).

2.5. Понятие о кавитации. Пересчет характеристик с воды на вязкую жидкость

Давление во всасывающем трубопроводе обвязки агрегата постепенно снижается от атмосферного в месте, откуда происходит забор жидкости, до минимального на входе в рабочее колесо. Если минимальное давление станет меньше давления насыщенных паров жидкости ($P_{н.п}$), то произойдет холодное вскипание жидкости с образованием паровых пузырьков. Появление пузырьков пара данной жидкости при снижении давления и последующее их схлопывание при повышении давления по ходу перемещения жидкости в рабочем колесе (канале) получило название кавитации. Если пузырек образуется много, то они, сливаясь, образуют паровые полости, располагающиеся на начальных участках лопаток рабочего колеса. Образующиеся паровые полости получили название суперкавитации. Несколько паровых полостей могут соединиться вместе, тогда происходит разрыв потока и работа насоса прекращается. Пузырьки пара, переносимые

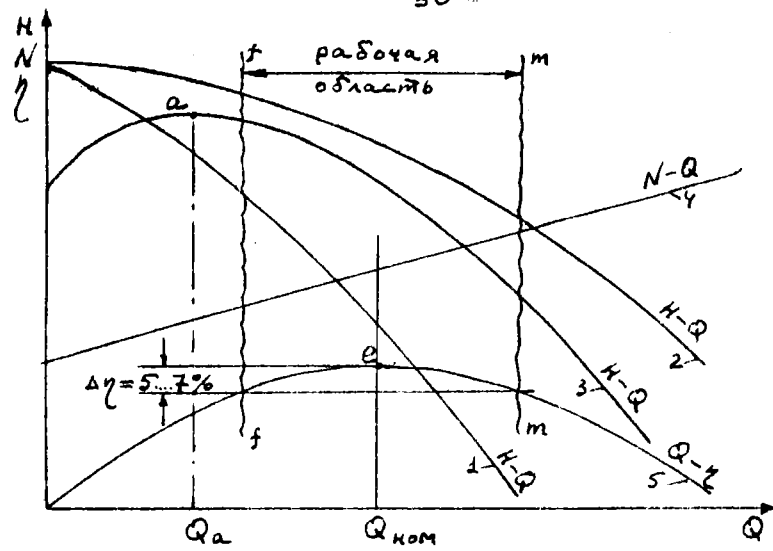


Рис. II. Действительные характеристики центробежных агрегатов

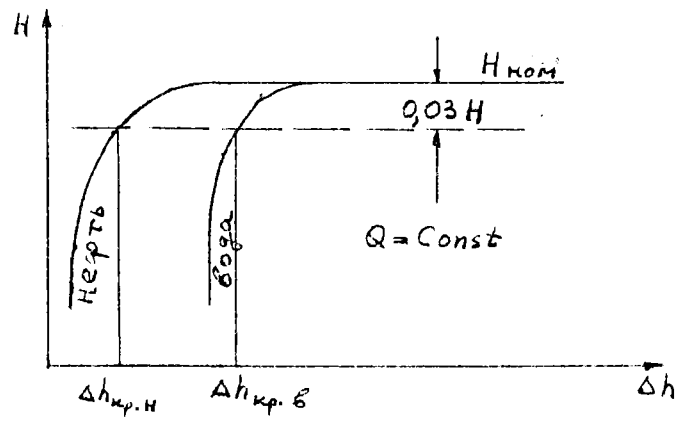


Рис. I2. Частная характеристика центробежного насоса

потоком жидкости, при попадании в область высокого давления (на выходе из рабочего колеса) могут оказаться около стенки (лопатки, диски рабочих колес, корпус насоса). При мгновенной конденсации паров жидкости (схлопывании) возникают точечные гидроудары, измеряемые несколькими сотнями МПа, что приводит к разрушению стенки. Кавитация не только разрушает насос, но и снижает КПД, развиваемое давление и подачу.

Для обеспечения нормальной работы центробежного насоса необходимо, чтобы наименьшее давление P_{min} в потоке у входа в рабочее колесо было больше давления насыщенных паров $P_{н.п}$ перекачиваемой жидкости при данной температуре, т.е. $P_{min} > P_{н.п}$. Таким образом, работа насосов при кавитационном режиме нежелательна по следующим причинам:

- 1) эрозионное разрушение материала стенок деталей насоса;
- 2) повышенная вибрация насоса, которая приводит к быстрому изнашиванию подшипников, нарушению герметичности соединений;
- 3) быстрая химическая коррозия рабочих органов насоса при выделении паров химически активной жидкости; химическая коррозия возрастает также с повышением в паровой фазе содержания кислорода, растворенного в перекачиваемой жидкости и переходящего при кавитации в паровую фазу;
- 4) сужение проходного сечения подводящих каналов или полный срыв работы насоса при активном холодном кипении, которое усугубляется выделением растворенных газов, в том числе и воздуха, из жидкости при прохождении ею области вакуума.

Предельную высоту всасывания $H_{вс}$ центробежного насоса на основании уравнения Бернулли относительно насоса и уровня жидкости в резервуаре определяем по формуле

$$H_{вс} = \frac{P_a - P_{min}}{\rho g} - \alpha \frac{w_{вс}^2}{2g} - h_f, \quad (19)$$

где P_a — атмосферное давление;
 P_{min} — минимальное давление; в центробежных насосах зона наименьшего давления располагается около кромки на выпуклой части лопатки рабочего колеса, здесь и возникает кавитация;
 $w_{вс}$ — скорость во всасывающей трубке насоса;
 α — коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерное распределение скоростей по сечению канала;

h_f - гидравлические потери во всасывающем трубопроводе, всасывающей патрубке и части рабочего колеса.

Как указывалось выше, минимальное давление не должно быть ниже $P_{н.п}$. В связи со сложностью определения потерь на трение при неравномерном течении жидкости в настоящее время геометрическую высоту всасывания принято определять через допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп}$ по формуле

$$H_{ec} = \frac{P_a - P_{н.п}}{\rho g} - \Delta h_{доп}, \quad (20)$$

где $\Delta h_{доп} = (1,15 \dots 1,3) \Delta h_{кр}$;

$\Delta h_{кр}$ - критический кавитационный запас, при котором падение напора на частной кавитационной характеристике составляет 3 % напора первой ступени.

Для бескавитационной работы насоса напор во входном трубопроводе должен быть таким, чтобы ни в какой точке потока жидкости давление не падало ниже давления насыщенных паров жидкости. Поэтому и вводится допустимый кавитационный запас, под которым понимают приведенный к оси насоса минимальный избыток удельной энергии жидкости на входе в насос над давлением ее насыщенных паров, обеспечивающий работу насоса без изменения основных технических показателей.

Если H_{ec} по формуле (20) получается со знаком плюс, то насос может жидкость всасывать на эту высоту, а если получается знак минус, то необходим соответствующий подпор.

Частная кавитационная характеристика представлена на рис. 12. Насос работает на двух жидкостях - нефть и вода при постоянном расходе Q . Частная кавитационная характеристика позволяет определять критический кавитационный запас $\Delta h_{кр}$. В соответствии с ГОСТом его значение соответствует 3 % падению напора от номинального напора. Так как нефть и нефтепродукты являются многокомпонентными системами, обладающими различной температурой парообразования, то их кавитационные характеристики более пологие, чем для воды. Из-за метастабильных свойств нефтей и нефтепродуктов критический режим кавитации для них наступает при меньших кавитационных запасах, чем для воды. Ранняя кавитация нефтей и нефтепродуктов также объясняется повышенной способностью растворить воздух и другие газы, которые начинают бурно выделяться при снижении

давления. Кавитационная характеристика снимается с агрегатов путем прикрытия задвижки на всасывающей линии и поддержания постоянства подачи Q . Снимают не менее 15 точек, особенно часто их снимают на перегибе кривой.

Для перекачивающих агрегатов широко применяется теория подобия. Для полного подобия необходимо соблюдение геометрического (равенство сходственных углов и отношений линейных размеров), кинематического (равенство отношений скоростей в сходственных точках) и динамического (равенство отношений действующих сил в сходственных точках) подобия. Если некоторые из условий не соблюдаются, то говорят о частичном подобии. Для двух агрегатов „Н” и „М” перечисленные выше условия записываются:

геометрическое подобие

$$\frac{e_n}{e_m} = \frac{(D_{1n}, D_{2n}, b_{2n}, \dots)}{(D_{1m}, D_{2m}, b_{2m}, \dots)} = \lambda_r = \text{const},$$

где λ_r — коэффициент геометрического подобия;

кинематическое подобие

$$\frac{u_n}{u_m} = \frac{w_n}{w_m} = \frac{c_n}{c_m} = \frac{D_{2n} \omega_n}{D_{2m} \omega_m} = \lambda_k = \lambda_r \frac{n_n}{n_m},$$

где λ_k — коэффициент кинематического подобия;

динамическое подобие

$$\frac{Re_n}{Re_m} = \frac{Eu_n}{Eu_m} = 1.$$

Подача агрегатов пропорциональна абсолютной скорости и кинематическому сечению потока

$$Q = F \cdot c \cdot \zeta_0; \quad F = \pi D_2 b_2; \quad c = c_{2z}.$$

Тогда отношение подач будет

$$\frac{Q_n}{Q_m} = \frac{\pi D_{2n} b_{2n} c_{2zn} \zeta_{0n}}{\pi D_{2m} b_{2m} c_{2zm} \zeta_{0m}} = \lambda_r^3 \frac{n_n}{n_m} \cdot \frac{\zeta_{0n}}{\zeta_{0m}}, \quad (21)$$

где ζ_0 — объёмный КПД (Н — натурн, М — модели).

Пренебрегая изменением объёмных КПД и принимая за характерный размер наружный диаметр рабочего колеса, последнее выражение можно записать в виде

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{D_{2H}^3}{D_{2M}^3} \cdot \frac{n_H}{n_M} \quad \text{или} \quad \frac{Q_H}{n_H D_{2H}^3} = \frac{Q_M}{n_M D_{2M}^3}. \quad (21a)$$

Полученный комплекс $\frac{Q}{n D_2^3} = idem$ называется коэффициентом расхода. Постоянство коэффициента расхода обеспечивает кинематическое подобие, выраженное через параметры агрегата. Для одного и того же агрегата, когда $D_{2H} = D_{2M}$, для двух разных режимов его работы на одной и той же жидкости уравнение (21a) принимает вид

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M} \quad \text{или} \quad \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}. \quad (22)$$

Условие подобия для развиваемого агрегатом напора в соответствии с формулой (9) запишется

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{u_{2H} c_{2H} K_{ЛH} \eta_{гH}}{u_{2M} c_{2M} K_{ЛM} \eta_{гM}} = \lambda_r^2 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2 \frac{K_{ЛH} \eta_{гH}}{K_{ЛM} \eta_{гM}}, \quad (23)$$

где $\eta_{гH}, \eta_{гM}$ — гидравлические КПД натурального и модельного агрегатов;

$K_{ЛH}, K_{ЛM}$ — коэффициент, учитывающий конечное число лопаток.

Принимая за характерный размер D_2 и полагая равенство гидравлических КПД $\eta_{гH} = \eta_{гM}$ и равенство коэффициентов лопаток $K_{ЛH} = K_{ЛM}$, получим

$$\frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^2 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2. \quad (24)$$

Для одного и того же насоса ($D_{2H} = D_{2M}$, $\lambda_r = 1, K_{ЛH} = K_{ЛM}$, $\eta_{гH} = \eta_{гM}$), но для двух разных режимов работы на одной и той же жидкости

$$\frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2 \quad \text{или} \quad \frac{H_2}{H_1} = \frac{n_2^2}{n_1^2}. \quad (25)$$

Соотношения для мощности легко получить, используя зависимости (21) и (23). Имея в виду, что мощность определяется как

$$N = \rho g H Q \frac{1}{\eta}$$

и подставляя соотношения (21) и (23), получим

$$\begin{aligned} \frac{N_H}{N_M} &= \frac{\rho_H g H_H Q_H \eta_M}{\rho_M g H_M Q_M \eta_H} = \frac{\rho_H}{\rho_M} \cdot \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \frac{K_{лH}}{K_{лM}} \lambda_r^5 \frac{\eta_M \eta_{гH} \eta_{оH}}{\eta_H \eta_{гM} \eta_{оM}} = \\ &= \lambda_r^5 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \frac{\rho_H}{\rho_M} \cdot \frac{K_{лH}}{K_{лM}} \cdot \frac{\eta_{MH}}{\eta_{MH}}. \end{aligned} \quad (26)$$

Принимая за характерный размер ϖ_2 и полагая $\rho_H = \rho_M$, т.е. перекачивается одна и та же жидкость, $K_{лH} = K_{лM}$ и равенство механических КПД, получим

$$\frac{N_H}{N_M} = \left(\frac{\varpi_{2H}}{\varpi_{2M}} \right)^5 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3. \quad (27)$$

Для одного и того же насоса, перекачивающего одну и ту же жидкость при двух разных режимах, получаем

$$\frac{N_H}{N_M} = \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \quad \text{или} \quad \frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3. \quad (28)$$

Таким образом, теория подобия устанавливает следующие законы подобия лопастных центробежных агрегатов:

1) для подобных режимов работы ЦБА подача пропорциональна первой степени частоты вращения и кубу линейного размера — формула (21 а);

2) для подобных режимов работы ЦБА напор пропорционален квадрату частоты вращения и квадрату линейного размера, т.е. формула (24);

3) для подобных режимов работы ЦБА мощность, потребляемая насосом, пропорциональна кубу частоты вращения и пятой степени линейного размера — формула (27).

Законы, устанавливающие зависимость подачи, напора и мощности одного и того же агрегата от частоты вращения при его работе на одной и той же жидкости (формулы (22), (25) и (28), называются законами пропорциональности.

Рассмотренные выше законы подобия ЦБА справедливы в случае перекачки жидкости с примерно постоянной вязкостью. Один и тот же агрегат при постоянной частоте вращения, перекачивая жидкости различной вязкости, работает в существенно различных режимах – от ламинарного до квадратичного трения. В этом случае необходимо учитывать влияние вязкости жидкости, так как изменяются характеристики ЦБА. С повышением вязкости перекачиваемой жидкости снижается подача, увеличивается потребляемая мощность, снижается развиваемое давление и КПД агрегата. Пересчет характеристик центробежных насосов с воды на вязкую жидкость чаще всего производится по методике М.Д.Айзенштейна, которая базируется на методе А.И.Степанова. Этот метод заключается в том, что на графиках по линии абсцисс в логарифмической шкале откладывается число Re , а по линии ординат – поправочные коэффициенты для подачи K_Q , напора K_H и КПД K_η (рис. 13).

$$K_Q = \frac{Q_H}{Q_B}; \quad K_H = \frac{H_H}{H_B}; \quad K_\eta = \frac{\eta_H}{\eta_B}, \quad (29)$$

где индексы „H“ и „B“ соответственно обозначают нефть и воду. Число Рейнольдса для центробежного агрегата подсчитывается по формуле

$$Re = \frac{Q_{opt}}{\nu D_{экв}}, \quad (30)$$

где $D_{экв} = \sqrt{4 D_2 b_2 \sigma}$ – эквивалентный диаметр рабочего колеса центробежного насоса;

Q_{opt} – оптимальная подача насоса;

ν – кинематическая вязкость перекачиваемой жидкости;

D_2 – наружный диаметр рабочего колеса;

b_2 – ширина лопатки на выходе из рабочего колеса;

$\sigma = 1 - \frac{t \cdot z}{\delta}$ – коэффициент стеснения живого сечения рабочего колеса;

t – шаг лопаток на внешнем диаметре рабочего колеса;

z – число лопаток;

δ – толщина лопатки.

При отсутствии сведений о размере и числе лопаток М.Д.Ангелштейн рекомендует для всех насосов значение σ принимать равным 0,9.

Построение характеристик для вязкой жидкости по характеристике насоса, полученной опытным путем на воде, производится на основании следующих предпосылок:

а) при неизменной частоте вращения n колеса подача и давление насоса, перекачивающего вязкую жидкость, изменяются так, что коэффициент быстроходности n_s остается неизменным, т.е.

$$\frac{H_n}{H_0} = \left(\frac{Q_n}{Q_0} \right)^{2/3}.$$

Откуда

$$H_n = H_0 K_Q^{2/3} \quad \text{или} \quad Q_n = Q_0 K_H^{3/2}; \quad (31)$$

б) напор при $Q = 0$ остается неизменным для жидкостей любой вязкости;

в) коэффициенты для пересчета характеристик (подачи K_Q , напора K_H и КПД K_η) принимаются постоянными в диапазоне подачи от $Q = 0,8 Q_{\text{опт}}$ до $1,2 Q_{\text{опт}}$.

Из рис. 13 следует, что коэффициенты K_Q и K_H изменяются существенно при $Re \leq 7 \cdot 10^3$, а при больших значениях Re они равны единице. Значение КПД изменяется более значительно и для большого изменения числа Re . Это объясняется значительным увеличением потерь мощности на дисковое трение.

Построение характеристики для случая работы ЦБН на вязкой жидкости производится следующим образом. Подсчитывают число Re и по графику на рис. 13 определяют значения коэффициентов K_Q ,

K_H и K_η . По значениям этих коэффициентов по формулам (31) в диапазоне изменения подачи воды от $0,8 Q_{\text{опт}}$ до $1,2 Q_{\text{опт}}$ вычисляют 4 ... 5 точек H_n . Затем по найденным точкам строят кривые $Q_n - H_n$, $Q_n - \eta_n$. По формуле мощности для соответствующих значений подачи, напоров и КПД вычисляют N_n :

$$N_n = \frac{\rho_n g H_n Q_n}{\eta_n}$$

и строят кривую. С изменением вязкости жидкости изменяется также

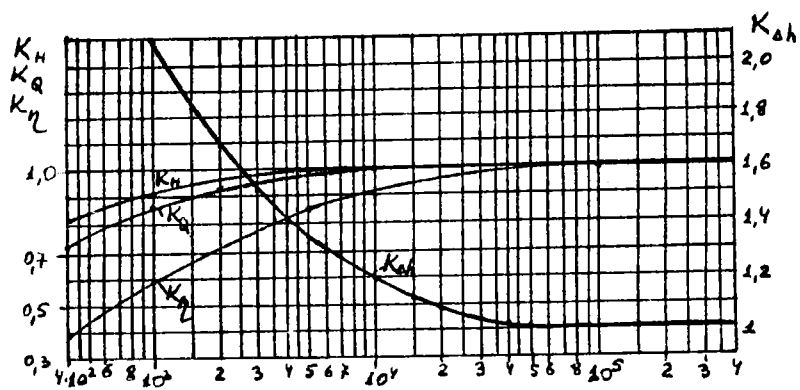


Рис. 13. График для пересчёта характеристик

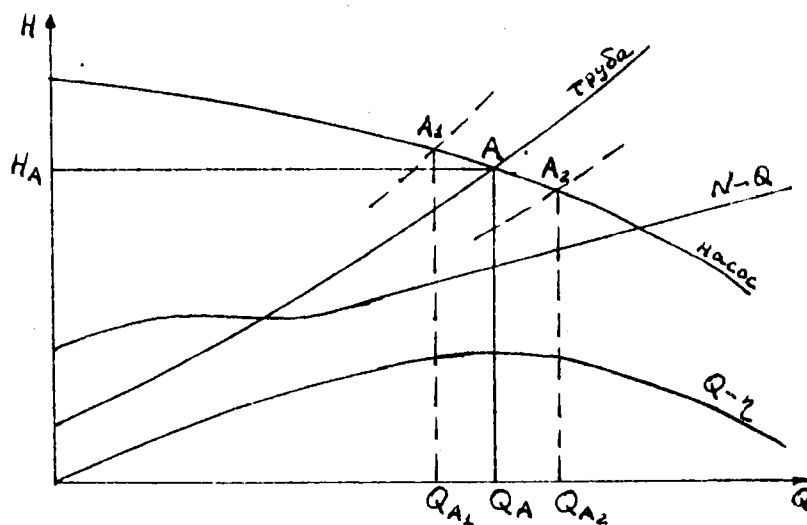


Рис. 14. Определение рабочей точки системы
"трубопровод - агрегат"

кавитационная характеристика и допускаемая высота всасывания (см. ранее).

2.6. Работа агрегата на трубопроводе

Перекачка жидкости по трубопроводу может происходить при переменном режиме вследствие изменения сопротивления трубопровода, в результате изменения свойств перекачиваемой жидкости или изменения количества перекачиваемой жидкости. Если на характеристику агрегата $H-Q$ нанести характеристику трубопровода $H-Q$, то их пересечение дает рабочую точку А (рис. 14). При незначительном изменении характеристики трубопровода рабочая точка автоматически перемещается по кривой $H-Q$ агрегата (т.т. А'... А"). Такой процесс изменения работы агрегата называется саморегулированием. Чаще всего такое изменение характеристики трубопровода вызывается изменением температуры перекачиваемой жидкости. Правильно подобранным считается такой агрегат, у которого максимальное значение КПД лежит в диапазоне расходов от Q_A' до Q_A'' , т.е. в рабочей зоне насосов или компрессоров.

Приведенный метод определения рабочей точки неост в случае работы одного агрегата на трубопроводе. На практике для получения большего напора или расхода применяют несколько агрегатов, трубопровод может состоять из участков различного диаметра, расположенных в местах с разными геодезическими отметками, со сбросами жидкости или подкачками и т.д. В этом случае нахождение рабочей точки более сложно.

Таким образом, по величине подачи Q , потерям на трение в трубопроводах определяют по каталогу ближайший насос или компрессор так, чтобы рабочая точка находилась в области максимального КПД. С целью сокращения типоразмеров центробежных насосов в стране разработан нормальный ряд нефтяных насосов и компрессоров (нагнетателей), представляющий собой свойный график потерь характеристик (рис. 15). Он весьма удобен для выбора насосов для перекачки нефти и нефтепродуктов. В настоящее время технические требования к насосам для магистральных трубопроводов регламентируются ГОСТ 12124-81, согласно которому насосы имеют горизонтальный разъем без отсоединения входного и выходного патрубков при проведении текущего и среднего ремонтов. Насосы могут перекачивать нефть и нефтепродукты с температурой от 223 К (-50 °С) до 333 К (+80 °С), кинематической вязкостью не более $3 \cdot 10^{-4}$ м²/с, механи-

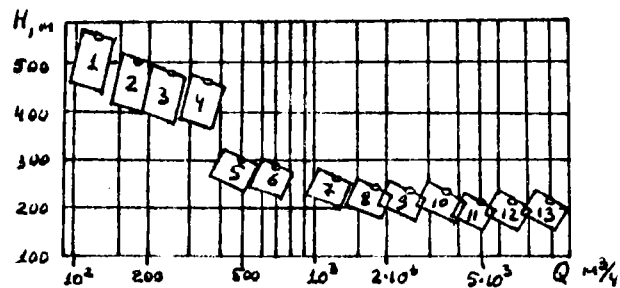


Рис. 15. Нормальный ряд центробежных насосов серии НМ (насосы магистральные):

1 - НМ-125-550; 2 - НМ-180-500; 3 - НМ-250-475;
 4 - НМ-360-460; 5 - НМ-500-300; 6 - НМ-710-280;
 7 - НМ-1250-260; 8 - НМ-1800-240; 9 - НМ-2500-230;
 10 - НМ-3600-230; 11 - НМ-5000-210;
 12 - НМ-7000-210; 13 - НМ-10000-210

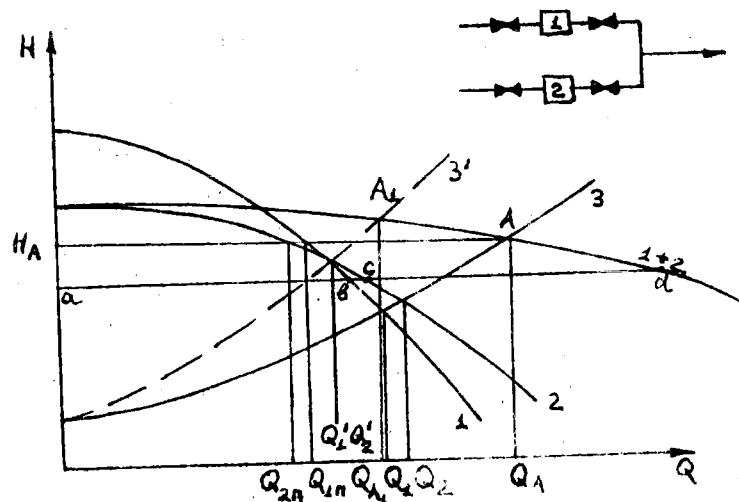


Рис. 16. Параллельная работа двух центробежных агрегатов

ческими примесями по объёму не более 0,05 % и размером не более 0,2 мм. Насосы с подачей 1800 м³/ч (0,5 м³/с) и более предназначены только для перекачки нефти.

Ряды полей на рис. 15 нанесены на полулогарифмической сетке. Поле каждого насоса представляет собой рекомендуемую зону режимов работы при наибольших значениях КПД. Верхняя линия ("а" на рис. 15) определяет рабочую характеристику насоса при максимальном наружном диаметре рабочего колеса D_2 , а нижняя кривая ("б" на рис. 15) соответствует минимальному размеру D_{2min} , которое получится в результате обточки. Отклонение напора от значений, указанных в паспорте, составляет +5 ... -3 %. Обточка рабочих колес насосов допускается до размеров, при которых КПД насоса не должен снижаться более чем на 3 %. Для получения частных подач рекомендуются сменные роторы на подачи 0,5 $Q_{ном}$, 0,7 $Q_{ном}$ и для насосов НМ-10000-210 на 1,25 $Q_{ном}$.

Конструкция насосов обеспечивает надёжную работу двух последовательно соединённых агрегатов с подачей до 360 м³/ч включительно с развиваемым давлением 10 МПа и трех насосов с большими подачами и развиваемым давлением 7,5 МПа.

Маркировка насосов (НМ-360-500) означает: Н - насос; М - магистральный; первая цифра - подача, м³/ч; вторая цифра - напор, м.

При параллельной работе могут использоваться как одинаковые, так и разные центробежные агрегаты, но обязательно каждый из них должен работать в зоне максимального КПД. Параллельно может работать два и более агрегатов. Преимуществом параллельной работы нескольких агрегатов по сравнению с одним агрегатом большой подачи является повышение надёжности работы системы, т.е. при аварии одного агрегата другой продолжает работать, а при изменении резервного агрегата требуемая подача не изменяется.

Параллельную работу двух агрегатов на трубопроводе рассмотрим на основании следующих построений. Характеристики агрегатов представлены кривыми 1 и 2 на рис. 16, а характеристика трубопровода - кривой 3. Суммарная характеристика агрегатов 1+2 получается отложением подачи при постоянном напоре (аванс-ад). Пересечение суммарной характеристики агрегатов 1+2 с характеристикой трубопровода 3 даёт рабочую точку А с соответствующим напором H_A и подачей Q_A . Если бы каждый агрегат работал в отдельности на трубопроводе, то подача каждого из них была бы Q_1 и Q_2 .

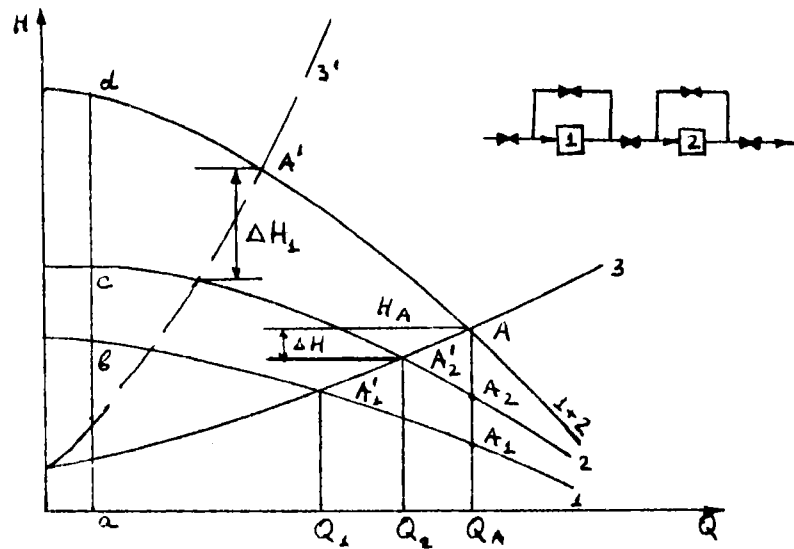


Рис. 17. Последовательная работа двух центробежных агрегатов

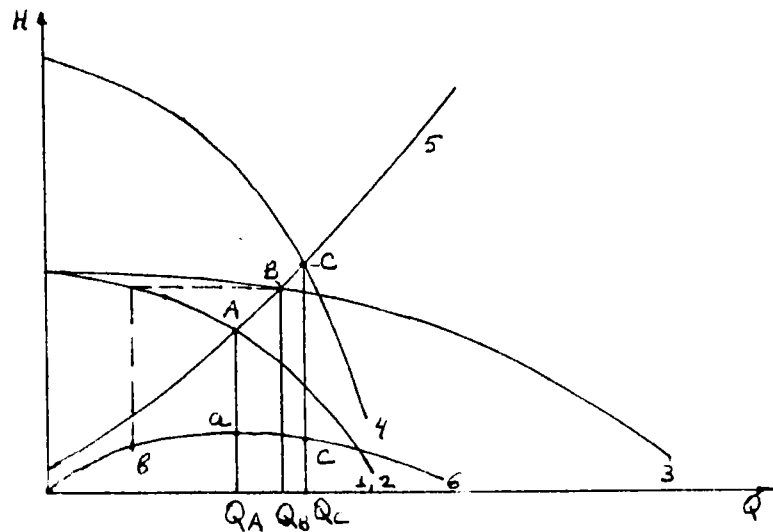


Рис. 18. Регулирование режима работы агрегатов путем переключения с параллельного на последовательное или наоборот соединение

Из рис. 16 следует, что $Q_A < Q_1 + Q_2$, т.е. суммарная подача параллельно работающих центробежных агрегатов меньше суммы подач отдельно работающих агрегатов на тот же трубопровод. Полученное неравенство будет тем больше, чем круче характеристика трубопровода 3' ($Q_A' \ll Q_1' + Q_2'$). Подачу каждого агрегата при их совместной работе на трубопровод можно найти следующим образом: через рабочую точку А проводим прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривыми 1 и 2; эти точки и определяют подачи Q_{1A} и Q_{2A} каждого из агрегатов. Естественно, что эти подачи меньше подач Q_1 и Q_2 .

Последовательная работа центробежных агрегатов применяется, когда необходимо увеличить развиваемый напор. Так работают перекачивающие станции магистральных трубопроводов. Суммарная характеристика двух последовательно работающих агрегатов 1 и 2 на трубопровод 3 строится путем сложения ординат при постоянной подаче ($ad = \text{авнас}$) (рис. 17). Суммарная характеристика 1+2 пересекает характеристику трубопровода 3 в т. А, которая и определяет параметры работы станции на трубопровод (Q_A и H_A). При отдельной работе каждого агрегата на трубопровод подача их будет Q_1 и Q_2 . При совместной их работе на данную трубу напор каждого агрегата будет определяться тт. A_1 и A_2 , так как $Q_{A1} = Q_{A2} = \text{const}$. Из рис. 17 следует, что последовательная работа агрегатов позволяет увеличить не только напор станции, но и ее подачу. Последовательное соединение более выгодно при крутых характеристиках трубопровода (3' на рис. 17), так как возрастание напора при этом более существенное ($\Delta H_1 > \Delta H_2$).

Комбинированное соединение агрегатов рассматривается в зависимости от очередности их соединения по ходу жидкости. Принцип построения суммарных характеристик остается таким же, как изложен выше.

Регулирование режимов работы центробежных агрегатов осуществляется путем:

- а) воздействия на агрегат;
- б) воздействия на привод агрегата;
- в) воздействия на трубопроводную обвязку агрегата.

Воздействие на агрегат — изменение характеристики агрегата обеспечивается

— переключением рабочих колес на параллельную или последовательную работу (см. выше);

- изменением числа рабочих колес (включение или отключение агрегатов или отдельных рабочих колес);
- поворотом лопаток рабочего колеса;
- применением сменных роторов (сменных рабочих колес);
- обточкой рабочего колеса.

Изменение режима работы агрегатов изменением схемы их соединения с последовательного на параллельное или наоборот не очень эффективен (рис. 18), так как при переключении он может попасть в зону низкого КПД. Например, на рис. 18, агрегаты были подобраны для последовательной работы с КПД (рабочая т. С - пересечение характеристик 4 двух последовательно работающих агрегатов 1 и 2 и характеристики трубопровода 5) близким к максимальному. При переключении их на параллельную работу (рабочая т. В - пересечение характеристик 3 двух параллельно работающих агрегатов 1, 2 с характеристикой трубопровода 5) величина КПД каждого работающего агрегата (т. 6) будет весьма низкой по сравнению с максимальным значением КПД (т. а) при работе на данную трубу каждого агрегата в отдельности. Поэтому, прежде чем переключать агрегаты, необходимо оценивать эффективность их работы. Вполне возможно, что экономически будет целесообразно отключить один из агрегатов и работать с подачей Q_A и γ_A . При этом подача Q_A не намного меньше при параллельной работе двух агрегатов. Из этого же рис. 18 следует изменение суммарных характеристик агрегатов при включении или отключении отдельных агрегатов или рабочих колес.

Поворот лопаток рабочего колеса в насосах практически не применяется, а в центробежных компрессорах применяются устройства (лопаточные), завихряющие поток газа на входе в рабочее колесо. Это регулирование рассмотрим позже.

Применение сменных роторов (сменных рабочих колес) производится при продолжительном изменении режима работы агрегата. Насосы серии НМ обеспечиваются сменным комплектом рабочих колес на $0,5 Q_{ном}$ и $0,7 Q_{ном}$. Насос НМ-1000-210 обеспечивается, кроме этого, сменным ротором на $1,25 Q_{ном}$.

Если сменные роторы не обеспечивают заданные параметры перекачки, то применяют обточку рабочего колеса, которое получило широкое распространение. При этом способе регулирования в насосах, имеющих направляющие аппараты, срезают только лопатки, а в насосах с радиального типа обтачивают на меньший диаметр как диски, так

и лопатки. Уменьшение диаметра рабочего колеса дает новый треугольник скоростей на выходе, в котором направления абсолютной и относительной скоростей сохраняются, а величины уменьшаются соответственно отношению диаметров рабочих колес D_{20}/D_{2H} . При обточке рабочего колеса $F_{20} \approx F_{2H}$, так как при обточке снижается D_2 , но возрастает b_2 . Тогда из уравнения неразрывности $Q = C_{22} F$ получаем при постоянной частоте вращения

$$\frac{Q_0}{Q_H} = \frac{D_{20}}{D_{2H}}; \frac{H_0}{H_H} = \left(\frac{D_{20}}{D_{2H}}\right)^2; \frac{N_0}{N_H} = \left(\frac{D_{20}}{D_{2H}}\right)^3, \quad (32)$$

где Q_0 , H_0 , N_0 — подача, напор и мощность насоса с обточенным рабочим колесом, имеющим наружный диаметр D_{20} ;

Q_H , H_H , N_H — то же для необточенного рабочего колеса с наружным диаметром D_{2H} .

Используя (32), введем понятие параболы обточки (кривая 3 на рис. 19).

$$H_0 = \frac{H_1}{Q_1^2} Q_0^2 = a Q_0^2, \quad (33)$$

где a — коэффициент параболы обточки.

Значения H_1 и Q_1 выбираются на исходной кривой с D_2 (см. рис. 19). Построение характеристики с обточенным колесом (например, с D'_{20}) производится следующим образом. Пусть характеристика H_{TP} пересекает характеристику агрегата в т. В (рабочая точка) с параметрами Q_B и H_B . Для получения характеристики агрегата с подачей Q_M и напором H_M поступает следующим образом. Соотношения (32), справедливы для параболы обточек. Через т. М проходит парабола обточки М2. Строим эту параболу $H = a_M Q^2$, где $a_M = H_M / Q_M^2$ снимаются с графика как требуемые величины. Задавая значения Q несколько большими Q_M , получаем параболу обточки, которая пересечёт характеристику с необточенным рабочим колесом в т. 2. Теперь в соответствии с (32) из первого соотношения находим

$$D'_{20} = D_{2H} \frac{Q_M}{Q_2}.$$

Зная ω_{20}' по второму соотношению (32), строят характеристику агрегата с обточным колесом.

При определении диаметра обточки нельзя брать подачу Q_B , так как парабола обточки круче характеристики трубы в данном случае и поэтому при использовании Q_B расчёт будет ошибочным.

Величина обточки рабочего колеса зависит от коэффициента быстроходности n_s . Для насосов с $60 < n_s < 120$ допускается обточка до 20 % от наружного диаметра; при $120 < n_s < 200$ — до 15 % и для колес с $200 < n_s < 300$ — до 10 %. При пересчёте характеристик с одного диаметра рабочего колеса на другой считается, что КПД агрегата уменьшается на 1 % на каждые 7 ... 10 % обточки при коэффициенте быстроходности $n_s = 60 \dots 120$ и на 1 % на каждые 4 % обточки при $n_s = 200 \dots 300$, т.е. во всех случаях обточки КПД падает не более чем на 3 %.

Воздействие на привод агрегата — регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса. Этот способ регулирования весьма прогрессивный и эффективный, так как КПД агрегата практически не изменяется. В соответствии с формулами (22), (25) и (28) при изменении частоты вращения рабочего колеса (вала агрегата) изменяются подача, напор и мощность. Эти формулы справедливы для подобных режимов и им соответствуют параболы подобия (кривая 3 на рис. 19) — формула (33): $H = a Q^2$. Коэффициент параболы подобия определится так же, как и в случае обточки рабочего колеса. Если задана новая частота вращения n_2 , то по соотношениям подобия (25) нетрудно построить новую напорную характеристику. При этом рабочая точка из А перемещается в т. С с рабочими параметрами Q_c и H_c . Если на график (см. рис. 19) нанести кривые постоянного КПД при соответствующей частоте вращения (см. пунктирные кривые $\eta = 0,75 \dots 0,90$), то получим универсальную характеристику. Для характеристики трубопровода $H_{тр}$ частотой, соответствующей максимуму КПД будет n_3 , так как максимальные величины КПД описываются параболой подобия 3, а т. А₁ есть пересечение кривых 3 и $H_{тр}$. При частоте n_4 агрегат перекачивать жидкость не будет, так как статический напор в трубе больше напора, развиваемого насосом. Вдоль кривой 3 максимальное значение КПД постепенно снижается из-за уменьшения числа Re и роста потерь на трение. Изменение частоты вращения вала агрегата определится

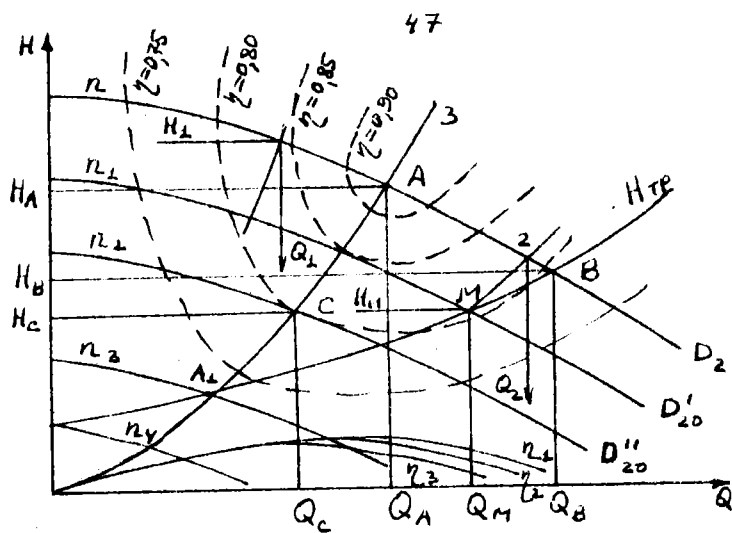


Рис. 19. Характеристики агрегата при обточке рабочего колеса

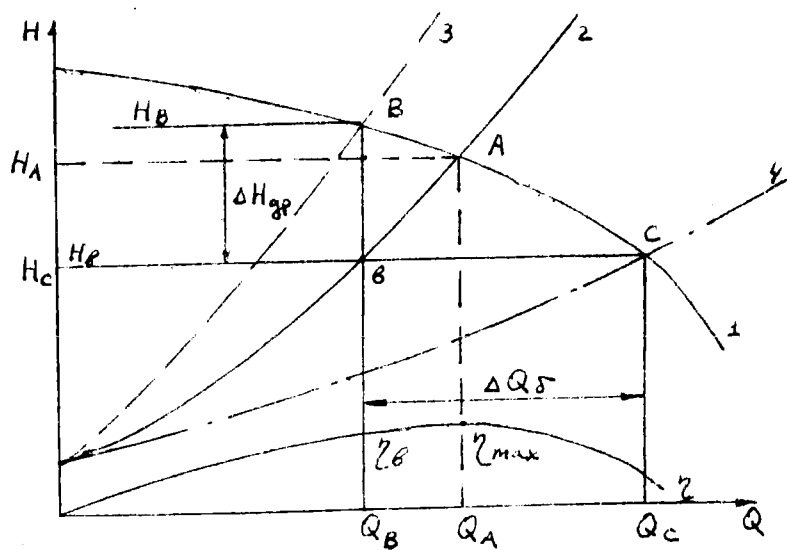


Рис. 20. Регулирование режимов работы агрегата дросселированием и байпасированием

$$n_c = n_b \frac{Q_c}{Q_b} = n_b \sqrt{\frac{H_c}{H_b}}.$$

Такое регулирование возможно:

а) применением двигателей с регулируемой частотой вращения (двигатели внутреннего сгорания, паровые и газовые турбины, электродвигатели постоянного и переменного тока с тиристорами);

б) установкой специальных регулирующих муфт или редукторов (магнитные муфты и гидромуфты изменяют частоту вращения за счёт потери части энергии двигателя путем преобразования ее в тепловую; понижающие или повышающие редукторы с плавной или ступенчатой регулировкой);

в) воздействием на трубопроводы обвязки агрегата — изменением режима работы с помощью дросселирования или перепуска части жидкости через байпас (байпасирование).

Регулирование дросселированием в напорном трубопроводе производится путем частичного закрытия задвижки на выкидной линии. Изменяя положение шибера задвижки, можно получить любую подачу от нуля до Q_A (рис. 20). Подача Q_A соответствует максимальному значению КПД (или близкому к максимальному). Следовательно, снижение подачи менее Q_A уменьшает КПД агрегата, поэтому при регулировании дросселированием необходимо учитывать его экономичность. Несмотря на его низкую экономичность, этот метод регулирования широко применяется на практике, так как он весьма прост и надежен. Введение дополнительного сопротивления в трубопровод увеличивает крутизну характеристики трубопровода и она будет описываться кривой 3 на рис. 20 (вместо кривой 2). Рабочая точка из А перемещается в В. Подача при этом снижается от Q_A до Q_B . Однако сопротивление самой трубы остается неизменным и поэтому для перекачки заданного количества жидкости достаточно иметь напор H_B . Избыточный напор, развиваемый насосом при данной подаче $\Delta H_{др} = H_B - H_B$, расходуется на дроссельном устройстве. Эта энергия переходит в тепло и рассеивается в окружающей среде. Для оценки этого способа регулирования вводится понятие КПД дросселирования как отношение потребного напора при расходе Q_B к напору насоса при этой же подаче, т.е.

$$\eta_{др} = \frac{H_B}{H_A} = \frac{H_B - \Delta H_{др}}{H_A} = 1 - \frac{\Delta H_{др}}{H_A}.$$

Полный КПД этого способа $\eta = \eta_n \cdot \eta_{др}$.

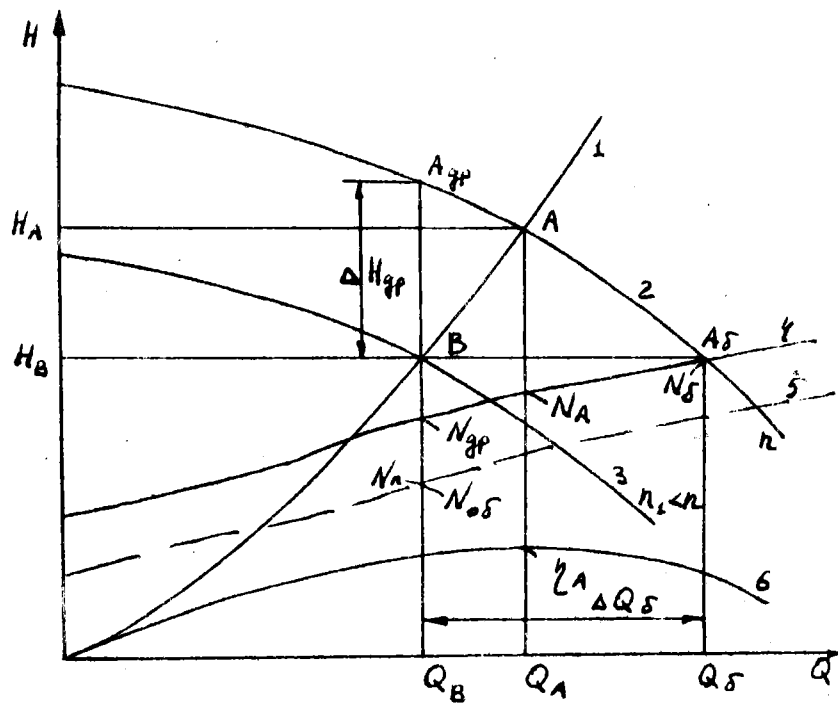


Рис. 21. Сравнение различных способов регулирования

Отсюда следует весьма низкая экономичность этого метода регулирования, поэтому его рекомендуется применять лишь тогда, когда потери энергии на дросселирование не превышают 2 % затрат энергии на перекачку. Для компрессоров изменять режим работы можно с помощью задвижки как на всасывающей, так и на нагнетательной линиях. Для насосов такое регулирование можно производить задвижкой только на нагнетательной линии, так как закрытие задвижки на всасывающей линии может привести к кавитации.

Регулирование режима работы агрегата перепуском части жидкости по обводной линии (регулирование байпасом) с линии нагнетания в линию всасывания представлено на рис. 20. Открытие задвижки на байпасе снижает внешнее сопротивление и характеристика трубопроводной системы изобразится кривой 4 с рабочей точкой С, получающей $Q_С$ и развиваемым напором $H_В$. Так как сама труба не изменилась, то при данном напоре она будет пропускать жидкость в количестве $Q_В$. Разность, равная $\Delta Q_С$, будет циркулировать через байпас. Отсюда следует весьма низкая эффективность данного метода регулирования, так как на перекачку жидкости в объеме $\Delta Q_С$ бесполезно затрачивается большое количество электроэнергии. В практике регулирования применяется весьма редко.

Приведем сравнительную эффективность различных способов регулирования (рис. 21). Пусть исходная система характеризуется кривой 1, а суммарная характеристика агрегатов — кривой 2. Их пересечение (рабочая точка А) определяет рабочие параметры Q_A и H_A . При этом кривые потребляемой мощности 4 и КПД 6 дают соответствующие точки N_A и η_A . При необходимости перекачивать количество жидкости $Q_B < Q_A$ регулирование можно произвести путем снижения частоты вращения вала рабочего колеса с n до n_1 или обточки рабочего колеса по внешнему диаметру. При этом характеристика агрегатов будет иметь вид кривой 3 и с характеристикой трубы будет иметь рабочую точку В с параметрами Q_B и H_B . Потребляемая мощность будет описываться кривой 5 и при этом режиме она будет характеризоваться т. N/n или $N_{0.5}$. На рис. 21 кривая 5 характеризует мощность и при обточке, и при изменении частоты вращения. Вообще говоря, они различны, но в обоих случаях ниже кривой 4. При дросселировании потребляемая агрегатом мощность характеризуется точкой $N_{др}$ и бесполезно тратится величина напора $\Delta H_{др}$. При байпасировании потребляемая мощность характеризуется т. $N_{0.5}$. Таким образом, самым расточитель-

тельным является регулирование байпасом, т.е. перепуском жидкости с нагнетания на всасывание в количестве ΔQ_5 . Затем идет регулирование с помощью дроссели, при котором бесполезно расходуется напор $\Delta H_{др}$. С наименьшими потерями осуществляется регулирование обточкой и изменением частоты вращения вала рабочего колеса.

При совместной работе нескольких агрегатов по последовательной или параллельной схеме соединения режим перекачки можно изменять путем дросселирования или байпасирования, используя как стационарные задвижки, так и обвязку каждого агрегата. Регулировать режим работы можно также путем изменения частоты вращения вала или обточки рабочего колеса одного или всех агрегатов станции. Поэтому в каждом конкретном случае необходимо проводить анализ всех возможных вариантов изменения режима перекачки и выбирать самый экономичный для данных условий и данного оборудования.

2.7. Центробежные компрессоры. Показатели их работы

Центробежный компрессор (см. рис. 2) по конструкции аналогичен центробежному насосу. В нем также повышение давления газа основано на принципе использования центробежной силы частиц газа, развиваемой при вращении рабочего колеса. ЦБК имеют ряд преимуществ по сравнению с поршневыми машинами: простота конструкции, надежность работы, удобство эксплуатации, малые габаритные размеры и вес, уравновешенность агрегата и, следовательно, легкий фундамент, непрерывная и плавная подача газа, отсутствие загрязнения масла и т.д. По этой причине при подачах более $1,5 \text{ м}^3/\text{с}$ эксплуатация центробежных компрессоров (ЦБК) более экономична, чем поршневых компрессоров, несмотря на более высокий КПД последних. Расчётные формулы (9 ... 11) для напора, развиваемого агрегатом, справедливы и для ЦБК. Плотность газа при расчётах принимается для среднего давления между входом и выходом на рабочее колесо. Отношение конечного давления P_H к начальному $P_{вс}$ называется степенью сжатия ε . Давления нагнетания (P_H) и всасывания ($P_{вс}$) можно брать как для всей станции, так и для отдельных агрегатов. Рабочее колесо ЦБК сообщает проточащему газу тем больший напор, чем больше окружная скорость на выходе из колеса, величина которой ограничивается прочностью колеса.

настоящее время при изготовлении колес из легированной стали в одном колесе ЦБК можно получить степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{P_H}{P_{\text{вс}}} = 1,25 \dots 1,6. \quad (34)$$

При необходимости получения более высокого давления применяют последовательное соединение нескольких колес или агрегатов. Степень сжатия каждой ступени при этом определяется следующим образом:

$$\varepsilon = \sqrt[Z]{\frac{P_K}{P_0}}, \quad (35)$$

где Z — число ступеней в агрегате или число агрегатов на компрессорной станции;

P_K, P_0 — конечное и начальное давление для агрегата или станции.

Скорость течения газа при выходе из рабочего колеса достигает до 160 ... 180 м/с, т.е. газ обладает большой кинетической энергией. Для преобразования кинетической энергии газа в давление в корпусе компрессора устанавливает направляющий аппарат 2 (см. рис. 2), а в некоторых компрессорах безлопаточный диффузор I. В этих устройствах скорость снижается в несколько раз, а давление возрастает. Чтобы иметь наименьшие потери при движении газа, нагнетательной камере придает форму спирали, в которой проходное сечение для газа постепенно увеличивается в соответствии с возрастанием количества газа, равномерно выходящего по всей окружности направляющего аппарата. Спиральный кожух заканчивается диффузором I с конусностью 6 ... 8°, который соединяется с нагнетательным трубопроводом.

Температура газа перед входом в первую ступень агрегата называется температурой всасывания $T_{\text{вс}}$. Температура газа в конце процесса сжатия в каждой ступени или всего агрегата (всей станции) называется температурой нагнетания T_H . Эти температуры связаны между собой термодинамическим соотношением

$$T_H = T_{\text{вс}} \varepsilon^{\frac{m-1}{m}}, \quad (36)$$

где m — показатель политропы сжатия, изменяющийся в пределах $m = 1,2 \dots 1,35$.

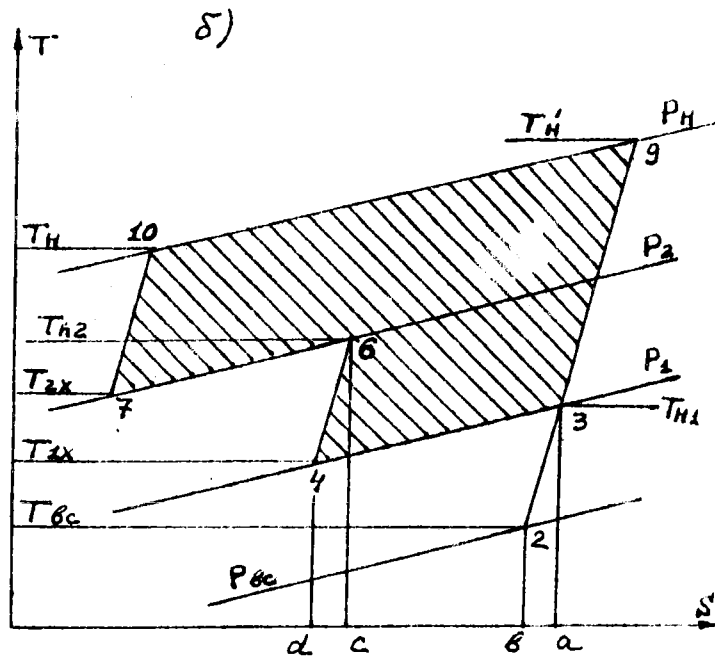
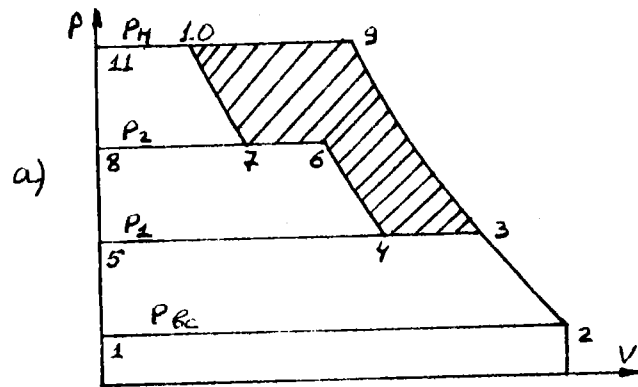


Рис. 22. Охлаждение газа в промежуточных холодильниках в $P-V$ и $T-S$ - координатах

В центробежных компрессорах при высоких степенях сжатия применяют охлаждение сжимаемого газа в промежуточных холодильниках. Рассмотрим процесс в $P-V$ и $T-S$ - координатах (рис. 22). Газ поступает в колесо первой ступени с параметрами $P_{вс}$ и $T_{вс}$, где сжимается до давления P_1 и температуры $T_{н1}$ по политропе 2-3. Затем при постоянном давлении P_1 газ поступает в промежуточный холодильник, где он охлаждается до температуры $T_{х1}$, близкой к начальной температуре $T_{вс}$. Обычно температура газа после холодильника каждой ступени бывает на 10 ... 15 °C выше температуры всасывания данной ступени, т.е. $T_{х1} = T_{вс} + (10 \dots 15)^\circ\text{C}$, $T_{х2} = T_{х1} + (10 \dots 15)^\circ\text{C}$ и т.д. Таким образом, зная m и ϵ каждой ступени, можно всегда вычислить температуры газа для каждой характерной точки. Процесс охлаждения характеризуется отрезком 3-4 на диаграммах рис. 22. При этом газ отдает тепло на диаграмме $T-S$, определяемое площадью $a34d$. Для второй ступени температуры всасывания $T_{х1}$ и давление P_1 и после сжатия по кривой 4-6 газ будет иметь параметры P_2 и $T_{н2}$. Во втором промежуточном холодильнике газ охлаждается до температуры $T_{х2}$ (процесс охлаждения 6-7). После третьей ступени сжатия газ будет иметь параметры $T_{н3}$ и P_3 . Если бы не было промежуточного охлаждения газа, а нагнетание было бы до конечного давления P_H , то температура газа характеризовалась бы т. 9 и была бы $T_{н'}$ во много раз больше $T_{н3}$. Выигрыш в работе определяется заштрихованной площадью на диаграмме $P-V$, а выигрыш в тепле - заштрихованной площадью на диаграмме $T-S$. Из рис. 22 следует, что сжатие газа с промежуточным охлаждением весьма эффективный метод.

Охлаждение сжимаемого газа можно осуществлять следующими способами:

1. Установка внешнего охлаждения газа перед входом его в следующую ступень сжатия. Однако такой способ потребует значительного числа холодильников, что приводит к усложнению и удорожанию конструкции. Поэтому охлаждение газа в реальных условиях осуществляется после группы ступеней (чаще всего принимают три ступени в группе). На компрессорных станциях охлаждение газа после последней группы часто не производят.

Центробежные компрессоры с высокой степенью сжатия ($\epsilon = 1,2 \dots 1,4$), не имеющие устройств для охлаждения сжимаемого газа в процессе сжатия, получили название нагнетателей. Если

в процессе сжатия предусмотрено охлаждение газа, то агрегаты называются компрессорами.

На магистральных газопроводах, как правило, устанавливаются нагнетатели, представляющие собой одноступенчатую центробежную машину. На КС в основном применяется двухступенчатое сжатие, т.е. газ последовательно сжимается в двух нагнетателях. Если применяется двухступенчатое сжатие, то температура сжатого газа не превышает 60 °С. При трехступенчатом сжатии температура газа достигает 80 ... 90 °С. Магистральный газопровод покрывается антикоррозийной битумной или полимерной изоляцией, которые в грунте поддерживают температуру около 60 °С. При прокладке газопроводов по мерзлым грунтам, а также с целью повышения пропускной способности газопроводов газ после сжатия необходимо обязательно охлаждать. На компрессорных станциях (КС) охлаждение газа производится в газовых холодильниках, устанавливаемых в градирне или в аппаратах воздушного охлаждения (АВО).

2. Охлаждение сжимаемой среды с помощью водяных рубашек, выполняемых в корпусе компрессора. В случае охлаждения при помощи водяной рубашки газ охлаждается только при протекании по каналам, в рабочем же колесе охлаждения не происходит. Таким образом, газ охлаждается не в процессе сжатия, а после сжатия, вследствие чего его объем уменьшается.

К недостаткам охлаждения при помощи водяной рубашки следует отнести сложность отливки корпуса компрессора, недостаточную интенсивность охлаждения и трудность чистки рубашек. Достоинствами являются компактность системы охлаждения и отсутствие помех от уплотнений.

Работа, затраченная на сжатие газа, будет равна сумме работ отдельных ступеней или агрегатов, т.е.

$$A = c_p (T_{H1} - T_{сc}) + c_p (T_{H2} - T_{H1}) + c_p (T_H - T_{H2}),$$

где c_p — теплоемкость газа при постоянном давлении.

Эта работа будет тем меньше, чем совершеннее промежуточное охлаждение газа. При отсутствии охлаждения эта работа была бы равна $A_1 = c_p (T_H' - T_{сc})$. О совершенствовании конструкции ЦБК можно судить по отношению изотермической работы к действительной затраченной, которое получило название изотермического КПД компрессора, равное

$$\eta_{из} = \frac{A_{из}}{A}.$$

У современных центробежных компрессоров эта величина составляет $\eta_{из} = 0,5 \dots 0,7$.

Подачей компрессора называется количество газа, прошедшее через нагнетательный патрубок в единицу времени. Действительная подача компрессора Q отличается от теоретической Q_T на величину утечек Q_y . Отношение действительной подачи к теоретической называется объёмным КПД компрессора, т.е.

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q_T - Q_y}{Q_T} = 1 - \frac{Q_y}{Q_T}.$$

Мощность, необходимая для привода ЦБК в действие, складывается из полезной мощности N_n , передаваемой газу рабочим колесом, и мощности, бесполезно расходуемой на преодоление сопротивления при движении его через рабочее колесо, на трение дисков колеса о газ, на трение в подшипниках, уплотнениях, на сжатие газа, уходящего через зазоры, и т.д. Потери в процессе работы центробежного нагнетателя распределяются приблизительно следующим образом, %:

- от трения в подшипниках	1 ... 3
- дисковое трение	6 ... 8
- от утечек газа	5 ... 7
- от трения газа о поверхность рабочего колеса и каналов	5 ... 7
- от ударов газа при входе на рабочее колесо и при выходе из него	5 ... 6
- от нагрева газа (увеличение его объема)	1 ... 3.

Полезная мощность, воспринимаемая газом, равна

$$N_n = \rho g H Q, \quad (37)$$

где ρ — плотность газа.

Мощность на валу ЦБК будет

$$N = \frac{N_n}{\eta}, \quad (38)$$

где η — общий КПД машины, равный произведению объёмного, гидравлического и механического КПД, т.е. $\eta = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_m$.

2.8. Характеристика ЦБК. Помпаж

В центробежных компрессорах подача не является величиной постоянной. Она зависит от давления в нагнетательном патрубке. Теоретическая характеристика центробежного агрегата описывается формулами (I2) и (I3). Действительная характеристика центробежного компрессора значительно отличается от теоретической и не может быть точно построена по формулам. Обычно характеристику центробежного агрегата снимают при стендовых испытаниях. Если при постоянной частоте вращения вала рабочего колеса постепенно изменять величину открытия напорной задвижки, замеряя для каждого положения задвижки подачу и напор, то, нанеся полученные точки на диаграмму $H-Q$ и соединив их плавной кривой, получим характеристику машины. На этот же график обычно наносятся кривая мощности и КПД машины. Как следует из графика (рис. 23), подача агрегата растет с понижением противодавления в нагнетательном патрубке. При повышении противодавления подача постепенно уменьшается. Такой характер изменения H и Q наблюдается до точки К, левее которой со снижением подачи уменьшается и развиваемый компрессором напор. Точка К называется критической точкой. Если подача становится меньше Q_K , то работа агрегата делается неустойчивой, так как одному и тому же напору (H_K) соответствуют две подачи Q_2 и Q_3 . Подача $Q_1 > Q_K$ и она устойчива, потому что расход газа из газопровода практически равен подаче компрессоров. При снижении расхода газа из газопровода противодавление растёт (давление в газопроводе) и, следовательно, подача компрессора снижается. При подаче Q_2 газопровод набит газом и агрегат будет работать скачками с Q_2 до Q_3 и наоборот, т.е. то на одном, то на другом режиме. Газ подается рывками. Наблюдаются резкие сотрясения машины. Это явление называется помпажом. Помпаж возможен только при работе компрессора на трубопроводную сеть. Он возникает из-за несбалансированности расходов и напоров, развиваемых компрессором, и имеющимся давлением в трубо-

процессе с отбором газа потребителем. Малый расход газа потребителем изменяет среднее давление в газопроводе и рабочая т. А возникает опасность к т. К. При дальнейшем снижении расхода газа из магистрали компрессор "оживает" в зону помпажной работы (например, колебания подачи с Q_2 до $-Q_3$ и наоборот, а также колебания потребляемой мощности $N_2 \dots N_3$). К возникновению помпажа при малых расходах приводит изменение углов набегания потока газа на рабочие лопатки и появлению пересчётного режима работы компрессора. К возникновению помпажа также приводит ошибочное закрытие кранов, задержка в их срабатывании, отключение поделуемых магнетателей или компрессорных станций. Помпаж при работе магнетателей недопустим. Расчётный (нормальный) подача компрессора должна всегда находиться правее т. К в области устойчивой части характеристики и соответствовать минимальному значению КПД. Для обеспечения этого на всех компрессорных станциях устанавливается противопомпажная защита, которая включает в себя сигнализаторы помпажа и противопомпажные регуляторы. Противопомпажные устройства должны минимально снижать выходное давление газа за станцией и обеспечивать заданное газопотребление. Если на компрессорной станции имеется большое число параллельных групп работающих центробежных компрессоров, то для предотвращения возможного помпажа при снижении расхода газа наиболее целесообразно отключать параллельно работающие группы. Если это сделать невозможно (работает одна группа центробежных компрессоров), то вступает в работу противопомпажный регулятор по команде сигнализатора помпажа. Противопомпажный регулятор в зависимости от соотношения входного и выходного давлений перепускает часть газа с магнетательной стороны на асасиравную, увеличивая тем самым объёмный расход, проходящий через магнетатель. Количество газа, проходящего через регулятор, пропорционально перепаду давления $\Delta P = P_H - P_{\text{св}}$ и гидравлическому сопротивлению перепускного патрубка. Противопомпажный регулятор состоит из измерителя расхода с золотником и измерителя перепада давления с золотником на магнетателе.

Чтобы не перегружать двигатель компрессора при пуске газопровода в эксплуатацию (при отсутствии противодавления), его обычно запускают в работу при закрытой задвижке на магнетательной линии. Пуск агрегата обязательно осуществляется по инструкции завода-изготовителя.

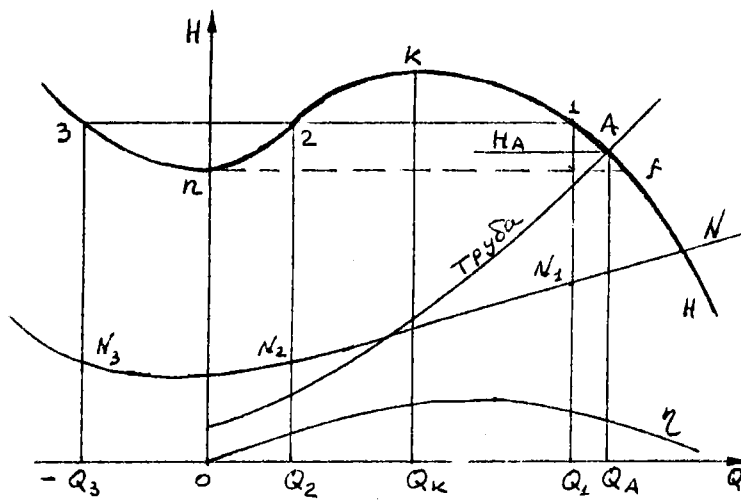


Рис. 23. Характеристика центробежного компрессора

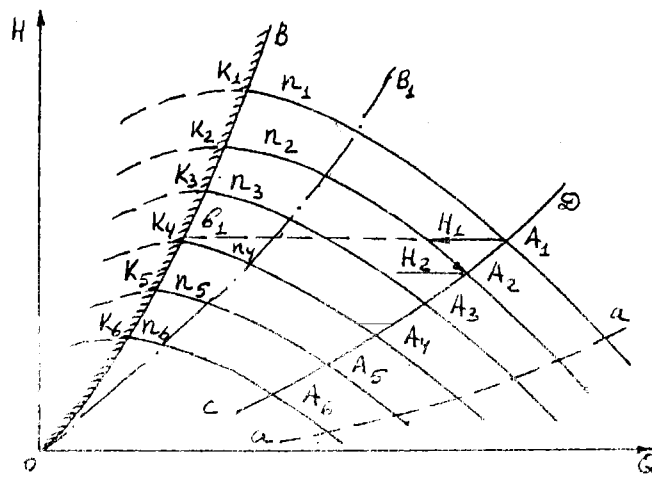


Рис. 24. Граница помпажной зоны нагнетателей при изменении частоты вращения

Если снять характеристики центробежного компрессора при различной частоте вращения вала рабочего колеса ($n_1 \dots n_6$), то критическая точка ($K_1 \dots K_6$) по мере понижения n будет перемещаться в область малых подач (рис. 24). Соединив критические точки $K_1 \dots K_6$ плавной кривой, получим линию начала помпажа ОВ или пограничную кривую, левее которой работа нагнетателя не разрешается. Автоматика защиты нагнетателей от помпажа настраивается таким образом, чтобы она включала защитные устройства или выключала из работы нагнетатель, не достигнув линии начала помпажа примерно на 10 % по величине подачи, т.е. срабатывание должно проходить на линии ОВ_г.

В настоящее время наибольшее распространение получили характеристики центробежных компрессоров (нагнетателей), выражающие зависимость степени сжатия ε ($\varepsilon = p_n / p_{вс}$ — отношение давлений нагнетания и всасывания), политропического коэффициента полезного действия $\eta_{пол}$ и внутренней (индикаторной) мощности N_i от подачи при различной частоте вращения ротора. В связи с тем, что газ является сжимаемой средой, его параметры существенно зависят от давления, температуры и плотности. Поэтому характеристики приводят к некоторым произвольно выбранным условиям. Чаще всего в качестве параметров приведения выбираются следующие величины: газовая постоянная $R_{гпр} = 500$ Дж/кг·К; температура всасывания $T_{вс-гпр} = 288$ К; коэффициент сжимаемости при условиях всасывания $Z_{гс-гпр} = 0,91$; частота вращения $n_{гпр} = n_{ном}$ (номинальная частота вращения). Такие характеристики получили название присвоенных, достоинством которых является независимость от параметров всасывания газа (начальных параметров). Приведенные характеристики получили наибольшее распространение для центробежных нагнетателей (ЦН). Они строятся по результатам стендовых испытаний нагнетателей при нормальных физических параметрах газа и постоянной, но разной частоте вращения ротора нагнетателя, поэтому эти характеристики удобны в практике инженерных расчетов. Приведение производится по общим формулам термодинамики. В результате получают аналитические зависимости вида

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon, \eta_{пол}, \left(\frac{N_i}{p_{вс}} \right)_{гпр} &= f_{1,2,3} \left[Q_{гпр}, \left(\frac{n}{n_{ном}} \right)_{гпр} \right], \\ \text{где} \quad Q_{гпр} &= Q_{вс} \frac{n}{n_{ном}}; \quad \left(\frac{N_i}{p_{вс}} \right)_{гпр} = \frac{N_i}{p_{вс}} \left(\frac{n_{ном}}{n} \right)^3; \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

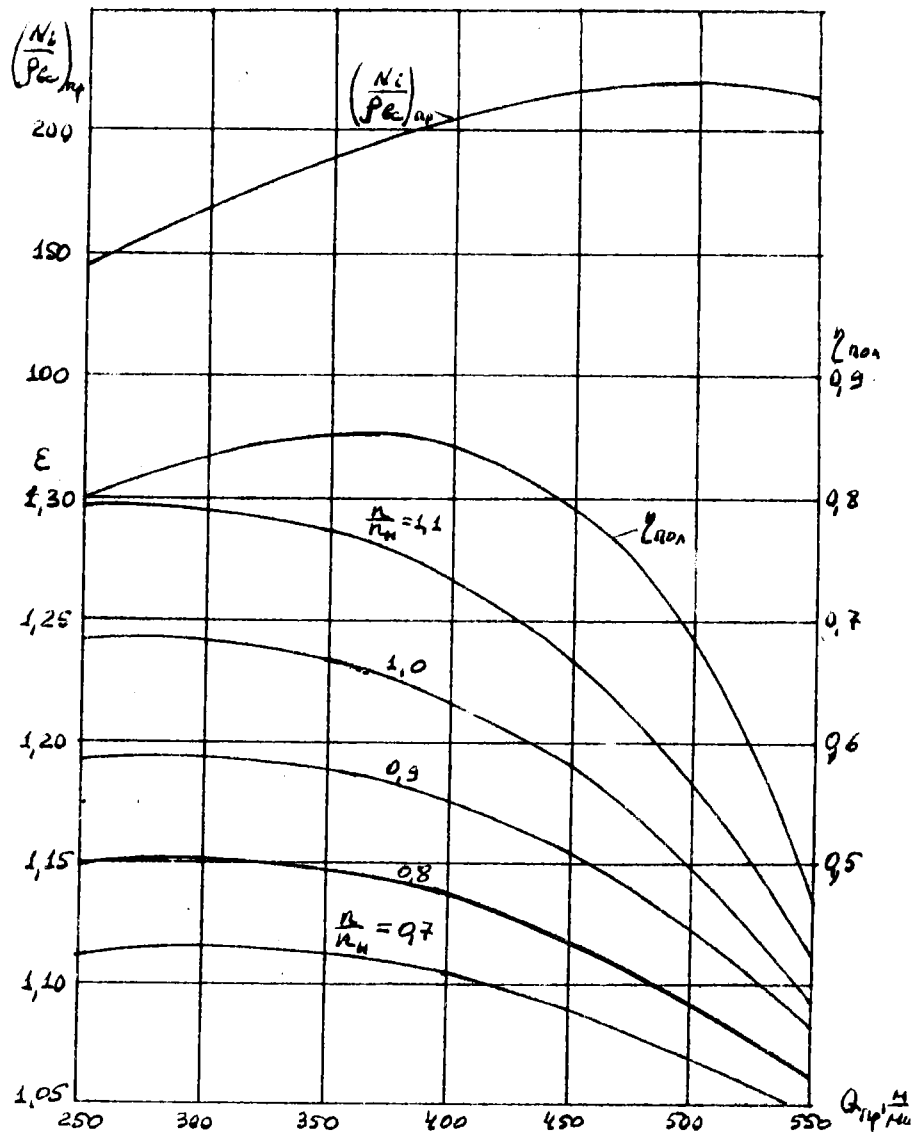


Рис. 25. Характеристика нагнетателя 370-18-1 с узкой проточной частью

$$\left(\frac{n}{n_{ном}}\right)_{пр} = \frac{n}{n_{ном}} \sqrt{\frac{Z_{гс,пр} \cdot R_{гс} \cdot T_{гс,пр}}{Z_{гс} \cdot R \cdot T_{гс}}},$$

где $Z_{гс}$, R , $T_{гс}$, $\rho_{гс}$ — коэффициент сжимаемости, газовая постоянная, температура и плотность реального газа при условиях всасывания;

n — заданная частота вращения ротора компрессора.

Графическое изображение этих функций представлено на рис.25. Для различных типов центробежных компрессоров на основании испытаний ЭНИНГазом изданы специальные альбомы приведенных характеристик.

Приведенные характеристики получаются следующим образом:

1) по формулам (39), вычисляя $Q_{пр}$, $\left(\frac{n}{n_{ном}}\right)_{пр}$; при этом $Q_{пр}$ должно быть больше на 10 % расхода, при котором начинается помпаж;

2) по приведенной характеристике при известии $Q_{пр}$ и $\left(\frac{n}{n_{ном}}\right)_{пр}$ находят ε , значения $\gamma_{гс,пр}$ и $\left(\frac{P_{гс,пр}}{P_{гс}}\right)_{пр}$, а также $M_{гс}$, которая вместе с механической мощностью $N_{мех}$ позволяет подобрать мощность привода.

Степень сжатия центробежного компрессора для физических параметров газа, отличных от номинальных, вычисляется по формуле

$$\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} = 1 + \left(\frac{n}{n_{ном}}\right)_{пр}^2 \left(\varepsilon_{ном}^{\frac{m-1}{m}} - 1\right), \quad (40)$$

где m — показатель политропы (для природных газов принимается равным 1,31).

Иногда для упрощения расчетов в использовании приведенных характеристик пользуются характеристиками, построенными не по объёмной подаче ($Q_{пр}$), а по коммерческому расходу (Q_k), по формуле

$$(Q_k)_{пр} = Q_k \sqrt{\frac{Z_{гс,пр} \cdot R_{гс} \cdot T_{гс,пр}}{Z_{гс} \cdot R \cdot T_{гс}}}. \quad (41)$$

2.9. Регулирование режимов работы компрессоров и компрессорных станций

Заданные параметры перекачки газа по системе "газопровод — компрессорные станции" обеспечиваются регулированием. Регулирование подачи при работе КС может быть прерывистым, ступенчатым, **плавным**, ручным, автоматическим. Регулирование режима работы центробежного компрессора осуществляется следующими способами.

1. Изменение частоты вращения ротора (вала) компрессора.
2. Дросселирование на всасывании.
3. Перепуск части газа через байпас.
4. Использование турбодетандеров, на которых вырабатывается энергия за счёт части сжатого газа, прошедшего через противопомпный регулятор.
5. Поворот лопаток направляющего аппарата.

Рассмотрим эти методы и способы регулирования более подробно.

Прерывистое регулирование подачи (рис. 26,а) заключается в остановке станции или отдельного агрегата на некоторое расчётное время. Для отдельного агрегата это осуществляется либо остановкой двигателя, либо отключением компрессора от двигателя с помощью коробки передач, муфт или переключением работы компрессора на малое кольцо. Для всей КС — перевод на работу по большому кольцу. При остановках агрегатов нарушается их тепловой режим, что приводит к повышенному износу деталей и двигателя, и компрессора. Поэтому на магистральных газопроводах полное отключение КС с центробежными нагнетателями производится очень редко и только исключительно в аварийных ситуациях.

Ступенчатое регулирование подачи (см.рис. 26,б) осуществляется путем отключения параллельных групп или части компрессоров. И в этом случае также необходимо следить за тепловым режимом компрессора и его привода.

Наиболее часто встречается в реальных условиях плавное изменение подачи (см.рис. 26,в), которое обеспечивается одним из способов регулирования подачи отдельного агрегата.

В настоящее время в основном все методы и способы регулирования автоматизированы и работают по команде из диспетчерского пункта газопровода, но могут приводиться в действие и с местного пункта управления, т.е. вручную.

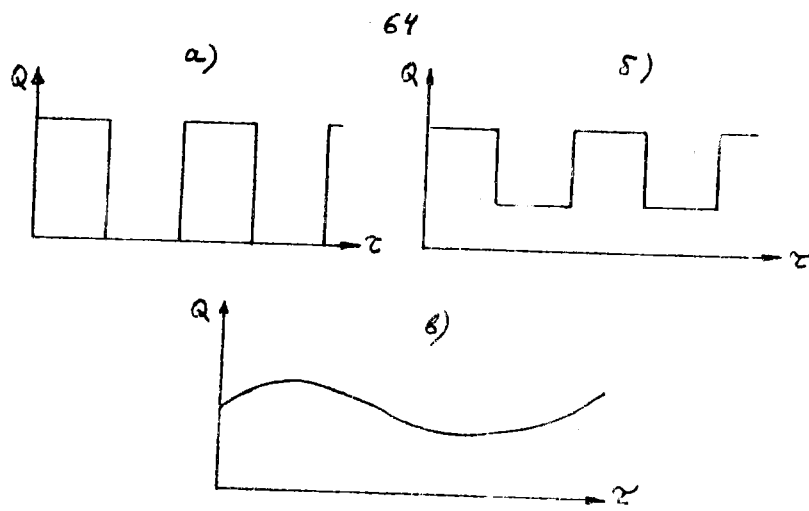


Рис. 26. Методы регулирования подачи КС:
 а)-прерывистое; б)-ступенчатое;
 в)-плавное

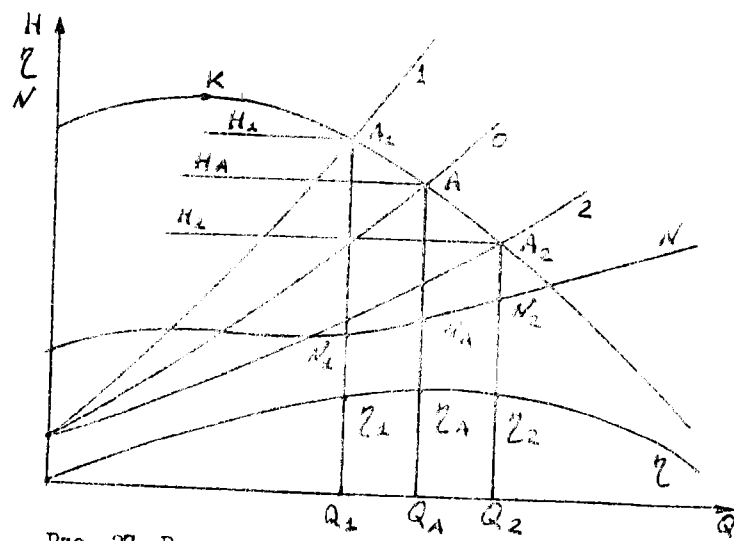


Рис. 27. Регулирование работы К' трассированием
 на нагревательной линии

I. Изменение частоты вращения ротора компрессора. На основании формул подобия для центробежных машин имеем (при некоторых допущениях), что их подача пропорциональна частоте вращения

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1},$$

а развиваемый напор пропорционален квадрату частоты вращения

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2.$$

Характеристика центробежного компрессора при различной частоте вращения представлена на рис. 24 и 25. Рабочая точка A , определяется пересечением характеристики газопровода CD с характеристикой компрессора $K_c n_c$ (см. рис. 24). Слева она ограничена кривой $B_1 O$, а справа линией постоянного адиабатического КПД, равного 0,5 (кривая 'ав'). Повышение n ограничивается прочностью рабочего колеса, поэтому регулирование частотой вращения производится уменьшением частоты вращения от номинального $n_{ном}$ до минимально допустимого n_{min} . Такое регулирование допускают приводы с газовыми или паровыми турбинами, двигателями внутреннего сгорания, электродвигатели с регулируемой частотой вращения. Если двигатель имеет постоянную частоту вращения, то регулирование n можно производить с помощью коробки передач (ступенчатое регулирование) или гидродинамических муфт (плавное регулирование). Применение передаточных механизмов резко снижает экономичность такого регулирования до уровня дросселирования потока газа.

Участок газопровода между компрессорными станциями имеет значительный объём, который заполняется в течение 4 ... 8 часов нормальной работы КС. Поэтому все процессы изменения рабочих параметров системы "газопровод-КС" весьма медленны, т.е. система обладает большой инерционностью. Например, если необходимо снизить давление нагнетания с H_1 (см. рис. 24) до H_2 изменением частоты вращения с n_1 до n_2 ($n_2 < n_1$), то процесс этот протекает следующим образом: частота изменяется достаточно быстро (за несколько минут для газовых турбин, а для других приводов ещё быстрее); давление в газопроводе за это время остаётся практически неизменным, поэтому рабочая точка из A_1 будет перемещаться в т. "в" достаточно быстро, а затем медленно по кривой $K_c n_2$, по мере выхода на установившийся режим, будет перемещаться в т. A_2 . Из этого же рисунка следует, что для компрессоров не до-

допускается резкое снижение частоты вращения (например, с n_1 до n_2), так как при этом компрессор может войти в помпажный режим работы (т. "в" на кривой ВО лежит выше кривой $K_4 n_4$). Следовательно, темп изменения частоты вращения ротора компрессора не должен превышать определенной величины, которая обеспечивается соответствующими регуляторами и ограничителями.

2. Дросселирование потока газа является наиболее простым и часто применяемым, но малозакономерным способом регулирования. При этом регулировании изменяют открытие дросселя (задвижка, кран, вентиль и др.) на всасывающей или нагнетательной линиях, что приводит к изменению параметров перекачиваемого газа. Рассмотрим этот способ более подробно. Пусть режим работы газопровода с характеристикой 0 определяется рабочей точкой А с параметрами Q_A , H_A , γ_A (рис. 27). Рассмотрим, как изменятся параметры при дросселировании потока газа со стороны нагнетания. Пусть необходимо уменьшить подачу компрессора с Q_A до Q_1 . Прикрывая дроссель, увеличиваем выходной напор с H_A до H_1 , так как дроссель изменяет характеристику системы "газопровод-обвязка" до кривой I. Некоторое снижение мощности от N_A до N_1 чаще всего не компенсирует энергию, затрачиваемую на дросселирование. При дросселировании снижается и общий КПД агрегата, равный $\eta = \eta_1 \cdot \eta_{гр}$. При увеличении подачи (открытии дросселя на нагнетательной линии) характеристика трубы перемещается и занимает положение 2 на рис. 27. Рабочая точка A_2 дает параметры Q_2 и H_2 , но при этом возрастает потребляемая мощность. Естественно, что дросселирование на нагнетательной линии возможно до тех пор, пока компрессор не достигнет зоны помпажа.

Регулирование на всасывающей линии при условии постоянства температуры всасывания приводит к понижению давления газа на входе в компрессор (кривые $P_{вс}$ и $P'_{вс}$ на рис. 28). Пусть прикрыванием дросселя на всасывающей линии необходимо обеспечить подачу Q_1 . Имея в виду, что процесс дросселирования изотермический, можем записать

$$P'_{вс} = P_{вс} \frac{Q_1}{Q_A}; \quad P_{н1} = P_{нА} \frac{P'_{вс}}{P_{вс}}; \quad (42)$$

$$N_1 = N_A \frac{Q_1}{Q_A} = \frac{P'_{вс}}{P_{вс}} \cdot N_A.$$

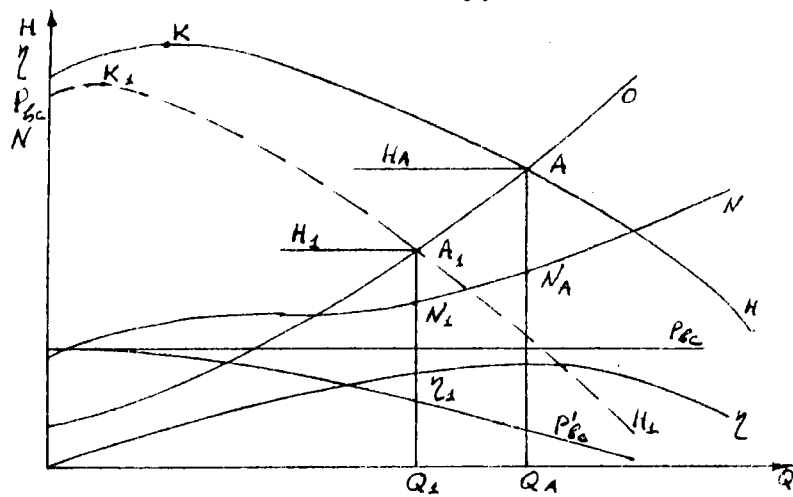


Рис. 28. Регулирование работы ЦП дросселированием на всасывающей линии

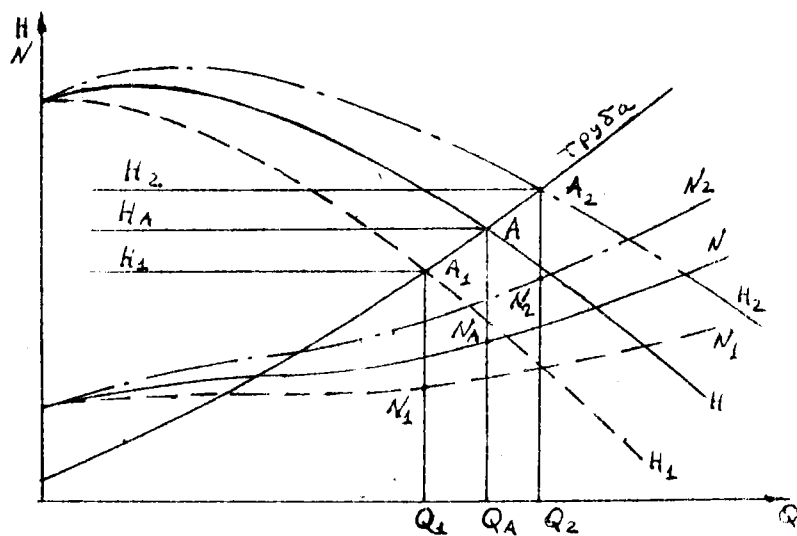


Рис. 29. Регулирование работы ЦП закруткой потока на всасывающей линии: 1 – по направлению вращения ротора компрессора; 2 – против направления вращения

При изменении давления на всасывании характеристика центробежного компрессора изменяется — пунктирная кривая $H_{дт}$. Регулирование дросселированием на линии всасывания более экономично по сравнению с дросселированием на линии нагнетания. Замеры показывают, что в этом случае выигрыш в энергии может достигать 6 ... 8 %. Кроме этого, при дросселировании на линии всасывания сдвигается область помпажной работы, так как т. K_1 получается значительно левее т. К. Поэтому чаще всего регулирование дросселированием потока газа применяется дросселем на линии всасывания.

3. Регулирование перепуском газа с нагнетательной во всасывающую линию — основное средство разгрузки компрессора при пуске его в работу, а также предохранение агрегата от помпажа. При снижении расхода газа из газопровода и, следовательно, уменьшении подачи компрессора до критического значения срабатывает противопомпажная защита и избыточный газ пропускается во всасывающий трубопровод. Этот способ регулирования не экономичен, так как теряется бесполезно значительная часть затраченной работы. Поэтому перепуск газа во всасывающую линию применяется в сочетании с другими способами регулирования.

4. Использование газовых турбин. В отличие от предыдущего способа избыточный газ, проходящий через противопомпажный клапан, подается на рабочее колесо газовой турбины, где вырабатывается энергия, которая используется на пульты КС. Благодаря этому, КПД агрегата снижается намного меньше, чем при простом перепуске газа во всасывающую линию.

5. Поворот лопаток направляющего аппарата. Очень часто возникает необходимость изменить характеристику компрессора, следовательно, и рабочую точку при постоянной частоте вращения. Например, выравнивание потребляемой мощности первым и вторым нагнетателями при их последовательной работе или при снижении давления на входе на КС необходимо повысить напорную характеристику первых в группе нагнетателей или изменить режимы работы нагнетателей в значениях и длительности периоды и т.д.

Изменение характеристики нагнетателя как в сторону повышения, так и в сторону понижения напора может быть осуществлено закруткой потока на входе в рабочее колесо. Закрутку можно обеспечить специальными устройствами с неподвижными лопатками (при смене необходима остановка агрегата) или устройствами стационарными с регулирующими по углу установки направляющими лопатками. Изменение

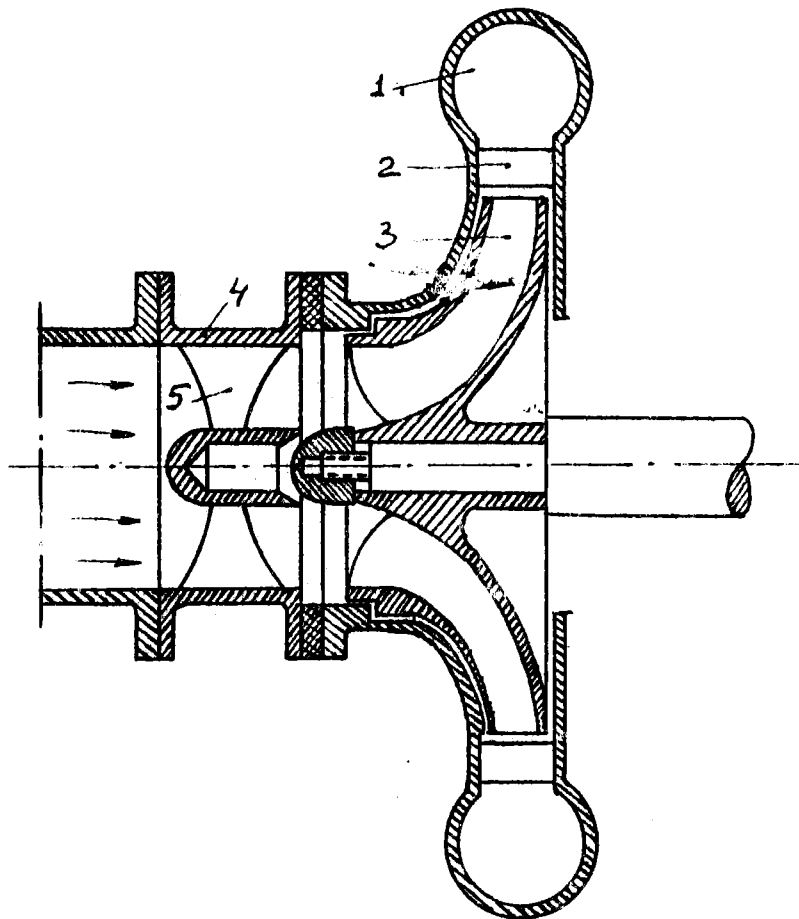


Рис. 30. Сменный направляющий аппарат, устанавливаемый на линии всасывания.

1 - корпус нагнетателя; 2 - лопатки направляющего аппарата диффузора; 3 - рабочее колесо нагнетателя; 4 - корпус сменного направляющего аппарата; 5 - лопатки направляющего аппарата

напорной характеристики может быть получено путем смены рабочих колес на меньшие параметры (H, Q) или подрезкой рабочих колес по внешнему диаметру. При обточке колес потребляемая мощность, изменяется пропорционально кубу отношения диаметров, а подача и напор в соответствии с формулами (32). На практике применяются все указанные способы регулирования, а иногда и их комбинации: смена ротора и закрутка на входе или обточка рабочего колеса и изменение положения лопаток в диффузоре.

Принцип регулирования закруткой потока на линии всасывания базируется на изменении второго слагаемого формулы Эйлера для теоретического напора

$$H_T = \frac{1}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}),$$

где все обозначения даны в формуле (6).

Для случая безударного натекания потока на рабочие лопатки второе слагаемое уравнения Эйлера равно нулю. Если искусственно закрутить поток газа, то второе слагаемое будет или со знаком плюс (закрутка по направлению вращения ротора), или со знаком минус (закрутка против направления вращения ротора компрессора). Устройство с лопатками, закручивающими поток против направления вращения ротора, позволяет получить напор и потребляемую мощность нагнетателя большую, чем без закрутки. Закрутка потока газа по направлению вращения ротора компрессора снижает напор и потребляемую мощность (рис. 29), где сплошными линиями изображена характеристика нагнетателя без закруток. Параметры H_1 и Q_1 могут быть меньше исходных примерно до 20 %, а параметры H_2 и Q_2 больше исходных до 16 %.

Иногда для изменения характеристики нагнетателя применяют устройство 4 (рис. 30) с изменяющимся углом установки лопаток 5. Автоматическое регулирование поддерживает углы установки лопаток в разных агрегатах такими, чтобы обеспечивать постоянство потребляемой мощности или необходимого давления газа на выходе из агрегата, а в случае понижения входного давления переводит агрегат в режим максимального напора.

Регулирование изменением положения лопаток 2 на рис. 30 в диффузоре. Изменяя угол установки диффузорных лопаток α , тем самым изменяем проходное сечение межлопаточного канала. В результате кинетическая энергия потока газа по основному уравнению Бернулли преобразуется в статический напор и наоборот. Аппарат работы

центробежных компрессоров при постоянном давлении нагнетания показывает, что с уменьшением угла α снижается подача, а при постоянной подаче Q снижаются развиваемое давление и политропический КПД агрегата. Данный способ регулирования позволяет снизить зону помпажной работы при сохранении давления нагнетания.

В обоих случаях воздействия на поток газа изменяется проходное сечение каналов, а, следовательно, возрастают гидравлические сопротивления, т.е. снижается гидравлический КПД агрегата.

Сравнение эффективности различных способов регулирования центробежных компрессоров по данным (Доброхотов В.Д. Центробежные нагнетатели природного газа. - М.: Недра, 1972. - 128 с.) приведено на рис. 31, где $\bar{N}$, $\bar{Q}$ - безразмерные потребляемая мощность и подача; N_0 , Q_0 - потребляемая мощность и подача при оптимальном режиме.

$$\bar{N} = \frac{N}{N_0}; \quad \bar{Q} = \frac{Q}{Q_0}.$$

Теоретически необходимая мощность для привода компрессора без учета всех потерь изображается кривой 0-0. В диапазоне подачи $\bar{Q} = 0,9 \dots 1,0$ регулирование работы компрессора с помощью закрутки потока газа на входе в нагнетатель (участок кривой а-2) является наиболее экономичным. В диапазоне подачи $\bar{Q} = 0,8 \dots 0,9$ (участок кривой 1-а) наиболее целесообразно регулировать работу центробежного нагнетателя изменением частоты вращения ротора. Регулирование дросселированием (кривая 3) во всех случаях наименее экономичный способ.

2.10. Выбор компрессоров

Исходными данными для выбора компрессоров являются: режим потребления газа и его объемный расход на входе в компрессор или расход сжатого газа; конечное давление газа, связанное с режимом работы трубопровода или технологической установки; условия всасывания (температура, давление, влажность газа и диапазоны их изменения); характеристика перекачиваемого газа; вид привода и требования к нему; особые требования (чистота газа, отсутствие вибрации, низкий шум, абсолютная герметичность, малые габариты и вес машины и т.д.).

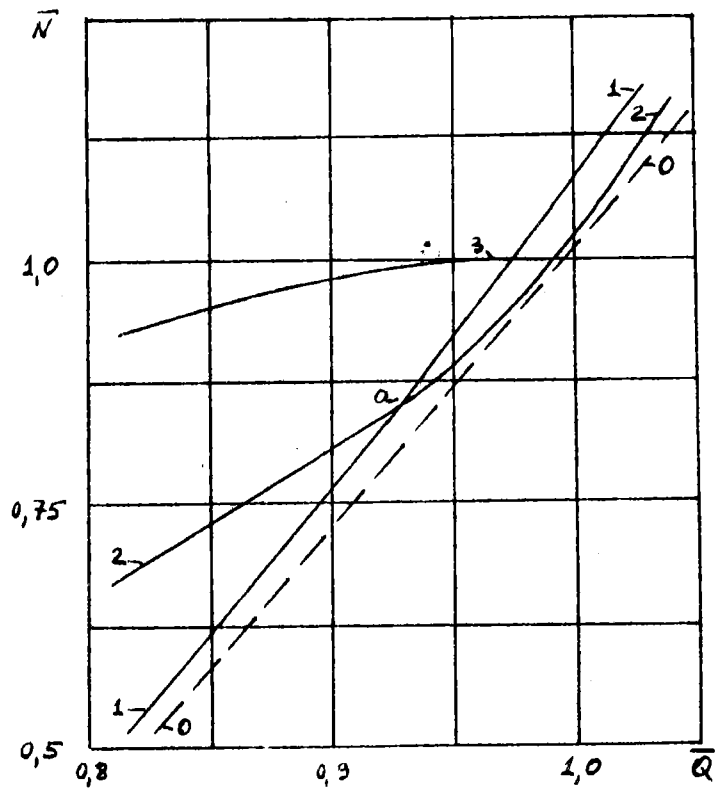


Рис. 3I. Сопоставление различных способов регулирования КС:
 0 - теоретически необходимая мощность;
 1 - изменение частоты вращения ротора;
 2 - закрутка потока газа на входе в нагнетатель;
 3 - протекание газа на входе в нагнетатель

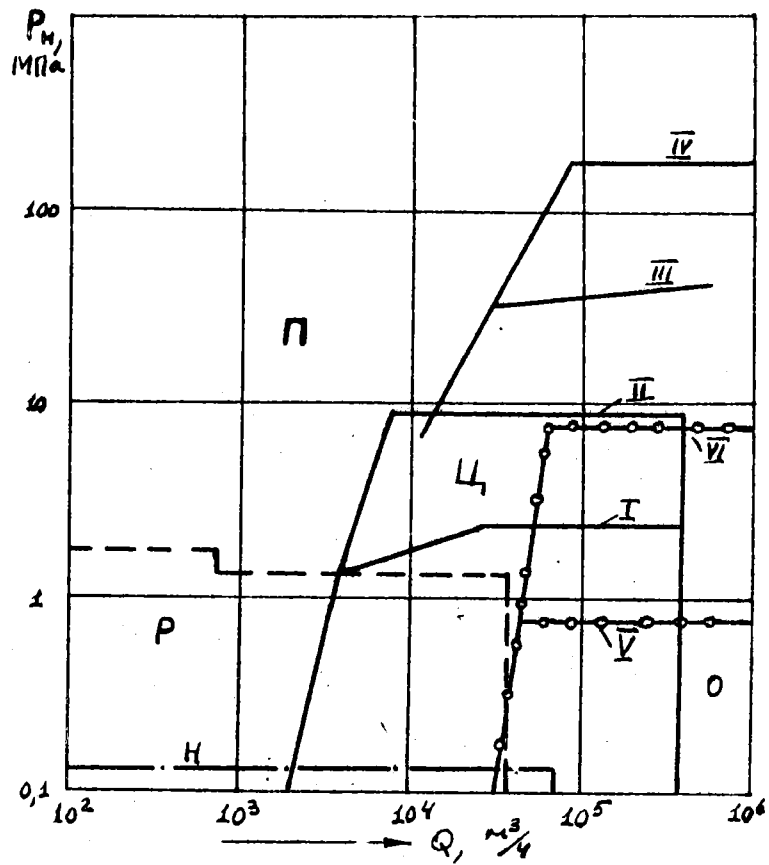


Рис. 32. Области применения компрессоров:
 П - поршневые; Р - роторные; Ц - центробежные;
 О - осевые; Н - нагнетатели коловратные

По этим данным определяют тип и марку компрессора с определенными параметрами P_n и Q . На рис. 32 приведены области применения основных типов компрессоров. Для малых подач до $10^4 \text{ м}^3/\text{ч}$ и высоких давлений нагнетания $P_n > 1,2 \dots 1,5 \text{ МПа}$ применяются только поршневые компрессоры (область на рис. 32, отмеченная буквой П). Верхняя граница применения центробежных компрессоров (нагнетателей) около 2 МПа (линия $\overline{\text{I}}$), а при последовательном соединении агрегатов порядка 8 МПа (линия $\overline{\text{II}}$). Эта область обозначена буквой Ц.

Для специальных условий работы (нефтехимическое, энергетическое производство и т.р.) выпускаются двухкорпусные центробежные компрессоры, рассчитанные на давление нагнетания до 30 ... 40 МПа (линия $\overline{\text{III}}$) и даже до 200 МПа (линия $\overline{\text{IV}}$). Верхняя граница применения осевых компрессоров (линия $\overline{\text{V}}$) не превышает 0,8 МПа, а в комбинации с центробежными машинами и промежуточным охлаждением газа до 8 МПа (линия $\overline{\text{VI}}$). Области применения различных компрессоров взаимно перекрываются, поэтому для их выбора нужно применять другие критерии. К ним можно отнести: 1) отсутствие в газе следов масла и воды; 2) минимальный шум (менее 85 дБ, например, пластинчатый компрессор иного типа винтового сухого сжатия); 3) минимальная вибрация, допустимая нормами эксплуатации данной машины, или применение специальных гасителей, что существенно удорожает применение компрессоров; 4) герметичность компрессора; 5) экономические соображения (малый и легкий фундамент, малый вес и габариты машины, малые капитальные и эксплуатационные расходы и т.д.).

2.II. Общие правила эксплуатации насосов и компрессоров

Насосные и компрессорные станции имеют достаточно сложное хозяйство по обслуживанию перекачивающих агрегатов. Надежная, экономичная и безопасная работа агрегатов обеспечивается соблюдением инструкций заводов-изготовителей, соблюдением Правил Госгортехнадзора, инструкций по охране труда и Правил пожарной безопасности. Для каждого агрегата выдается паспорт, в котором содержится подробная техническая характеристика, результаты испытаний, чертежи агрегата (насоса, компрессора и др.), оперативные схемы трубопроводной обвязки, схемы электрических соединений

и другие сведения. На основании испытаний агрегата устанавливаются нормы расхода топлива, энергии, смазывающих масел, охлаждающей воды (воздуха), а также температурные интервалы для входящих и выходящих жидкостей.

На перекачивающих станциях ведется техническая документация, предусмотренная Правилами Госгортехнадзора, диспетчерский и ремонтный журналы по установленной форме.

Подготовка к пуску и пуск агрегатов. После монтажа или ремонта агрегата производят его обкатку для приработки трущихся деталей, которая длится от 8 до 72 часов. Длительно обкатывают новые агрегаты, а коротко после среднего или текущего ремонта. Перед включением агрегата в работу производят визуальный осмотр, проверяют состояние обвязки агрегата, набивку сальников, наличие манометров, термометров, термометров, обеспеченность смазкой, проверяют все вспомогательные системы и средства, предусмотренные техникой безопасности (ограждения, кожухи, щитки, предохранительные клапаны и т.д.). Перед пуском агрегата промывают систему смазки маслом, создают в ней давление и проверяют на герметичность. Также промывается и проверяется на герметичность система охлаждения. Обе системы проверяются на обеспечение заданного расхода. Проверяется срабатывание заслонок и кранов на обвязке агрегата.

Система автоматической защиты проверяется на срабатывание при отклонении технологических параметров: падении давления в системе смазки, в уплотнительной камере, в системе охлаждения; резком изменении температуры подшипников; повышении утечек нефтепродукта через уплотнения; при повышенной вибрации агрегата.

Перед пуском компрессора приводят в действие пусковой масляный насос и проверяют давление и подачу масла. Загрузку многоступенчатых компрессоров производят последовательным закрытием продувочных вентилей первой, второй и т.д. ступеней. Загрузку центробежного компрессора осуществляют постепенным открыванием кранов (заслонок) на всасывающем и нагнетательном трубопроводах и закрытием их на обводной линии.

После проверки агрегата и всех систем производят его обкатку без нагрузки, а затем постепенно нагружают — осуществляется перекачка жидкости по малому и большому контурам станции. Могут использоваться технологические трубопроводы станции.

Перед остановкой агрегата его переводят на режим холостого хода. Закрывают задвижки (краны) на нагнетании и всасывании, выключают систему смазки и охлаждения.

Контроль за работой агрегата.

Во время работы агрегата ведется вахтенный журнал, в котором через определенные промежутки времени записывают давление, температуру, величину вибрации, расход энергии и другие параметры, характеризующие работу агрегата и вспомогательных систем. Необходимо следить за вибрацией фундамента, корпуса и подшипников агрегата — она не должна превышать установленных норм. Например, для насосов вибрация корпуса допускается в пределах

Частота вращения, об/мин	750-1000	1000-1500	1500-3000	>3000
вибрация, не выше, мм	0,1	0,08	0,06	0,04

При работе агрегата систематически проверяют вибрацию: следят за затяжкой фундаментных болтов (затягивать их разрешается только на остановленном агрегате); следят за состоянием фундамента, выявляя малейшие трещины в нем, при появлении которых агрегат выводится из работы.

Также систематически следят за показаниями контрольно-измерительных приборов: за температурой подшипников, торцовых уплотнений, воды, перекачиваемой жидкости; за давлением перекачиваемой среды, масла, воды; за расходом электроэнергии (ваттметр, амперметр, вольтметр и др.).

В случае высокого нагрева подшипников, резкого повышения или понижения давления масла или охлаждающей среды, прекращения поступления масла, появления чрезмерно больших утечек через уплотнения, появления недопустимой вибрации или сильного шума агрегат останавливается аварийным образом. Если агрегат останавливается на длительное время, то для предотвращения коррозии его детали (рабочее колесо, уплотняющие кольца, втулки и т.д.) смазываются защитной смазкой.

Общие требования безопасности при эксплуатации перекачивающих агрегатов устанавливаются соответствующими ГОСТами, а также регламентированы нормативно-технической документацией данной отрасли.

3. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ И ГИДРОПЕРЕДАЧИ

В области транспорта и хранения нефти и газа в последнее время стали применяться гидродвигатели различного типа и гидропередачи. Гидроприводы позволяют механизировать и автоматизировать трудоёмкие технологические процессы, такие, как привод задвижек, кранов, соединение силового двигателя с перекачивающим агрегатом и др. Эти устройства обладают рядом хороших свойств: простота бесступенчатого регулирования скоростей; высокая степень редукции; плавность разгона и торможения; устойчивость режимов работы; большое быстродействие; высокая приемистость; простота управления и обслуживания; слабая зависимость от внешних условий; высокий КПД; длительный срок службы. В этих машинах используется энергия потока жидкости.

К объёмным гидродвигателям относятся: гидромоторы, использующие энергию потока жидкости и сообщаемые выходному валу вращательное движение; гидроцилиндры, сообщаемые выходному звену поступательное движение; гидродвигатели, сообщаемые выходному валу ограниченные углы поворота.

Во всех этих агрегатах энергия жидкости преобразуется в механическую энергию, которая передается исполнительному механизму.

3.1. Гидромоторы

Гидромотор – это объёмный гидродвигатель, преобразующий энергию потока жидкости во вращательное движение выходного вала и передающий её исполнительному механизму или трансмиссии посредством выходного звена.

Благодаря свойству обратимости роторных насосов, любой из них может использоваться в качестве гидромотора. Гидромоторы классифицируются так же, как и роторные насосы. Они бывают шестеренными, винтовыми, шибберными, поршневыми. Широкое распространение получили роторно-поршневые гидромоторы в различных гидроприводах строительных машин, станков и других механизмов, используемых при транспорте и хранении нефти, нефтепродуктов и газа.

Гидромотор характеризуется рабочим объёмом, т.е. идеальным расходом жидкости через гидромотор за один оборот ротора

$$Q_T = V_o \cdot n,$$

где Q_T — теоретический расход жидкости через гидромотор;
 V_o — рабочий объем гидромотора;
 n — частота вращения ротора гидромотора.

Действительный расход жидкости через гидромотор больше, чем теоретический, так как к рабочей жидкости добавляются утечки. Объемный КПД гидромотора определяется в связи с этим

$$\eta_o = \frac{Q_T}{Q_T + Q_y} = \frac{Q_T}{Q},$$

где Q_y — объем утечек за один оборот ротора гидромотора.

Перепад давления на гидромоторе определяется разностью на входе и выходе, т.е.

$$\Delta P = P_1 - P_2.$$

Полезная мощность гидромотора

$$N_n = M \cdot \omega,$$

где M — крутящий момент на валу гидромотора;

ω — угловая скорость вала (частота вращения).

Мощность, потребляемая гидромотором,

$$N = Q \cdot \Delta P.$$

Отношение полезной мощности к потребляемой определяет общий КПД гидромотора

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{M \cdot \omega}{Q \cdot \Delta P} = \frac{2\pi n M}{Q \cdot \Delta P} = \eta_o \cdot \eta_m.$$

Отсюда можно найти момент M :

$$M = \frac{Q \cdot \Delta P}{2\pi n} \eta = \frac{V_o \cdot n \cdot \Delta P}{2\pi n \eta_o} \eta = \frac{1}{2\pi} V_o \cdot \Delta P \cdot \eta_m.$$

Выражение $\frac{1}{2\pi} V_o \cdot \Delta P = M_{и}$ называют идеальным моментом, развиваемым гидромотором без учета потерь энергии.

Другие параметры гидромоторов можно найти, используя теорию подобия и различные зависимости для роторных насосов.

Гидромоторы могут быть с регулируемым и нерегулируемым рабочим объемом, реверсивными и нереверсивными. Ряд роторных насосов при бесклапанном распределении жидкости можно применять, не изменяя их, как гидромоторы, что во многих случаях весьма удобно.

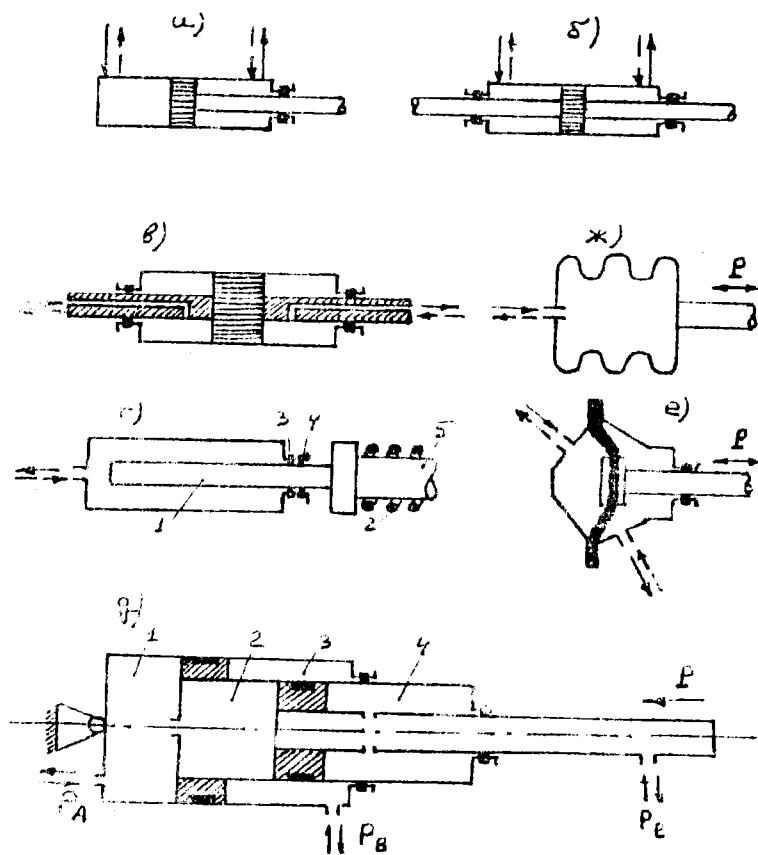


Рис. 33. Схемы гидроцилиндров:
 а, б, в) – поршневой; г) – плунжерный;
 д) – телескопический; е) – мембранный;
 ж) – сильфонный

3.2. Гидроцилиндры

Гидроцилиндры широко применяются во всех отраслях техники. В нефтяной промышленности достаточно широко они используются в землеройной, строительной, подземно-транспортной технике, а также в управлении запорной, регулирующей и другой арматурой, в устройствах включения и выключения различных механизмов.

В зависимости от направления действия рабочей жидкости бывают двухстороннего действия и одностороннего. У гидроцилиндров двухстороннего действия (рис. 33, а, б, в, д, е) рабочими являются оба хода поршня, а у гидроцилиндров одностороннего действия (см. рис. 33, г, ж) только один ход поршня под действием жидкости, а возврат происходит под воздействием пружины или силы тяжести. Гидроцилиндры классифицируются на поршневые, плунжерные, телескопические, мембранные, сильфонные (см. рис. 33). Гидроцилиндр одностороннего действия (см. рис. 33, г, ж) имеет плунжер 1, перемещаемый жидкостью слева направо и под воздействием пружины 2 или силы тяжести справа налево. Уплотнение плунжера состоит из основного 3 и грязезащитного 4 уплотняющих элементов. Шток 5 плунжера соединяет гидроцилиндр с рабочим звеном.

Тандем-цилиндр (см. рис. 33, а) применяют при больших нагрузках в случае, если ограничен диаметр цилиндра, а длина его может быть любой. Гидроцилиндр с торможением (см. рис. 33, в) снабжен специальным приспособлением для подачи тормозной жидкости, обеспечивающей мягкую посадку выходного звена в конце хода поршня, т.е. представляет собой простейший демпфер.

С целью обеспечения равенства сил, воздействующих на поршень, применяют гидроцилиндры со стоком слева и справа от поршня (см. рис. 33, б).

Телескопические гидроцилиндры (см. рис. 33, д) применяют в случаях, когда желаемый ход штока превышает длину корпуса цилиндра. Чаще всего его применяют при ограниченном пространстве (домкрат, в нефтепромысловых агрегатах, в транспортных и грузоподъемных устройствах). В зависимости от числа поршней телескопические гидроцилиндры подразделяются на двух-, трехступенчатые и т.д. Ступень с наименьшим диаметром поршня называется первой, следующая — второй и т.д. Длина хода рабочего звена равна сумме длин ходов всех поршней. При работе гидроцилиндра возможны три движения: только первая ступень, только вторая ступень, обе ступени вместе.

Последовательность срабатывания той или иной ступени зависит от нагрузки и сил трения в уплотнениях. Выдвижение секций телескопического гидроцилиндра, работающего от объемного насоса (шестеренного, винтового и т.д.), происходит с разными скоростями и чаще всего при разных давлениях. При подаче жидкости с давлением P_A в полость I (см. рис. 33, д) начинает перемещаться цилиндр с полостью 2 со скоростью $W_1 = Q/F_1$, где Q — подача насоса в полость I; F_1 — площадь цилиндра I. После выхода поршня цилиндра 2 начинает перемещаться поршень-цилиндр с полостью 4, площадь которого F_2 . Скорость перемещения этого поршня $W_2 = Q/F_2$. Выдвижение секций происходит либо под воздействием силы P , либо подачей жидкости от насоса с давлением P_B через соответствующие каналы.

Сопротивление уплотнений зависит от конструкции цилиндра и качества уплотнений. Работой уплотнений поршней и штоков определяется эффективность работы гидроцилиндра.

3.3. Поворотные гидродвигатели

Применение поворотных гидродвигателей упрощает кинематику некоторых приводных механизмов. Эти гидродвигатели (рис. 34) способны развивать большие вращающие моменты. Они изготавливаются двух и более лопастными. Конструктивно поворотные гидродвигатели имеют много общего с пластинчатыми насосами. Гидродвигатель состоит из корпуса 5, в котором монтируется ротор 6 с подвижной 8 и неподвижной 3 пластинами, которые прижимаются к ротору или корпусу с помощью пружин 2 и 7. Неподвижный выступ I и подвижная пластина 8 разделяют кольцевое пространство на две полости 4 и 9, в которые по каналам в корпусе подается и отводится рабочая жидкость. Трение и утечки по торцам гидродвигателя являются главными потерями энергии. Пластинчатый поворотный гидродвигатель является удобной моделью для вывода формул момента и скорости у всех гидродвигателей вращательного движения.

Крутящий момент на каждой пластине равен произведению силы P от перепада давления жидкости ($P_2 - P_1$) на плечо Z приложения этой силы. Если в гидродвигателе Z пластин, то полный крутящий момент будет $M = Z P Z$. Сила, действующая на пластину, $P = (P_2 - P_1) F$. Поверхность пластины, на которую давит жидкость, $F = 0,5 (\varnothing - d) b$, где b — ширина пластины по оси цилиндра. Расстояние приложения силы давления $Z = 0,25 (\varnothing + d)$. С

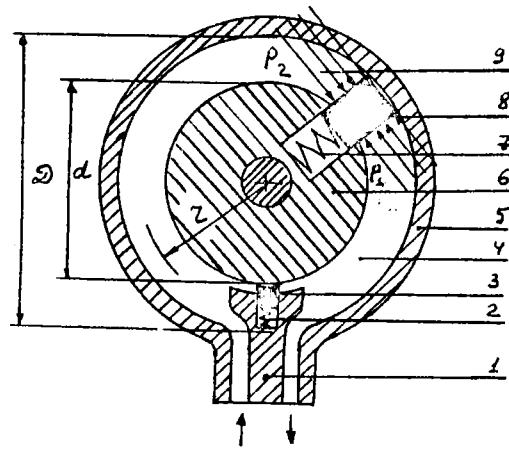


Рис. 34. Пластинчатый поворотный гидродвигатель

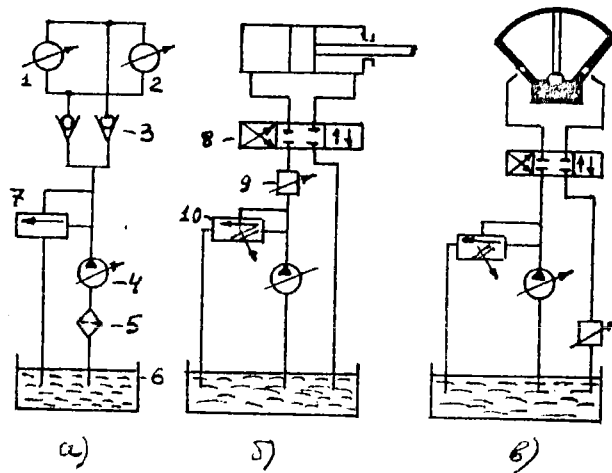


Рис. 35. Схемы гидроприводов:
 а) - вращательное движение; б) - поступательное движение;
 в) - поворотное движение;
 1 - регулируемый насос; 2 - регулируемый гидродвигатель;
 3 - обратные клапаны; 4 - насос подпитки (регулируемый);
 5 - фильтр; 6 - бак; 7 - предохранительный клапан;
 8 - гидрораспределитель (с кулачковым приводом и пружинным возвратом, с управлением от электромагнитов, с ручным управлением); 9 - дроссель; 10 - переливной клапан

учетом всех этих составляющих крутящий момент будет

$$M = Z (P_2 - P_1) b \frac{D^2 - d^2}{8}.$$

Угловая скорость ротора гидродвигателя определяется из общих соотношений $N = M \cdot \omega = Q \cdot \Delta P$. Отсюда

$$\omega = \frac{8 Q}{Z b (D^2 - d^2)}.$$

Из этих формул следует, что с увеличением числа пластин можно снизить давление рабочей жидкости при неизменном крутящем моменте, сократить скорость вращения ротора гидродвигателя. В зависимости от числа пластин сокращается угол поворота, поэтому число камер более четырех в гидродвигателях делают весьма редким.

3.4. Объёмный гидропривод

Объёмным гидроприводом называется совокупность объёмных гидромашин, гидроконтролирующих устройств, трубопроводов, предназначенных для преобразования в движение механизмов и машин давления рабочей жидкости.

Источниками подачи рабочей жидкости в гидроприводах являются объёмные насосы и гидродвигатели, которых может быть несколько. Кроме этого, в гидропривод входят:

- гидрорегуляторы - устройства для изменения направления потока, поддержания заданного давления, поддержания заданного расхода рабочей жидкости;
- гидротрансформаторы - устройства для изменения давления и расхода рабочей жидкости;
- кондиционеры рабочей жидкости, обеспечивающие качество и необходимое состояние рабочей жидкости (фильтры, теплообменные аппараты, воздухопускные устройства);
- гидроёмкости (гидробакки, гидро- и пневмоаккумуляторы);
- гидрролинии (трубопроводы всасывающий, напорный, сливной, управления, дренажный).

Классификация объёмных гидроприводов.

I. По источнику подачи рабочей жидкости (по источнику энергии):

- насосный гидропривод - рабочая жидкость подается в гидродвигатель насосом объёмным или динамическим;

- аккумуляторный гидропривод - рабочая жидкость подается в гидродвигатель из предварительно заряженного гидроаккумулятора;
- магистральный гидропривод - рабочая жидкость подается в гидродвигатель из трубопроводной магистрали, которая может быть одной для целой серии гидродвигателей. В магистраль жидкость подается насосом или насосной станцией.

2. По характеру движения выходного звена:

- поступательного движения (возвратно-поступательного) с гидродвигателями в виде гидроцилиндров;
- поворотного движения (возвратно-поворотного) на угол менее 360° с гидродвигателем поворотного типа;
- вращательного движения с гидродвигателями в виде гидромоторов.

3. По циркуляции рабочей жидкости - гидроприводы с замкнутой или разомкнутой циркуляцией. При замкнутой циркуляции жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую линию насоса, а при разомкнутой - в гидробак.

4. По возможности регулирования - регулируемый и нерегулируемый. Если гидропривод имеет устройства для изменения скорости выходного звена, то он является регулируемым. В регулируемом гидроприводе скорость выходного звена гидродвигателя может изменяться по заданному закону. Применяются следующие способы регулирования: а) дроссельное - дросселирование потока жидкости и отводом части потока, минуя гидродвигатель; б) объемное - изменение рабочего объема насоса или гидродвигателя (того и другого вместе); в) объемно-дроссельное - применяются оба способа, описанные выше; г) приводящим двигателем - изменением частоты вращения вала двигателя (дизеля, электродвигателя и т.д.).

Регулирование гидропривода может быть ручным или автоматическим. Если скорость выходного звена поддерживается постоянной, то такое регулирование и гидропривод получили название стабилизированного. При изменении скорости по заданной программе регулирование и гидропривод называются программными. Следящим гидроприводом и регулированием называется такой, в котором выходное звено следит и повторяет движения звена управления.

Регулируемые объемные гидроприводы широко применяются по сравнению с механическими и электрическими передачами, что объясняется рядом преимуществ. К ним относятся:

- обеспечение больших передаточных отношений и бесступенча-

тое регулирование в широком диапазоне передаточного числа;

– малая удельная масса (0,2 ... 0,3 кг/кВт) и небольшие габариты;

– надёжная защита от перегрузок;

– малая инерционность перемещающихся деталей, что позволяет быстро изменять режимы работы (пуск, остановка, реверс);

– простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное;

– возможность значительного удаления гидродвигателя от насоса и в связи с этим свобода компоновки гидропривода.

Недостатками гидропривода являются:

– КПД его ниже, чем у механических и электрических передач;

КПД гидропривода снижается в процессе регулирования;

– характеристика гидропривода изменяется с изменением температуры рабочей жидкости (температуры окружающей среды);

– параметры гидропривода резко ухудшаются при увеличении зазоров в уплотнениях;

– гидроприводы требуют высокую чистоту рабочей жидкости и достаточно высокую культуру обслуживания.

Принципиальные схемы объёмных гидроприводов приведены на рис. 35. Можно рассматривать три принципиальные схемы гидроприводов, которые различаются характером движения выходного звена. На рис. 35а изображена схема гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией. Насос I вращает гидродвигатель 2. Утечки рабочей жидкости компенсируются регулируемым подпиточным насосом 4. На рис. 35б, в приведены схемы насосных гидроприводов с разомкнутой циркуляцией и дроссельным регулированием. Распределитель 8 служит для подключения к насосу той или другой полости гидродвигателя, дроссель 9 совместно с переливным клапаном 10 регулирует расход жидкости, поступающей в гидродвигатель, т.е. скорость его движения.

3.5. Регулирование объёмного гидропривода

В основном применяются регулируемые насосы и гидромоторы типа шестеренных, роторно-поршневых и пластинчатых, описание которых приводится ниже. Для рассмотрения процесса регулирования введем параметр ξ_n , равный отношению текущего рабочего объёма V к максимальному его значению V_0 , т.е. $\xi_n = V/V_0$.

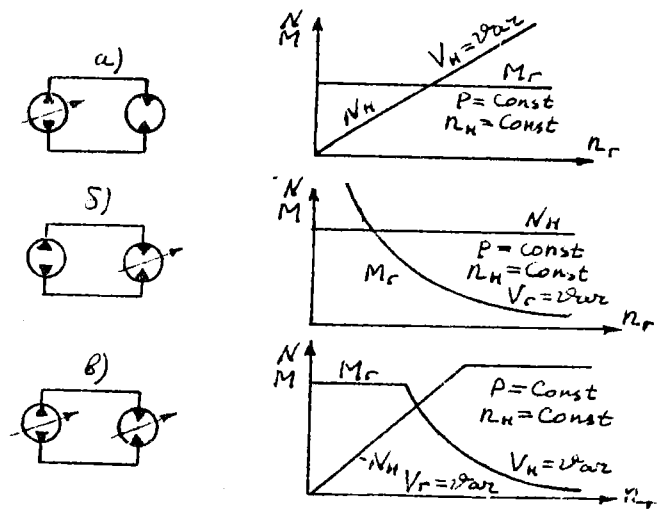


Рис. 36. Варианты объёмного регулирования гидропривода:
 а) регулирование насоса;
 б) регулирование гидродвигателя;
 в) регулирование насоса и гидродвигателя

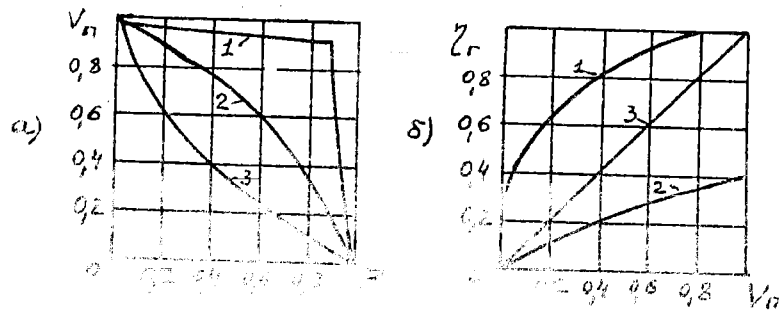


Рис. 37. Сравнение способов регулирования гидропривода:
 а) по нагрузочным характеристикам;
 б) по КПД гидропривода;
 1 - объёмное регулирование; 2 - последовательное включение прорезей; 3 - параллельное включение прорезей;
 V_H - относительная скорость поршня; P - относительная нагрузка; z_r - КПД гидропривода

Регулирование изменением рабочего объема насоса заключается в изменении параметра ε_H , т.е. коэффициента подачи насоса. Мощность, развиваемая гидроприводом при постоянном давлении в системе, возрастает при увеличении рабочего объема насоса (рис. 36,а). При этом возрастает и скорость выходного звена, а момент на валу гидромотора или усилия на штоке гидроцилиндра остаются постоянными.

Регулирование изменением рабочего объема гидромотора возможно лишь в гидроприводах вращательного движения и заключается в изменении параметра ε_r , т.е. коэффициента использования расхода жидкости гидромотором, равного $\varepsilon_r = Q_{исr} / Q_r$, где Q_r — количество жидкости, поданной к гидромотору; $Q_{исr}$ — количество жидкости, используемой в гидромоторе. При уменьшении рабочего объема гидромотора ε_r крутящий момент M_r на его валу при постоянной мощности насоса будет убывать примерно по гиперболическому закону (см.рис.36,б), что следует из роста числа оборотов гидромотора.

Регулирование изменением рабочих объемов насоса и гидромотора (см.рис.36,в) применяется наиболее часто, так как при этом расширяется диапазон регулирования. Регулирование выполняется последовательно. На первом этапе чаще всего поддерживает постоянный момент гидропривода и нарастающую мощность насоса, а на втором — постоянную мощность насоса и снижающийся крутящий момент. Такое регулирование характерно для пусковых моментов.

Дроссельное регулирование гидропривода при последовательном включении дросселя (см.рис.35,б,в). Это регулирование заключается в том, что часть потока от нерегулируемого насоса отводится через дроссель на слив, минуя гидродвигатель. Дроссель может включаться последовательно с гидродвигателем и параллельно ему. Последовательно дроссель может быть включен на входе в гидродвигатель, на выходе из него и на обеих линиях одновременно. При полном открытии дросселя скорость выходного звена получается максимальной. При закрытии дросселя давление перед ним повышается, клапан приоткрывается и часть жидкости от насоса сливается в бак. Скорость выходного звена при этом снижается. При полном закрытии дросселя вся жидкость сливается в бак и скорость выходного звена обращается в нуль. Потери энергии при дросселировании и КПД агрегата не зависят от места установки дросселя (на входе в гидродвигатель, на выходе из него или на обеих линиях одновременно). Однако уста-

новка дросселя на сливной линии более предпочтительна, так как тепло дросселирования уносится в сливной бак и гидродвигатель работает более устойчиво, особенно при знакопеременных нагрузках.

Сравнение различных способов регулирования гидропривода производится либо по нагрузочной характеристике, либо по КПД и стоимости применяемых гидромашин и аппаратуры. Нагрузочная характеристика гидропривода характеризует скорость выходного звена (штока, вала) при изменяющейся нагрузке (рис. 37, а). Наибольшей стабильностью скорости выходного звена обладает гидропривод с объёмным регулированием (кривая 1 на рис. 37, а), а наименьшей стабильностью — гидропривод с параллельным включением дросселя (кривая 3 на рис. 37, а). При объёмном регулировании имеет место снижение объёма при уменьшении скорости поршня и, следовательно, имеет место снижение КПД (кривая 1 на рис. 37, б). При дроссельном регулировании характер изменения КПД описывается прямой линией (кривые 2 и 3 на рис. 37, б). Наиболее низкий КПД имеет гидропривод с последовательным включением дросселя. Регулируемые гидромашин (насосы, гидромоторы) позволяют существенно сократить энергозатраты, поэтому они применяются в гидроприводах большой мощности. Для гидроприводов малой мощности применяются шестеренные насосы с дроссельным регулированием, которые являются относительно дешёвыми.

3.6. Гидроаппаратура

Принцип действия гидроаппаратуры основан на перемещении запорно-регулирующего элемента, в результате чего частично или полностью перекрывается проходное сечение для жидкости. Гидроаппараты разделяются по назначению на: направляющие (при полном или частичном открытии проходного сечения); клапан выдержки времени; клапан последовательности; обратный клапан; гидрозамок; логические клапаны (клапан "и", клапан "или"); клапан давления (предохранительный, переливной, редуцирующий, перепада или соотношения давлений); клапан соотношения расходов (делитель или сумматор потока); дроссель; регулятор потока или дросселирующий распределитель. Таким образом, гидроаппаратами называют устройства, служащие для управления потоками жидкости: изменения или поддержания заданных давления или расхода, а также направления движения жидкости.

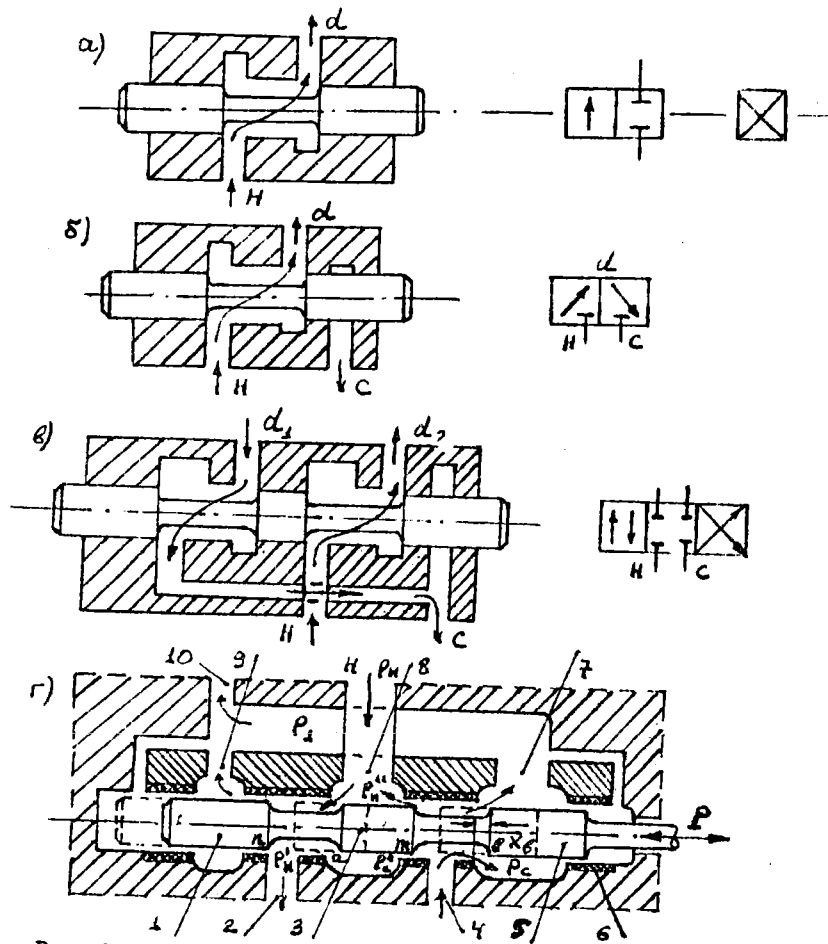


Рис. 38. Конструктивные схемы гидрораспределителей двухпозиционных: а) — двухлинейный; б) — трехлинейный; в) — четырехлинейный; г) — четырехходовой; А — в полость гидроцилиндра; Н — от насоса; С — на слив

Гидрораспределители

Распределитель предназначен изменять направление потока жидкости под внешним управляющим воздействием. Очень часто эти гидрораспределители выполняют функции дросселей. Гидрораспределители классифицируются по типу запорно-регулирующих элементов на золотниковые, крановые и клапанные. В зависимости от числа фиксированных положений гидрораспределитель может быть двух-, трех- и т.д. позиционными (рис. 38). Золотниковые гидрораспределители (см. рис. 38, а, б, в) служат для изменения направления движения потока жидкости, т.е. они являются обычными переключателями. Отсюда, они могут работать только в двух крайних позициях: канал открыт или канал закрыт. Четырехщелевой распределитель (см. рис. 38, г), выполняет функции как переключателя, так и регулирующего органа. Движение жидкости происходит по четырем гидролиниям. Распределитель имеет подвижный плунжер I, имеющий три запорно-регулирующих пояска I, 3, 5, втулку 6 с окнами 7, 8, 9. Жидкость от насоса подводится по каналу к окну 8 с давлением P_H . Отверстия 2 и 4 соединены с гидроцилиндром, а окна 7 и 9 с отводящей линией IO. С целью сокращения утечек зазор между плунжером I и втулкой 6 не должен превышать 5 мкм. В среднем положении кромки пояска 3 перекрывают окно 8 для подачи жидкости в гидроцилиндр и работа гидродвигателя прекращается. При смещении плунжера кромки "а" и "в" поясков 3 и 5 образуют рабочие щели для подачи и слива рабочей жидкости, проходная площадь которых $F_1 = \pi d_1 b \psi$, где d_1 - диаметр плунжера; $b = x_B^2 + \delta^2$; x_B - ширина образующейся щели; δ - радиальный зазор; $\psi = \varphi/\pi$ - часть периметра втулки, образующая щель; φ - угол (в радианах) раскрытия щели. Через уплотняющие щели площадь $F_2 = \pi d_2 \delta \psi$, где d_2 - средний диаметр щели, $d_2 = d_1 + \delta$, имеет место утечка. Уравнение расходов поступающей и отходящей жидкости из гидродвигателя будет

$$Q_2 = \mu_1 F_1 \sqrt{2 \frac{P_H'}{\rho}} - \mu_2 F_2 \sqrt{2 \frac{P_H''}{\rho}} ;$$

$$Q_4 = \mu_1 F_1 \sqrt{2 \frac{P_c}{\rho}} - \mu_2 F_2 \sqrt{2 \frac{P_c'}{\rho}} ,$$

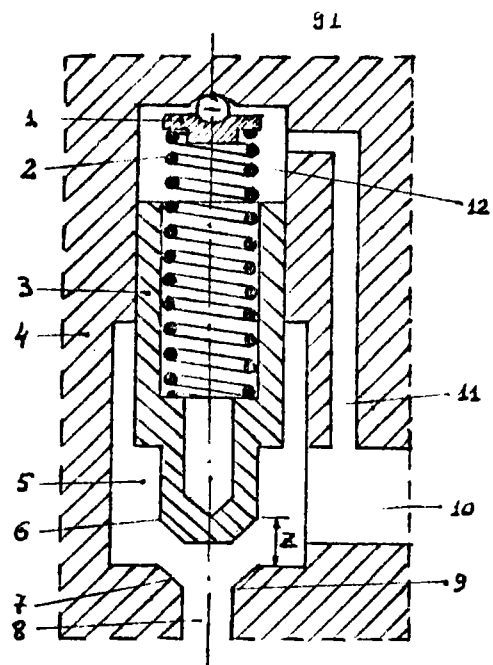


Рис. 39. Гидроклапан с коническим седлом

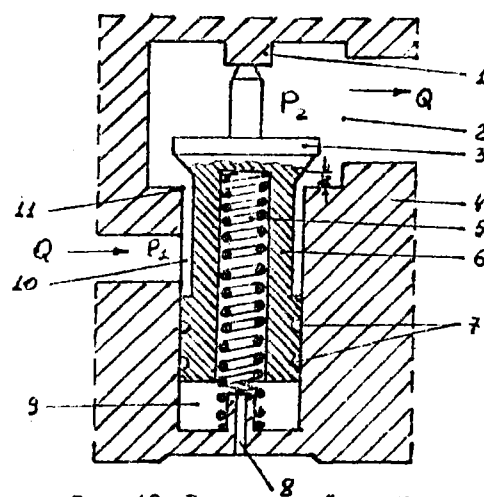


Рис. 40. Редукционный клапан

где Q_2, Q_4 — подача и слив жидкости из гидроцилиндра; μ_1, μ_2 — коэффициенты расхода для рабочих щелей; P'_n, P''_n — давления рабочей жидкости в канале 2 и после щели m ; P_c, P'_c — давления сливаемой жидкости в канале 4 и после щели m . Чаще всего коэффициент расхода $\mu_2 \approx 0,7 \dots 0,72$ принимают постоянным. Для новых золотников утечки через зазор толщиной δ обычно очень малы и ими чаще всего пренебрегают.

Линейность связи между расходом Q и смещением x_B является основным свойством золотникового распределителя. Подача жидкости в гидроприводах осуществляется насосами с применением переливных клапанов при $P_n \approx P_{н.г.}$. В соответствии с этим скорость поршня является линейной функцией смещения x_B . В следящих гидроприводах (в станках или наводящих системах) золотниковые распределители выполняют функции точного и чувствительного элемента управления. Для таких золотниковых распределителей необходимым требованием является легкость перемещения. Легкость перемещения золотника зависит от силы трения золотника о стенки гильзы и от силы гидравлического сопротивления.

Гидроклапаны применяются в гидropередачах в качестве автоматических регулирующих устройств. Клапан (рис.39) состоит из запорно-регулирующего элемента 6, перекрывающего канал 8 посадкой на седло 7 клапана, направляющей части 3, обеспечивающей центровку запорно-регулирующего элемента относительно седла. Срабатывание клапана происходит под действием пружины 2, опирающейся на шарнир I с одной стороны и на внутреннюю опорную площадку направляющей части с другой стороны. Величина подъема клапана $\approx$ зависит от воздействия потока жидкости (расхода, перепада давлений). Такой клапан называется клапаном прямого действия. В корпусе 4 создана камера 5, к которой подводится жидкость по каналу 8 и отводится по каналу 10. В клапанах гидросистем контакт запорного элемента с седлом происходит по достаточно острой кромке 9, что обеспечивает надежную герметичность. Герметичность достигается тщательной обработкой поверхностей запирающего конуса 6 и кромки 9 седла 7, где формируется уплотняющий поясок. При достаточно высоких скоростях течения жидкости по каналу 10 в заклапанной области 12, соединенной с каналом 10 каналом малого сечения 11, создается разрежение, клапан 3 поднимается, увеличивая расстояние $\approx$, т.е. открытие канала 8. Скорость в канале 10 падает, разрежение в заклапанной области уменьшается. Так происходит регулирование ра-

боты клапана.

Редукционный клапан (рис. 40) обеспечивает снижение давления жидкости до заданного уровня. Их применяют, когда несколько потребителей жидкости с разными давлениями питаются от одной магистрали. Клапан состоит из запорно-регулирующего элемента 3, изготовленного за одно целое с уравнивающим поршнем 6, пружины 5, устанавливаемых в корпусе 4. Запорный элемент 3 садится на седло II с острой кромкой. Для гашения возможных колебаний заклапанная полость 9 соединена с областью слива дросселем 8. Пружина 5 удерживает клапан 3 в предельно открытом состоянии, ограниченном упором I. Давление P_2 в приемной камере 2 образует силу F_2 , которая стремится закрыть клапан. При этом потребителю подается максимальное количество жидкости. Снижение расхода жидкости потребителем приводит к повышению давления P_2 . Пружина сжимается, сокращается проходное сечение для жидкости, уменьшается ее поступление, пока не будет найдено новое равновесное положение клапана. Уравнивающий поршень 6 имеет пояс, на который действует жидкость с давлением P_1 из полости 10. Просочившаяся между поршнем и цилиндром жидкость попадает в канавки 7, откуда через дроссель 8 уходит на слив. Клапан изготавливается таким образом, чтобы выходное давление P_2 во всем диапазоне изменения Q и Z оставалось практически постоянным.

Дроссель — местное гидравлическое сопротивление для регулирования расхода жидкости частичным сбросом ее в сливную линию или для создания необходимого перепада давлений. По принципу действия они бывают вязкостного и инерционного сопротивления. В дросселях вязкого сопротивления перепад давления определяется в основном сопротивлением канала малого диаметра и большой длины при ламинарном режиме. Такие дроссели имеют линейную зависимость между ΔP и Q , что весьма удобно при их эксплуатации. Из-за большой длины капилляра (она требуется по условиям работы) дроссели выполняют (рис. 41, а) в виде винтов с прямоугольным сечением резьбы 2, помещенных во втулку 3 с минимальным зазором по наружному диаметру. Рабочая часть винта e_s может изменяться путем вращения головки I, что приводит к изменению характеристики дросселя. Из-за малого давления, на которое рассчитаны эти дроссели для обеспечения ламинарности потока, они применяются весьма редко. Более часто применяются капилляры с турбулентным течением жидкости. В этом случае диаметр капилляра выбирается не менее

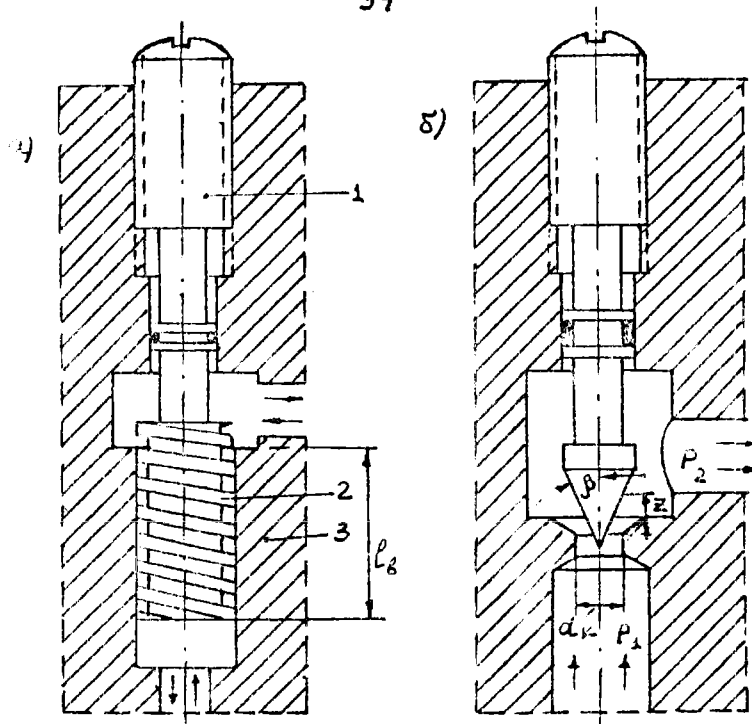


Рис. 41. Дроссели: а)-винтовой; б)-игольчатый

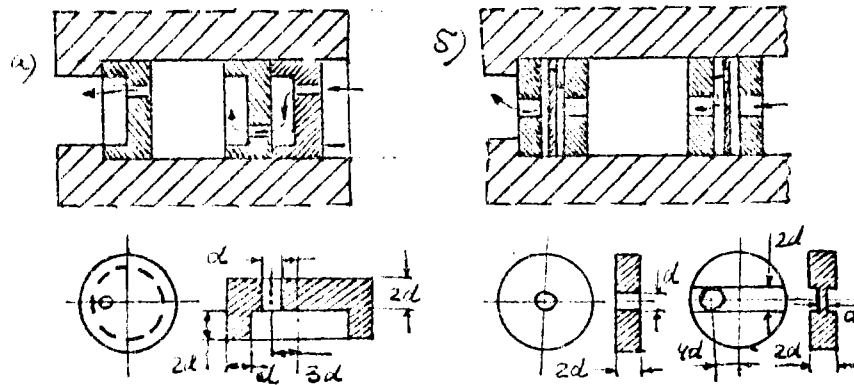


Рис. 42. Пакетные дроссели с цилиндрическими насадками:
а)-со смещенными отверстиями; б)-с планетральными щелями
и смещенными отверстиями

0,6 ... 0,8 мм. Их рекомендуется применять при достаточно малых изменениях p и Q . На рис. 41,б приведен игольчатый дроссель, для которого расход определяется по обычной формуле истечения

$$Q = \mu F \sqrt{2 \frac{p_k}{\rho}},$$

где μ — коэффициент расхода, зависящий от числа Re , определяется на основании опытных данных;

$F = \pi d_k z S_{\text{ш}} \beta$ — площадь щели дросселя для движения жидкости;

$p_k = p_1 - p_2$ — перепад давления на дросселе.

Для обеспечения плавности регулирования угол конусности запирающего элемента выбирают в пределах 10 ... 20°.

Широко применяются пакетные дроссели (рис. 42), составленные из цилиндрических шайб с отверстиями, представляющие собой цилиндрические насадки. Размеры отверстий в насадках принимаются в пределах 0,6 ... 0,8 мм. Сопротивление пакета должно быть равно сумме сопротивлений отдельных насадков, но на практике это не всегда получается из-за их взаимного влияния, т.е. сближения осей отверстий по углу их расположения (см. рис. 42,а). У пакетных дросселей с шайбами с центральными отверстиями и с шайбами, имеющими диаметрально противоположные отверстия (см. рис. 42,б), взаимное расположение шайб не играет роли, поэтому они имеют более устойчивую характеристику.

Ёмкость — устройство для содержания рабочей среды для обеспечения нормальной работы объёмного гидропривода. К ним относятся гидробаки и гидроаккумуляторы.

Гидробаки могут находиться под атмосферным и избыточным давлением. Рабочая жидкость заливается через горловину с фильтром. Объём жидкости контролируется прибором (например, указателем уровня). В насос жидкость из гидробака поступает также через фильтр. Из насоса жидкость поступает в этот же гидробак через сетчатую насадку для предотвращения барботажа (вспенивания) рабочей жидкости. Баки сообщаются с окружающей средой через сапуны с воздушным фильтром для защиты жидкости от загрязнителя, содержащегося в атмосфере. Если давление окружающей среды резко изменяется, то применяют наддув и баки изготавливаются герметичными. Наддув производится инертным газом, который не вызывает окисления рабочей жидкости.

Гидроаккумулятор предназначен для аккумуляции энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением. Если в гидроаккумуля-

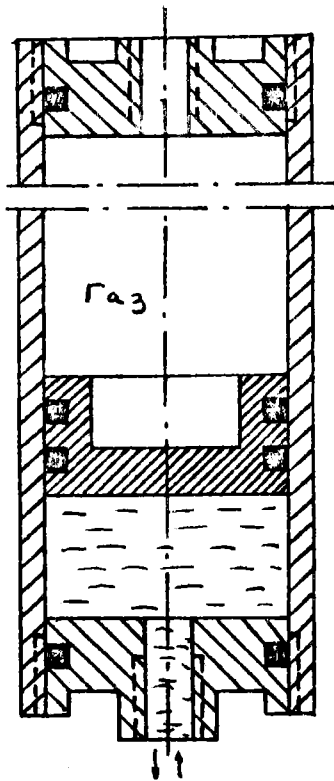


Рис. 43. Пневмогидроаккумулятор поршневой

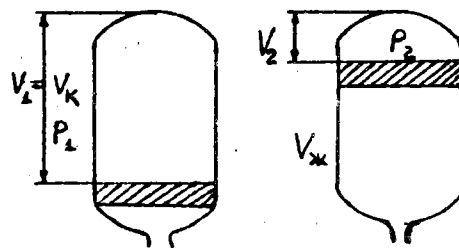


Рис. 44. Схема расчёта пневмогидроаккумулятора

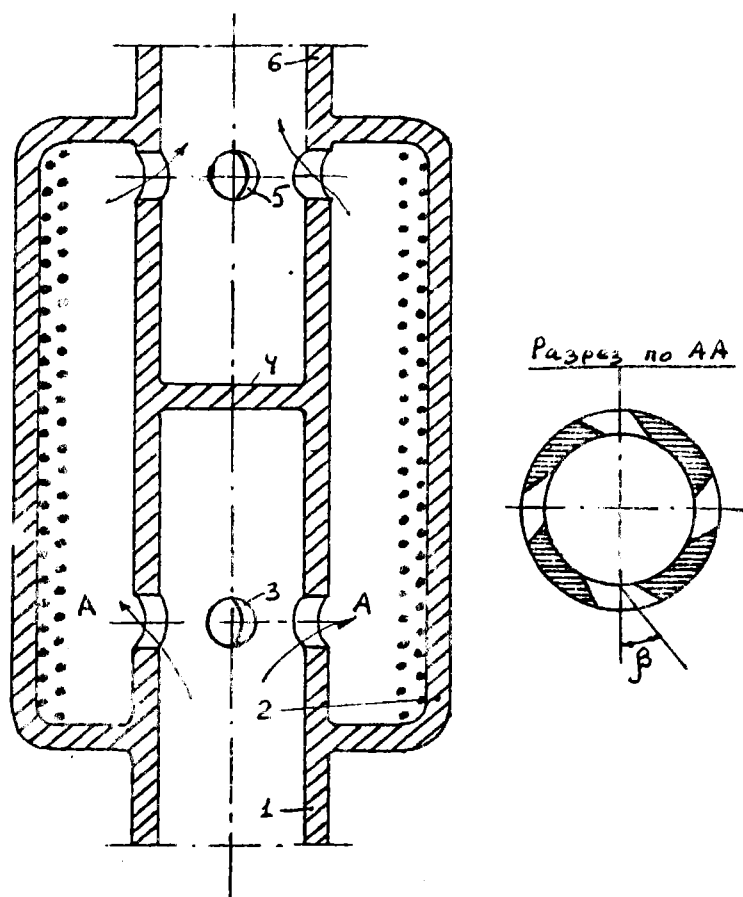


Рис. 45. Схема центробежного фильтра

ляторы для накопления и отдачи энергии используется газ, то он называется пневмогидроаккумулятором. Он получил наибольшее распространение. Пневмогидроаккумулятор представляет собой закрытый (герметичный) сосуд, заполненный сжатым газом с некоторым начальным давлением. При подаче рабочей жидкости в сосуд объем газовой камеры уменьшается, а давление газа повышается. В аккумуляторах, применяемых в гидроприводах, жидкость и газ чаще всего разделены поршнем (рис. 43) для предотвращения растворения газа в жидкости. Расчет его заключается в определении объема газовой камеры и объема для жидкости $V_{ж}$, под которым понимается объем жидкости, вытесняемой газом из аккумулятора в процессе его разрядки. Принимая, что процессы сжатия и расширения происходят при постоянной температуре, имеем $V_1 p_1 = V_2 p_2$

(рис. 44). Объем жидкости $V_{ж} = V_1 - V_2$. Из этих двух соотношений $V_{ж} = V_1 \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right)$. Аккумулятор временно может развить большую мощность, поэтому его целесообразно применять в гидросистемах с большими пиковыми расходами жидкости, когда он значительно превышает подачу насоса.

Фильтры - устройства для очистки рабочей жидкости от стружек металлических, оторвавшихся заусениц, окалин, металлической пыли, карбенов, разрушающихся уплотнений, воздушной пыли и т.д. Степень очистки зависит от срока службы и назначения гидропередачи. Для прецизионных следящих систем тонкость фильтрации должна составлять 1 ... 3 мкм, для следящих систем неprecизионных, но с большим сроком службы - 5 мкм, для наземных гидропередач транспортных средств с повышенным сроком службы - 10 ... 15 мкм и для гидропередач с ограниченным сроком службы - 25 мкм. Фильтрующие элементы изготавливают из металлических сеток, металлокерамики, специальной фильтровальной бумаги. Фильтры устанавливают параллельно с предохранительными клапанами, рассчитанными на определенный перепад, для предохранения фильтров от разрушения. Их можно устанавливать как на линии всасывания, так и на линии нагнетания. Чаще всего через фильтр пропускают часть потока.

Достаточно часто в гидросистемах применяют центробежные фильтры. Они хорошо очищают жидкость от механических частиц, имеющих большую плотность, чем жидкость. Принципиальная схема такого фильтра представлена на рис. 45. Жидкость подается через подводную грубку 1 с давлением 0,3 ... 0,6 МПа. Затем через отверстия

3, выполненное под некоторым углом к горизонтальной оси, поступает в наружный корпус 2. Благодаря завихренности потока и резкому падению скорости жидкости из-за большого диаметра корпуса фильтра, механические частицы отбрасываются к периферии, где они скапливаются и периодически удаляются. Разделение потоков очищенной и неочищенной жидкости производится перегородкой 4, представляющей собой предохранительный клапан, рассчитанный на заданное давление. Очищенная жидкость через отверстия 5 поступает в отводящую трубку 6.

Тепловой режим гидросистемы. Расходуемую в гидросистеме мощность можно определить как разность между мощностью насоса N_N и полезной мощностью потребителя N_P , т.е. $\Delta N = N_N (1 - \eta)$, где η — полный КПД гидропривода. Эта разность мощности превращается в тепло и рабочая жидкость в процессе работы нагревается. Нагрев жидкости особенно заметен в гидросистемах с дроссельным регулированием.

Для гидроприводов с насосами мощностью до 6 кВт специальных устройств для охлаждения рабочей жидкости не применяется и ее охлаждение происходит путем теплового излучения и конвективного теплообмена деталей гидросистемы с окружающей средой. При больших мощностях насосов и длительных режимах работы гидроприводов необходимо применять специальные охлаждающие устройства (теплообменники) для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости, так как при высоких температурах резко возрастают утечки. Теплообменники устанавливают на сливных линиях после гидродвигателей и на линиях отвода утечек. Режим работы теплообменников должен обеспечивать заданный перепад, так как при большом охлаждении резко повышается вязкость рабочей жидкости и, следовательно, возрастают потери на механическое трение. При недостаточном охлаждении резко снижается вязкость рабочей жидкости и появляется возможность перехода к граничному трению в нагруженных парах и их быстрое изнашивание. При высоких температурах рабочей жидкости быстро разрушаются резиновые уплотняющие элементы и может произойти разложение жидкости (окисление смол и выпадение различных присадок). Оптимальной температурой эксплуатации гидропередач является диапазон 40 ... 60 °C. Максимальная температура рабочей жидкости не должна превышать 90 °C, а минимальная — температуру застывания. При максимальных и минимальных температурах эксплуатация гидросистем допускается кратковременно.

Гидролинии – устройства, предназначенные для подачи рабочей жидкости в гидропривод. Они разделяются на всасывающие, напорные и сливные. Выделяются из этой классификации линии управления и дренажные линии, по которым отводятся утечки жидкости. Линии должны иметь минимальное гидравлическое сопротивление и необходимую прочность. Скорость движения рабочей жидкости в гидролиниях рекомендуется в пределах 5 ... 10 м/с для напорных и 1 ... 2 м/с для всасывающих линий.

4. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Принцип действия и схемы гидропередач

В процессе эксплуатации многие машины и механизмы работают при изменяющихся нагрузках. Жесткое соединение вала двигателя с валом машины при этом весьма опасно, поэтому применяют передачи без жесткого соединения, например, гидродинамические. Гидродинамическая передача (гидропередача в дальнейшем) состоит из расположенных соосно и рядом в общем корпусе лопастного насоса и гидравлической турбины. С помощью этих устройств мощность двигателя передается машине через поток жидкости. В этом случае для передачи энергии используется разность скоростей или изменение момента количества движения.

Для любой трансмиссии КПД

$$\eta = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1}, \quad (43)$$

где M_1, M_2 – крутящие моменты; n_1, n_2 – частоты вращения валов. Индекс "1" – входной вал (подача мощности); индекс "2" – выходной вал (снятие мощности). Отношение $\dot{i} = n_2/n_1$ называется передаточным отношением трансмиссии, $K = M_2/M_1$ – коэффициентом трансформации крутящего момента. Следовательно, $\eta = \dot{i} \cdot K$.

На любую трансмиссию действуют три крутящих момента: M_1 – момент входного звена; M_2 – момент выходного звена и M_3 – опорный момент фундамента. Сумма этих моментов равна нулю, т.е. $M_1 - M_2 + M_3 = 0$.

Если устройство не имеет внешней опоры, т.е. $M_3 = 0$, то оно называется гидравлической муфтой. Во всех муфтах $M_1 = M_2$, т.е.



Рис. 46. Характеристика трансмиссии

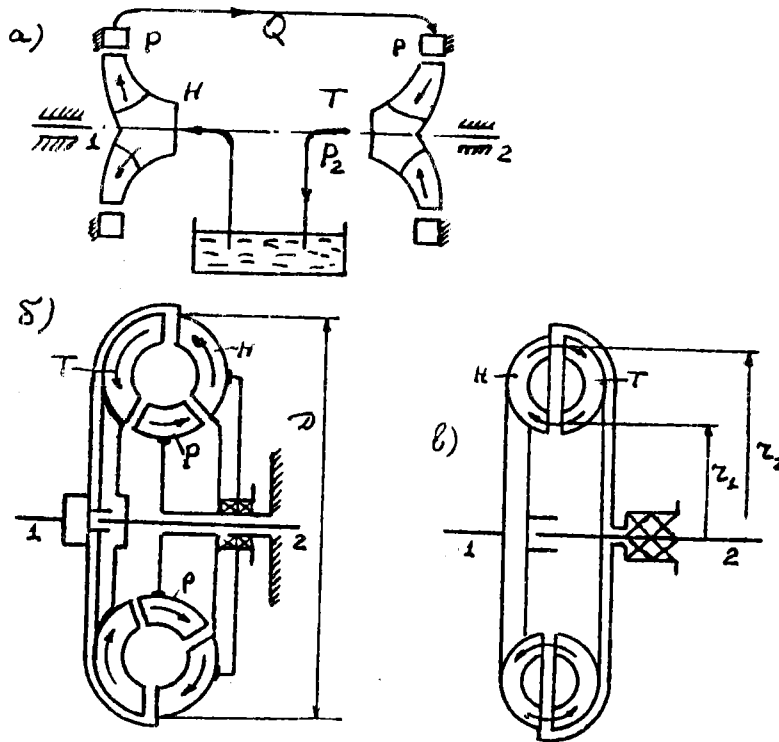


Рис. 47. Схемы гидродинамических передач:
 а) -насос и турбина; б) -гидротрансформатор;
 в) -гидромукфта;
 Н - насосное колесо; Т - турбинное колесо;
 Р - реактор; 1 - вал входного звена;
 2 - вал выходного звена

$K = I$ и $\eta = \dot{I}$. Если момент M_2 есть, то устройство называется трансформатором. Таким образом, гидropередачи подразделяются на гидродинамические муфты или гидромуфты, которые не изменяют передаваемого момента, и гидродинамические трансформаторы или гидротрансформаторы, способные изменять и частоту вращения, и крутящий момент. Чтобы использовать двигатель, вырабатывающий постоянный крутящий момент M_T , при любых изменениях нагрузки на вторичном валу, трансмиссия должна обеспечивать любое передаточное отношение, т.е. быть бесступенчатой. Характеристика такой трансмиссии с постоянным КПД изображается равноосторонней гиперболой (рис. 46). При заданном значении M_T этот график позволяет определить необходимое передаточное отношение по моменту выходного звена M_2 .

Обычно насосное и турбинное колеса помещают в одном корпусе, поэтому нет необходимости в подводящих и отводящих трубопроводах (рис. 47). Передача состоит из насосного колеса (Н), турбинного колеса (Т), реактора (Р), входного вала 1 от двигателя и выходного вала 2 привода машины. Насосное колесо, вращаясь от двигателя, передает работу жидкости, заполняющей гидropередачу, сообщая ей запас кинетической энергии и энергии давления. Жидкость, поступая на лопатки турбинного колеса, преобразует этот запас энергии в механическую работу на ведомом валу и заставляет последний вращаться. Выйдя из турбинного колеса, жидкость вновь попадает в насосное колесо и в гидropередаче устанавливается замкнутая циркуляция жидкости между рабочими колесами. Таким образом, связующим звеном между ведущим и ведомым валами в гидropередаче является жидкость. В гидротрансформаторах между насосным и турбинным колесами устанавливают неподвижный реактор (Р).

Главные свойства гидродинамических передач:

1) бесступенчатое регулирование мощности и частоты вращения; ведомый вал может быть неподвижным при вращении ведущего или иметь промежуточные значения угловой скорости, однако предельная частота вращения ведомого вала должна быть меньше частоты ведущего вала на 1,5 ... 3 %;

2) автоматическое изменение передаточного отношения в зависимости от момента сил сопротивления на выходном валу, что обеспечивает плавное трогание с места и плавный разгон;

3) при всех изменениях этого момента крутящий момент на валу двигателя может оставаться постоянным или изменяться в заданном

диапазоне;

4) зависимость КПД в значительной степени от нуля до максимума от передаточного отношения.

Гидродинамические передачи:

- способны ограничивать момент сопротивления, нагружающий двигатель;
 - сглаживать пульсации нагружающего момента при пульсирующем сопротивлении потребителя;
 - практически не имеют трущихся пар и поэтому нет износа деталей; жидкостная передача защищает двигатель от перегрузок и ударных нагрузок, увеличивая их долговечность;
 - обеспечивают бесшумность передачи;
 - имеют высокий КПД (0,8 ... 0,98) при номинальном режиме;
 - обладают простотой дистанционного и автоматического управления, высокой надёжностью при эксплуатации.
- К недостаткам гидродинамических передач относятся:
- более низкий КПД гидротрансформаторов (0,8 ... 0,85 на оптимальном режиме по сравнению с КПД механических передач 0,93 ... 0,98);
 - гидромуфты при высоком КПД 0,95 ... 0,98 не трансформируют крутящий момент;
 - КПД гидродинамической передачи снижается, если режим ее работы отличается от оптимального;
 - высокая стоимость по сравнению с механическими передачами;
 - необходимость подпитки гидropередачи маслом и обеспечения охлаждения рабочей жидкости.

Несмотря на это и на некоторые осложнения трансмиссии, перечисленные качества обусловили широкое распространение гидropередач в транспортных машинах и машинах, работающих в тяжелых условиях.

Наиболее выгодной рабочей жидкостью для таких передач является масло, которое имеет следующие преимущества:

- 1) антикоррозионность (нейтральность к материалу уплотнений, металлу, покрытиям, пластмассам, цветным металлам и т.д.);
- 2) малая вязкость в целях снижения потерь на трение и в то же время хорошие смазывающие свойства по отношению к материалам трущихся пар и уплотнений;
- 3) малое изменение вязкости в диапазоне рабочих температур (высокий индекс вязкости);

- 4) нетоксичность жидкости и продуктов ее разложения;
- 5) огнестойкость и пожаробезопасность (высокая температура вспышки и самовоспламенения, отсутствие в составе сильнолетучих, легко воспламеняющихся веществ);
- 6) масло одновременно обеспечивает смазку всех внутренних частей (подшипников, упорных колес, уплотнений и т.д.);
- 7) масло имеет температуру кипения более высокую, чем вода, и более низкую температуру застывания, что расширяет температурный диапазон его применения.

Однако масло имеет более низкую теплоемкость, чем вода, поэтому необходимо иметь систему циркуляции для охлаждения масла.

4.2. Характеристики гидродинамических передач

Различают характеристики гидropередач внешние и внутренние. Для потребителей представляют интерес характеристики гидropередач, которые связывают между собой крутящие моменты на валах, мощности, частоты вращения и КПД.

Внутренние характеристики связывают между собой расход, скорость и давление рабочей жидкости, удельную работу лопастей турбинного и насосного колес, гидравлические потери, изменяющиеся в зависимости от передаточного отношения. Такие характеристики используют при расчёте и проектировании передач. Характеристикой гидродинамической передачи называется зависимость графическая мощности, крутящего момента, КПД и перепада давлений от передаточного отношения i при постоянной частоте вращения входного вала. Если насос действует при некотором режиме, который характеризуется величинами ΔP_1 , N_1 , M_1 , η_1 , $Q = idem$, то график внешней характеристики выглядит следующим образом (рис. 48,а), так как $M_1 \approx \Delta P_2$ и $\eta \approx \eta_2$, что следует из очевидных соотношений $2\pi M_1 \eta_1 \eta_2 = \Delta P_2 Q$ ($M_1 \approx \Delta P_2$) и $N_2 = \eta N_1$ ($N_2 \approx \eta$). Основным путем передачи энергии с ведущего вала на ведомый является циркуляционный поток в рабочей полости гидropередачи. Расход жидкости не остается постоянным, а колеблется из-за изменения перепада давления в турбине. Вследствие этого кривые характеристики турбины деформируются, но главные особенности сохраняются (см. рис. 48,б). Так, КПД турбины и соответственно передачи равен нулю при остановленной турбине ($N_2 = 0$, $i = 0$) и при полной разгрузке ($M_2 = 0$), а в интервале между этими двумя точками достигает максимума. Положение точек рабочего режима зависит от конфи-

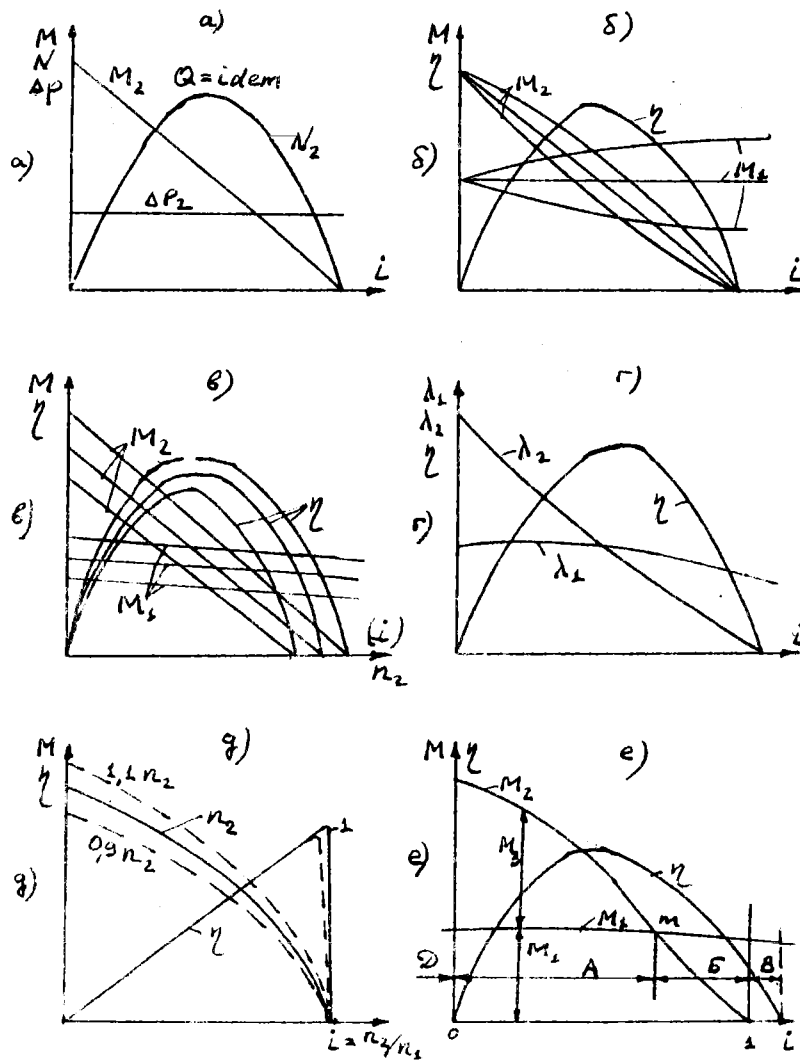


Рис. 48. Характеристики гидродинамических передач

гурации лопастных венцов гидропередачи. Линия M_2 может быть вогнутой, прямой или выпуклой, а линия M_1 — горизонтальной, падающей или восходящей.

Так же, как и для лопастных насосов, существуют универсальные характеристики гидропередачи в зависимости от частоты вращения насосного вала (см. рис. 48, в). Часто применяют безразмерные характеристики: зависимости λ_1 , λ_2 и γ от i (см. рис. 48, г). На этих характеристиках вместо кривой M_1 наносят кривую изменения коэффициента момента входного звена $\lambda_1 = M_1 / \rho n_1^2 D^5$, где D — активный диаметр гидропередачи (см. рис. 47); ρ — плотность жидкости. Кривую M_2 заменяют либо кривой коэффициента момента входного звена $\lambda_2 = M_2 / \rho n_2^2 D^5$, либо кривой коэффициента трансформации $K = M_2 / M_1$. По оси абсцисс в этом случае откладывается передаточное отношение i .

Из безразмерной характеристики легко получается характеристика конкретной гидропередачи, для которой известны D , n_1 и ρ . Если $\lambda_1 = \text{const}$, то крутящий момент, нагружающий двигатель, не зависит от нагрузки на выходном валу. При выполнении этого условия характеристику называют непрозрачной. Если линия λ_1 имеет наклон, то характеристика называется прозрачной.

Характеристика гидромуфты

В гидромуфтах отсутствуют неподвижные лопасти, воспринимающие опорный момент, поэтому в них $M_1 = M_2 = Q \rho \omega_2^2 z_2^2 (1 - \alpha)$, где $\omega_1 = 2\pi n_1$; z_1, z_2 (см. рис. 47); $\alpha = (z_1/z_2)^2$; $i = \omega_2/\omega_1$. Внешняя характеристика гидромуфты в заполненном состоянии, при постоянной частоте ведущего вала, представлена на рис. 48, д. Из этой характеристики наглядно следует, что гидромуфты относятся к классу передач, у которых кинематические параметры зависят от приложенной нагрузки. Для разных частот ведущего вала кривые моментов будут аналогичными (см. рис. 48, д). Естественно, что приведенные характеристики не охватывают все характерные эксплуатационные свойства гидродинамических муфт. До сих пор потери в гидромуфте мы не рассматривали. Если муфта имеет внешние опоры или уплотнения, связанные с корпусом, ребра охлаждения и др., то имеют место потери вентиляционные, от механического трения, от утечек. Все эти потери не оказывают существенного влияния на КПД гидромуфты в области номинального режима. Для гидромуфты $\eta = i$, т.е. при $n_1 = \text{idem}$ линия КПД представляет собой прямую, проходящую через начало координат. При n_2 , приближающемся к n_1 , КПД

муфты теоретически стремится к единице. При передаточных отношениях, близких к единице $n_2 \approx n_1$, КПД резко снижается до нуля. Оптимальным режимом гидромуфты является режим при $\eta = \dot{i} = 0,97 \dots 0,98$.

Энергия, созданная насосным колесом гидромуфты для I H жидкости, определяется выражением (8) — H_1 . В турбинном колесе эта энергия преобразуется в полезную работу — H_2 . Разность между ними расходуется на преодоление потерь, возникающих при циркуляции жидкости. Эти потери складываются из ударных при входе жидкости в турбинное и насосное колеса и потерь на трение и завихрение. В гидромуфтах чаще всего применяют плоские радиальные лопатки с углами входа и выхода $\beta = 90^\circ$. В этом случае $C \cdot \cos \alpha = u$. Тогда из баланса энергии можно найти величину относительной скорости

$$W = u_1 \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^n \xi_i} (1 - \dot{i}^2) (m^2 - 1)},$$

где $m = z_2/z_1$; $\sum_{i=1}^n \xi_i$ — суммарный коэффициент потерь на трение и завихрение, определяемый экспериментально.

Отсюда следует, что относительная скорость движения жидкости в межлопаточном канале прямо пропорциональна частоте вращения ведущего вала ($u_1 = 2\pi n_1 z_1$). Из этой формулы видно, что при неподвижном ведомом валу ($n_2 = 0$, $\dot{i} = 0$) скорость W достигает максимального значения. При $\dot{i} = 1$ скорость $W = 0$, т.е. турбинное колесо вращается с угловой скоростью насосного колеса и перепада давления между ними нет, следовательно, нет и циркуляции жидкости в лопатках гидромуфты. Но такого в практике не бывает, турбинное колесо всегда отстает от насосного. Приведенные выше зависимости позволяют построить характеристики, по которым с достаточной степенью точности для инженерных задач можно судить о работе гидромуфт в условиях эксплуатации.

Следует иметь в виду, что энергия потерь преобразуется в тепло, которое нужно отводить от жидкости для предотвращения ее перегрева. В гидромуфтах с большим скольжением и особенно в области противовращения применяют специальные охлаждающие устройства.

Внешние характеристики гидротрансформаторов представляют собой графическую зависимость моментов насосного и турбинного колес, КПД гидротрансформатора и частоты вращения насосного колеса от

частоты вращения турбинного колеса. Следовательно, для построения характеристики гидротрансформатора необходимо для каждого значения n_2 рассчитать моменты колес и КПД.

Гидротрансформаторы, обладая всеми свойствами гидромукта, способны, кроме того, в зависимости от передаточного отношения преобразовывать момент M_1 , приложенный к входному валу двигателем. При изменении момента сопротивления выходного вала изменяется его частота вращения n_2 и, следовательно, крутящий момент M_2 . Это позволяет практически полностью использовать возможности двигателя, даже при изменяющихся условиях нагрузки. Лопатки рабочих колес гидротрансформаторов изготавливаются криволинейными, что обеспечивает получение нужных преобразующих свойств и высокий КПД в широком диапазоне изменения i . При выводе расчётных формул для гидротрансформаторов вводятся допущения, мало изменяющие оушность их работы:

1) направление относительных скоростей W потока совпадает с направлением входных элементов их лопастей, т.е. имеет место безударный вход жидкости;

2) утечки жидкости при работе гидротрансформатора пренебрежимо малы и их можно не учитывать;

3) количество движения при переходе из насосного колеса в турбинное не изменяется.

На основании этого насосное колесо с моментом M_1 увеличивает момент количества движения потока, что можно записать формулой

$$M_1 = m (C_{2uH} R_{2H} - C_{2uP} R_{2P}), \quad (44)$$

где $m = \rho Q$ - массовый расход жидкости;

C_{2uH}, C_{2uP} - проекции абсолютных скоростей на окружную для насосного колеса и реактора;

R_{2H}, R_{2P} - наружные радиусы насосного колеса и реактора.

В межлопастных каналах реактора также увеличивается закрутка потока и тогда

$$M_3 = m (C_{2uP} R_{2P} - C_{2uT} R_{2T}),$$

где M_3 - момент на колесе реактора, воспринимаемый корпусом гидротрансформатора.

Общее приращение энергии на насосном и реакторном колесах будет

$$M_1 + M_3 = m (C_{2uH} \cdot R_{2H} - C_{2uT} \cdot R_{2T}),$$

где C_{2uT} — проекция абсолютной скорости на окружную для турбинного колеса; R_{2T} — наружный радиус турбинного колеса.

В турбинном колесе закрутка уменьшается и вырабатывается момент M_2 для преодоления внешнего сопротивления:

$$-M_2 = m (C_{2uT} \cdot R_{2T} - C_{2uH} \cdot R_{2H}). \quad (45)$$

Естественно, что этот момент равен сумме моментов насосного и реакторного колес, т.е. $M_1 + M_3 - M_2 = 0$. Отсюда следует, что n_2 всегда меньше n_1 или $i = n_2/n_1 < 1$. Некоторая часть момента передается за счет дискового трения, трения в подшипниках и уплотнениях, поэтому гидротрансформаторы с вращающимся корпусом имеют более высокий КПД, чем с неподвижным корпусом.

Характеристика гидротрансформатора представляет собой зависимости $M_1 = f(i)$, $M_2 = f(i)$ и $\eta = M_2 n_2 / M_1 n_1 = f(i)$ при $n_1 = \text{const}$. Достаточно часто характеристика гидротрансформатора изображается в кривых $K = f(i)$, где $K = M_2 / M_1$, позволяющую более просто вычислять КПД $\eta = i \cdot K$ (см. рис. 48,е).

Падение кривой момента M_2 объясняется изменением треугольников скоростей при постоянном n_1 и значительном изменении n_2 . Режим работы насосного колеса при $n_1 = \text{const}$ практически не изменяется (см. кривую M_1). При большом внешнем сопротивлении (большое M_2 и малое n_2) резко снижается окружная скорость u_{2T} и, следовательно, снижается C_{2uT} , которая может принимать даже отрицательные значения, т.е. иметь направление против вращения колеса. В этом случае из формул (44) и (45) следует, что момент M_2 значительно превышает момент M_1 . На характеристике этому условию соответствует область А (см. рис. 48,е), для которой $M_2 > M_1$ ($K > 1$), а момент M_2 положителен. При снижении внешнего сопротивления падает M_2 и растет n_2 . При этом также снижается M_3 , т.е. воздействие на поток реактора.

В том $M_1 = M_2$, т.е. $M_3 = 0$. Для этого режима реактор на поток не воздействует. При дальнейшем снижении внешнего сопротив-

ления возрастает M_2 (зона Б на рис. 48,е), момент M_2 , развиваемый турбинным колесом, становится меньше M_1 . Реакторное колесо в этом случае не закручивает, а раскручивает поток и момент M_2 меняет знак. Характеристика гидротрансформатора включает и зону В, в которой при очень малом внешнем сопротивлении M_2 гидротрансформатор выполняет роль ускоряющей передачи ($i > 1$). На характеристике имеется и зона Д (зона режимов противовращения), в которой гидротрансформатор выполняет функции тормоза. В этой зоне $i = 0$.

Подробный расчёт гидродинамических передач изложен в книге Вольф М. Гидродинамические муфты и трансформаторы. М. Машиностроение, 1967 или Гавриленко Б.А., Семичастнов И.Ф. Гидродинамические передачи. Проектирование, изготовление и эксплуатация. М.: Машиностроение, 1980.

4.3. Регулирование режимов работы гидромуфт и гидротрансформаторов

I. Регулирование гидромуфт производится следующими методами:

1) регулированием частоты вращения ведомого вала

– при постоянной частоте вращения ведущего вала;

– при переменной частоте вращения ведущего вала;

2) при постоянной частоте вращения ведущего вала регулирование частоты вращения ведомого вала можно производить

– различной степенью заполнения рабочей полости гидромуфты;

– механическим изменением формы рабочей полости;

– перегрузкой гидромуфты путем непрерывного увеличения передаваемого момента или, наоборот, путем снятия нагрузки.

Наибольшее распространение получил способ регулирования изменением заполнения рабочей полости гидромуфты. Различают гидромуфты с черпаковой трубкой и жиклёрные. Черпаковая трубка может питать рабочую полость, опоражнять или создавать циркуляцию жидкости. Если черпаковая трубка питает гидромуфту, то регулирование производится на входе, если черпаковая трубка опоражняет гидромуфту, то регулирование производится на выходе.

Принцип действия гидромуфт с регулированием на входе следующий: наружный и внутренний кожухи, вращающиеся вместе с насосным колесом, образуют пространство (вращающаяся емкость), в которое все время поступает масло из рабочей полости через калиброванные ниппеля (жиклёры). Во вращающемся сборнике установлена скользящая

(и и поворотная) черпаковая трубка, подающая определенное количество масла в рабочую полость. При изменении положения черпаковой трубки изменяется количество масла, подаваемого в рабочую полость. Следовательно, изменяется и степень заполнения рабочей полости. От степени заполнения ее зависит и частота вращения турбинного вала, таким образом производится регулирование гидромуфта.

Гидромуфты с регулированием на выходе не имеют большого вращающегося сборника, а небольшой дополнительный объем, свободно сообщаясь с рабочей полостью через большие отверстия. В сборнике устанавливается скользящая черпаковая трубка большой производительности, которая отдает масло в неподвижный бак, а питает гидромуфту из бака специально установленный насос. Черпаковая трубка в зависимости от своего положения вычерпывает то или иное количество масла из гидромуфты, чем и устанавливается степень ее заполнения, а, следовательно, и частота вращения турбинного вала.

Гидромуфты с черпаковой трубкой, создающей циркуляцию рабочей жидкости, регулируются следующим образом: неподвижная черпаковая трубка создает только циркуляцию рабочей жидкости из вращающегося кожуха в рабочую полость, во вращающийся кожух масло из рабочей полости попадает через жиклёры. К маслопроводу черпаковой трубки присоединен шестеренный насос, который, вращаясь в одну сторону, отбирает рабочую жидкость и откачивает ее в бак, вращаясь в другую сторону, забирает жидкость из бака и подает ее в рабочую полость. Таким образом, изменяется ее заполнение и производится регулирование частоты вращения турбинного вала.

Гидромуфты с жиклёрным регулированием конструктивно выполняются следующим образом: гидромуфта заключена в неподвижный кожух. По периферии насосной или турбинной частей установлены калиброванные жиклёры, через которые некоторое количество масла все время выбрасывается в неподвижный кожух, откуда масло свободно сливается в бак. Диаметр отверстий жиклёров подбирается опытным путем. Из сливного бака масло насосом подается обратно в рабочую полость. На питающем трубопроводе гидромуфты установлен регулирующийся клапан с дистанционным управлением. Через регулируемый клапан масло может сливаться в бак. Управляя регулирующим клапаном, можно изменять заполнение гидромуфты и, следовательно, регулировать частоту вращения турбинного вала.

Жиклёрная схема регулирования гидромуфт мало распространена, так как она не удовлетворяет одному из основных требований, пред-

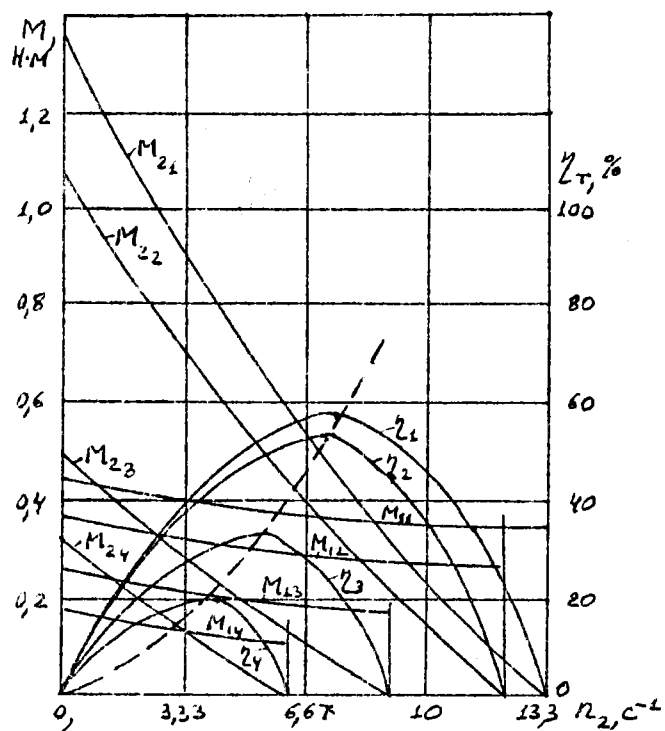


Рис. 49. Экспериментальная характеристика гидротрансформатора при различном заполнении жидкостью (1 - 100 %, 2 - 90 %, 3 - 80 %, 4 - 70 %) при постоянной частоте вращения насосного колеса

являемых к системе регулирования, а именно: быстротедействию. Другим недостатком данной схемы являются большие гидравлические потери на трение жидкости о неподвижный кожух. Однако схема весьма проста по конструкции и иногда применяется для гидромуфт большой мощности (более 4000 кВт), которые применяются в приводах центробежных насосов. Схема соединения: 1) электродвигатель – гидромуфта – насос; 2) электродвигатель – гидромуфта – ускоряющий редуктор – насос; 3) турбина – гидромуфта – насос. Применение гидромуфты позволяет улучшить условия работы электродвигателя: сокращается продолжительность пуска; снижается динамический момент на муфте двигателя при аварийном заклинивании ротора насоса.

Частота вращения турбинного колеса гидротрансформатора может изменяться:

- 1) изменением частоты вращения насосного колеса (n_1) при полном его заполнении рабочей жидкостью;
- 2) изменением заполнения рабочей полости жидкостью;
- 3) механическим воздействием на поток жидкости при заполнении рабочей полости и при постоянной частоте вращения главного вала двигателя.

Рассмотрим эти способы более подробно.

Регулирование изменением частоты вращения насосного колеса. Если двигателем насоса является ДВС, газовая или паровая турбина, электродвигатель постоянного тока, электродвигатель переменного тока с тиристорным преобразователем или с возможностью смены пар полюсов ротора, которые позволяют изменять частоту вращения вала двигателя и соответственно вала насоса. Моменты насосного и турбинного колес изменяются пропорционально квадрату частоты вращения насосного колеса. В соответствии с этим характер кривой КПД гидротрансформатора на частичных режимах остается таким же, как и при номинальной частоте вращения насосного колеса. Поэтому такое регулирование является весьма экономичным и широко применяется в основном на транспортных машинах.

Регулирование изменением наполнения. При данном регулировании кривые моментов и КПД гидротрансформатора резко снижаются в зависимости от степени заполнения круга циркуляции (рабочей полости) (рис. 49) – кривые η_1 , η_2 , η_3 , η_4 и внешние моменты M_{21} ... M_{24} . Слив масла в количестве 20 % от полной загрузки системы приводит к снижению момента на валу турбины, на валу насосного колеса и КПД гидротрансформатора почти вдвое (кри-

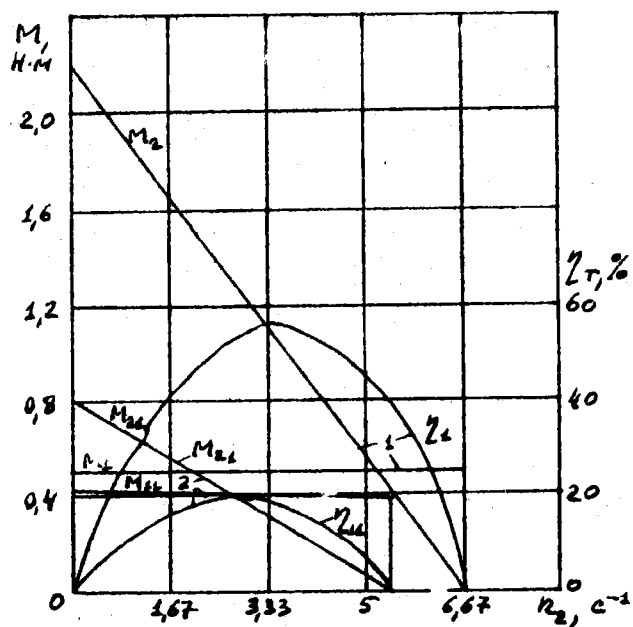


Рис. 50. Экспериментальная характеристика гидротрансформатора при регулировании заслонкой: 1 - заслонка полностью открыта; 2 - заслонка закрыта на 75 %

вые M_{23} , M_{13} , η_3). Зависимость максимального КПД от частоты вращения вала турбинного колеса при регулировании изменением наполнения описывается параболическим законом (штриховая линия на рис. 49).

Из анализа кривых (см. рис. 49) следует, что регулирование методом изменения наполнения рабочей полости гидротрансформатора неэкономично и поэтому применяется весьма редко.

Регулирование механическим воздействием на поток в круге циркуляции. При постоянной частоте вращения насосного колеса и полностью заполненной рабочей полости гидротрансформатора частоту вращения вала турбинного колеса можно регулировать:

- 1) поворотом лопаток колес гидротрансформатора (всех колес или только реактора, или только насосного колеса);
- 2) применением дроссельных заслонок.

Эксперименты показали, что регулирование гидротрансформатора поворотом лопаток в насосном колесе менее экономично, чем регулирование изменением частоты вращения насосного колеса, но более экономично, чем регулирование изменением наполнения.

Характеристики гидротрансформатора при постоянной частоте вращения насосного колеса ($n_1 = \text{const}$) показывают, что поворотом лопаток только в реакторе нельзя достичь расширения зоны высоких КПД и увеличения его максимального значения. Момент на турбинном колесе увеличивается при одновременном увеличении момента на насосном колесе и снижении КПД. Такое регулирование может быть эффективным, если при этом двигатель допускает перегрузку. Более высокая экономичность получается в гидротрансформаторах с двумя реакторами, в одном из которых лопатки неподвижны, а во втором могут поворачиваться до полного закрытия.

Регулирование дроссельной заслонкой, перекрывающей поток жидкости в насосном колесе. Об экономичности этого способа регулирования можно судить по приведенной характеристике гидротрансформатора (рис. 50). Из этого рисунка следует, что экономичность этого способа регулирования весьма низкая. Из сравнения различных способов регулирования следует, что механическое регулирование поворотом лопаток в насосном колесе и реакторе более эффективно, чем регулирование дроссельной заслонкой.

При нерегулируемом двигателе наиболее устойчивое регулирование гидротрансформаторов достигается механическим способом.

4.4. Тепловой режим гидродинамических передач

При эксплуатации гидродинамических передач производят расчёт тепловых режимов, которые имеют большое значение при повышенном скольжении, в режиме частых пусков и перегрузок, а также в условиях тяжёлых запусков системы и торможениях машин (пуско-тормозные гидромуфты). При длительной равномерной номинальной нагрузке гидромуфта постоянно работает со скольжением 3 % и ее тепловая напряженность остается постоянной. В этом случае задача значительно упрощается.

Обозначим через Q_n потери в гидромуфте. Тепло, выделяющееся в ней за бесконечно малое время dt , расходуется на потери в окружающую среду через поверхность F , на повышение температуры θ рабочей жидкости и на повышение температуры деталей гидромуфты $d\theta$. Тогда уравнение теплового баланса в дифференциальной форме запишется

$$Q_n dt = FK\theta dt + qC_p d\theta + mC_m d\theta, \quad (46)$$

где C_p, C_m — удельная теплоемкость рабочей жидкости и деталей гидромуфты; K — коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости в окружающую среду через стенки ротора гидropередачи; θ — температура рабочей жидкости и деталей гидродинамической передачи; q — расход жидкости в гидropередаче; m — масса деталей в гидropередаче.

Решая это дифференциальное уравнение относительно температуры рабочей жидкости, получим

$$\theta = \theta_\infty [1 - \exp(-t_1)] + \theta_0 \exp(-t_1), \quad (47)$$

где θ_∞, θ_0 — температуры масла в гидropередаче при установившемся режиме и в начальный момент;

$$t_1 = \frac{t}{T_0}; \quad T_0 = \frac{qC_p + mC_m}{FK}; \quad \theta_\infty = \frac{Q_n}{FK};$$

где T_0 — скорость нагрева гидropередачи до установившейся температуры при номинальной нагрузке при условии отсутствия теплоотдачи в окружающую среду, которая является постоянной времени нагрева.

Для процесса охлаждения $Q_{\text{от}} = 0$ и из уравнения (46) получаем

$$\Theta = \Theta_0 \exp(-t/\tau). \quad (48)$$

При выводе формул (47) и (48) предполагалось, что коэффициент теплопередачи K и теплоемкость C_p в процессе теплообмена постоянны, хотя в действительности они изменяются с изменением температуры и частоты вращения гидромуфты.

Опыт показывает, что материал гидropередач играет большую роль в тепловом режиме. Для материалов с малым коэффициентом теплопроводности время наступления стационарного режима теплообмена достаточно велико. Так, для гидромуфты мощностью 400 кВт с ротором из алюминиевых сплавов температура устанавливается при номинальном режиме примерно через час после включения.

В гидropередачах с частыми пусками и остановками потери энергии вызывают интенсивный нагрев масла. Этот нагрев и ограничивает допустимую частоту включений. Температура рабочей жидкости при этом колеблется около некоторого среднего значения. При тормозном режиме рабочая жидкость достаточно быстро нагревается до предельной температуры.

Предельно допустимая температура определяется условиями эксплуатации и свойствами рабочей жидкости. Для большинства гидropередач в качестве рабочей жидкости применяется масло, температура которого при эксплуатации не должна превышать 70 ... 90 °C. Для специальных рабочих жидкостей предельно допустимая температура может быть 140 ... 160 °C.

5. РОТОРНЫЕ НАСОСЫ

К роторным насосам относятся объёмные насосы с вращательным или вращательно-поступательным движением рабочих органов. Принцип действия – вытеснение некоторого объёма жидкости в нагнетательный патрубок. Эти насосы используются главным образом как источники питания различных гидроприводов и других гидросистем. Основные требования, предъявляемые к таким насосам:

- малая удельная масса и габариты;
- высокий КПД;
- возможность регулирования и реверса подачи;
- отсутствие редукторов;
- высокая надёжность.

Они также широко применяются в системах смазки различных гидромашин и для перекачки различных жидкостей при малых подачах.

Роторный насос состоит из трех основных частей: статора с всасывающей и нагнетательной камерами (корпус насоса); ротора, жестко связанного с валом насоса (ведущим валом); замыкателя (замыкателей), предназначенного для разобщения областей высокого и низкого давлений.

Рабочий процесс роторного насоса состоит из:

- заполнения рабочих камер жидкостью;
- замыкания (изоляции) рабочих камер и их перенос;
- вытеснение жидкости из рабочих камер.

Отсюда следует, что особенностью рабочего процесса таких насосов является перенос рабочих камер из полости всасывания в полость нагнетания и обратно. Перенос рабочих камер с жидкостью делает ненужными всасывающие и нагнетательные клапаны.

Роторные насосы могут работать как в режиме насоса, так и в режиме гидродвигателя (гидромотора). Перекачиваемые жидкости не должны содержать механических примесей, так как в роторных насосах очень малые зазоры между корпусом, ротором и вытеснителем. Роторные насосы классифицируются на роторно-вращательные (шестеренные с внутренним и внешним зацеплением, винтовые с одним, двумя или тремя винтами) и роторно-поступательные (шиберные и роторно-поршневые). Подача роторных насосов пульсирующая, однако неравномерность подачи мала. Насосы являются самовсасывающими.

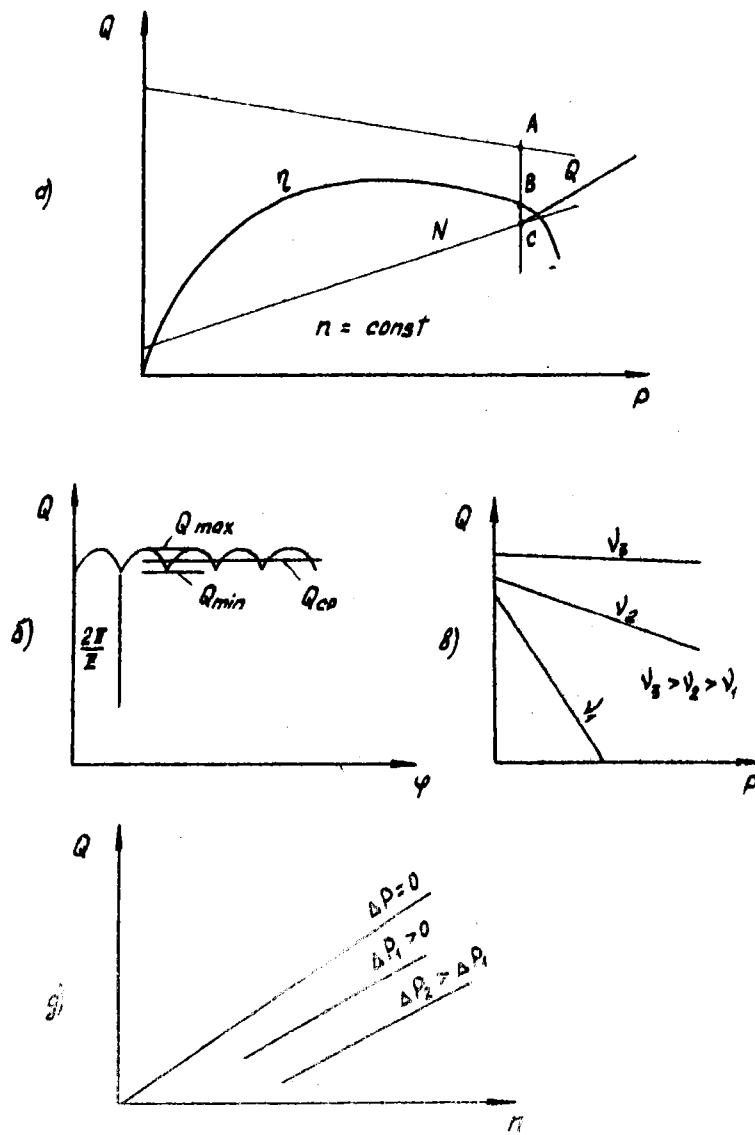


Рис. 51. Характеристика роторных насосов

Характеристика роторных насосов представлена на рис. 51. Для объёмных насосов по оси абсцисс откладывают развиваемое давление. Зависимость $P - Q$ - слегка падающая линия. Снижение подачи объясняется увеличением объёма жидкости, утекающей через неплотности насосных камер с увеличением перепада давления. Мощность насоса при этом возрастает, а КПД близок к постоянному в широком диапазоне изменения давления. КПД заметно снижается лишь при чрезмерно низких или высоких значениях давления, что объясняется малой полезной мощностью при низких давлениях и большими утечками жидкости при высоких давлениях. Мощность насоса полезная

$$N = \frac{\Delta P \cdot Q}{\eta_m},$$

где ΔP - перепад давления ($\Delta P = P_H - P_{вс}$);
 $P_H, P_{вс}$ - давление нагнетания и всасывания;
 Q - подача насоса;
 η_m - механический КПД.

При значительном возрастании развиваемого давления происходит выжимание смазки трущимися поверхностями (наступает предел работоспособности), что приводит к резкому возрастанию потерь на механическое трение и большим износам (на рис. 51а это определяется точками ABC).

Подача в роторных насосах неравномерная (см. рис. 51б). Она зависит от объёма отдельных камер и их числа. Чем больше камер, тем равномернее подача, но чем больше камер, тем меньше их объём и, следовательно, тем равномернее подача. Поэтому неравномерность подачи у таких насосов можно не учитывать, как это сделано на графике $Q - P$ (см. рис. 51,а).

Увеличение вязкости перекачиваемой жидкости до определённого значения положительно влияет на работу роторного насоса (см. рис. 51в). С увеличением вязкости снижаются объёмные утечки и подача насоса мало изменяется в широком диапазоне изменения давления. Работа таких насосов на маловязкой жидкости (бензин, вода и др.) мало эффективна (линия с η_1 на рис. 51в): большие затраты мощности, большое трение, малый КПД.

5.1. Роторно-вращательные насосы

К этой группе относятся шестеренные, коловратные, шланговые и винтовые насосы (рис. 52 и 54).

Шестеренные насосы отличаются простотой изготовления и эксплуатации. Они бывают с внешним и внутренним зацеплением (см. рис. 52а,б). Развивают давление до 7 МПа, а при наличии разгрузочных устройств и гидравлической компенсации торцовых зазоров и до 20 МПа. Подача их лежит в пределах 0,4 ... 40 м³/ч. Недостатком этих насосов является трудность регулирования и низкий КПД при высоких температурах перекачиваемой жидкости. Рабочими органами в шестеренных насосах являются чаще всего две одинаковые шестерни с наружным зацеплением или ведомая и ведущая шестерни с внутренним зацеплением (см. рис. 52, а,б). Шестеренные насосы с внутренним зацеплением имеют меньшие размеры при той же подаче, что и насосы с внешним зацеплением, но ввиду сложности их изготовления они применяются редко. Конструкция и схема действия шестеренного насоса: жидкость поступает через всасывающий патрубок 1 во всасывающую камеру; ведущая шестерня 2 приводится во вращение от двигателя и, в свою очередь, вращает ведомую шестерню 5 - вращаются они в противоположные стороны; шестерни располагаются в корпусе 3; два соседних зуба и стенки корпуса образуют объём (на рисунке показан множеством точек) жидкости, который переносится из области всасывания в область нагнетания и через нагнетательный патрубок 4 подается в трубопровод. Нагнетание жидкости производится зубьями шестерни, входящими во впадины и выдавливающие оттуда жидкость. В нагнетательную полость выдавливается не вся жидкость, находящаяся во впадине между зубьями. Жидкость, находящаяся в зазорах между зубьями, переносится обратно в полость всасывания. Для получения высокого давления шестеренные насосы можно соединить последовательно (рис. 53а). Чаще всего у таких агрегатов размеры шестерен и частота вращения у всех насосов одинаковы. При последовательном соединении каждая ступень снабжается предохранительным клапаном (ПК), отрегулированным на определенное давление. Для увеличения подачи шестеренные насосы могут включаться в работу параллельно (см. рис. 53, в). На рис. 53б приведена схема двойного насоса с тремя шестернями, из которых средняя является ведущей, а крайние - ведомыми. Подача такого насоса при одинаковых размерах шестерен почти в два раза больше, чем подача двух шестерен-

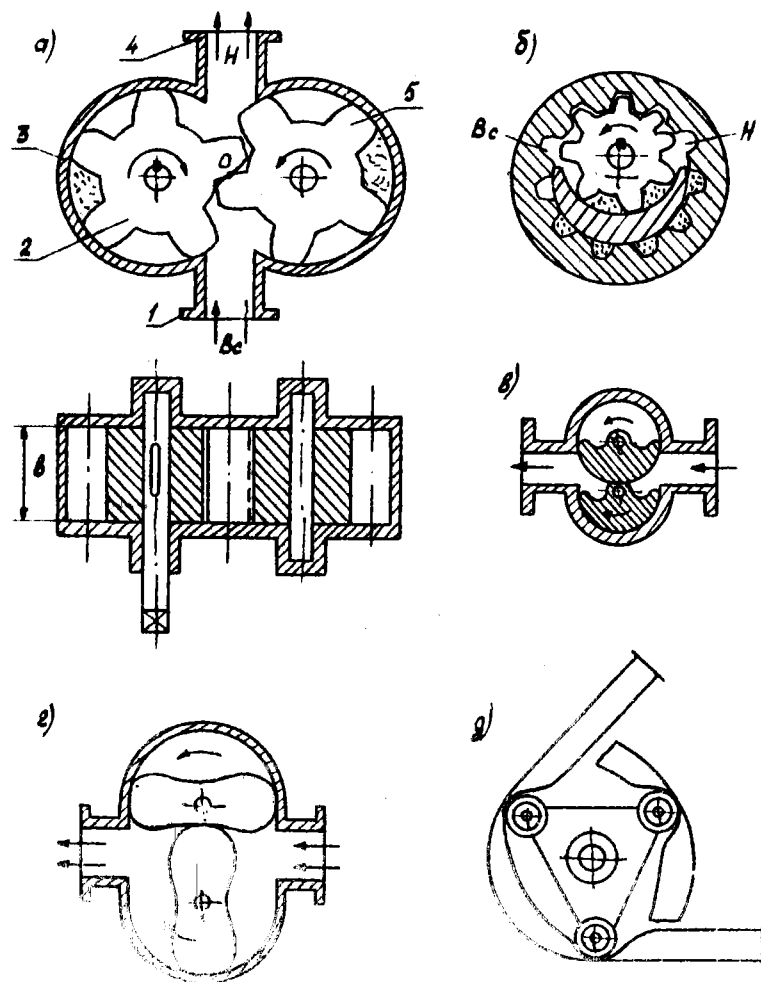


Рис. 82. Зубчатые насосы

- а) - внешняя с внешним зацеплением;
- б) - внутренняя с внутренним зацеплением;
- в) - колесчатая;
- г) - планетарная;
- д) - шестеренная;

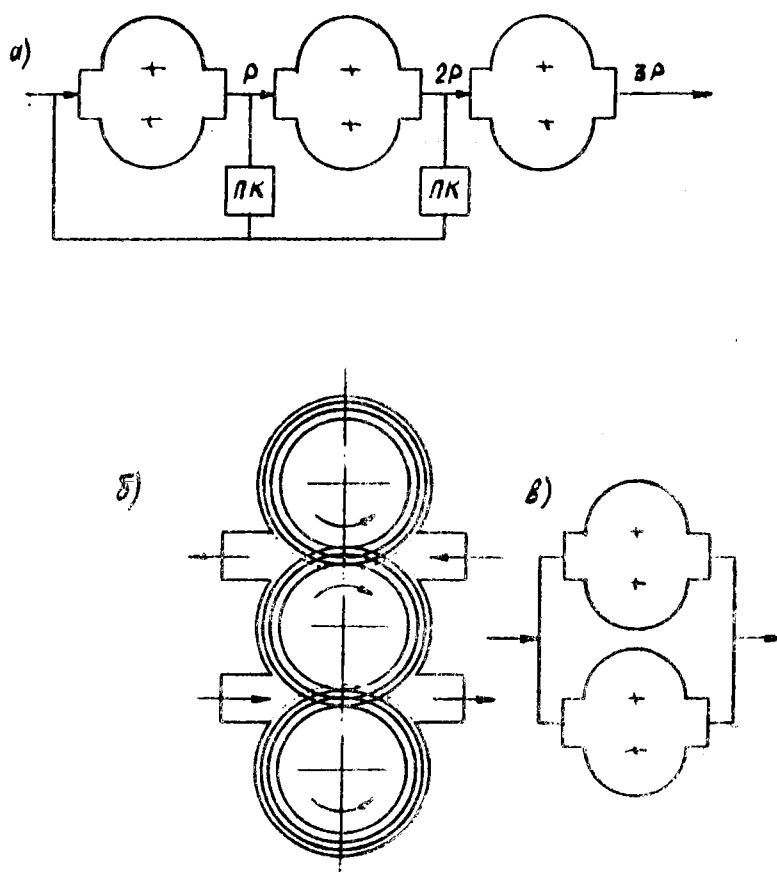


Рис. 63. Схемы соединения шестеренных насосов:
 ПК — предохранительный клапан;
 а) — последовательное соединение;
 б) — двоянный насос с тремя шестернями;
 в) — параллельное соединение

ных насосов, работающих параллельно, а потребляемая мощность много меньше.

Подача шестеренного насоса с объемным зацеплением определяется из геометрии зацепления и может быть вычислена по формуле

$$Q_{cp} = 2\pi b m^2 z n \gamma_0 = 2\pi Q_0 m b n \gamma_0, \quad (49)$$

где b - ширина зубьев шестерни (см. рис. 52);
 m - модуль зацепления;
 z - число зубьев в шестерне;
 n - частота вращения шестерни;
 γ_0 - объемный КПД насоса, характеризует качество изготовления (от величины радиальных зазоров, торцовых зазоров, скорости ведущего вала, давления нагнетания, вязкости перекачиваемой жидкости; величина объемного КПД лежит в пределах 0,7 ... 0,96, в большинстве случаев 0,9 ... 0,96;

$Q_0 = m z$ - диаметр делительной окружности.

Уравнение (49) устанавливает связь между средней подачей насоса и геометрическими параметрами шестерни (b, m, z), а также частотой вращения n . Отсюда следует, что при одинаковых размерах шестерен насос, имеющий больший модуль и меньшее число зубьев, будет иметь большую подачу. Поэтому число зубьев z обычно выбирают в пределах 6 ... 16, наиболее часто оно равно 10 ... 12. Частота вращения ведущей шестерни находится в пределах 16,7 ... 50 с⁻¹. Ширина зубьев шестерни зависит от давления, развиваемого насосом и принимается равной при давлении до 2 МПа (6 ... 10) m , а для более высоких давлений (3 ... 6) m . Общий КПД шестеренных насосов на основании экспериментальных данных принимается равным в пределах 0,5 ... 0,9. Средняя подача насоса прямо пропорциональна частоте вращения. Если противодавление мало ($\Delta P = P_H - P_{вс} = 0$), то зависимость подачи от частоты вращения будет изображаться прямой линией, проходящей через начало координат (см. рис. 51, д). При росте противодавления будут увеличиваться утечки, а подача будет снижаться. Это отражено на данном рисунке смещением прямых вправо с увеличением ΔP .

Коловратным насосом называется зубчатый насос с рабочими органами в виде роторов, обеспечивающих только геометрическое замыкание рабочей камеры, а вращающий момент с ведущего ротора на ведомый передается шестернями, расположенными вне корпуса насоса. Профили роторов очерчены (см. рис. 52, в, г) по циклоидам, полученным качением окружностей по специальным кривым (полоидам). Недостатком этих насосов является наличие зазоров между роторами и между ротором и корпусом, что приводит к значительным утечкам и снижению эффективности работы насоса. В шланговом насосе рабочим органом является шланг (см. рис. 52, д), пережимаемый вращающимися роликами. Недостатком таких насосов является быстрый выход шланга из строя.

Винтовые насосы применяются с одним, двумя или тремя винтами. При контакте винтов между собой или с внешней втулкой между нарезкой образуются полости, при вращении перемещающиеся вдоль винтов со всасывающей на нагнетательную сторону. Винтовые насосы имеют равномерную подачу, бесшумность, компактность и высокую надежность.

Одновинтовой насос имеет в качестве рабочих органов две основные детали: внешняя обойма (статор, она же замыкатель) и винт, совершающий планетарное движение вокруг оси обоймы. Обойма изготавливается из упругого материала, но может быть и жесткой. Между винтом и обоймой по линии их теоретического контакта существует зазор, поэтому для сокращения утечек винты делают достаточно большой длины (до нескольких шагов обоймы), такой, чтобы перепад давления на один шаг был в пределах от 0,2 до 0,7 МПа. Но с увеличением длины винтов и обоймы усложняется их изготовление. При очень большом перепаде давления появляется интенсивный местный износ винта. Так как винт по обойме перекачивается, то поток жидкости удаляет абразивные частицы с поверхности упругой обоймы, поэтому эти насосы могут перекачивать жидкости с мехпримесями. Одновинтовые насосы выпускают с подачей от 0,6 до 60 м³/ч (разработаны конструкции на большие подачи) и на давление до 2,5 МПа. КПД этих насосов от 0,4 до 0,65, коэффициент подачи - 0,75 ... 0,85.

Двухвинтовые насосы имеют винты с прямоугольной резьбой, что удешевляет их изготовление, но не обеспечивает герметичность. Они выпускаются на малые подачи для перекачки нефтепродуктов, эмульсий, смол, битумов, сырых нефтей с примесями. Применяются

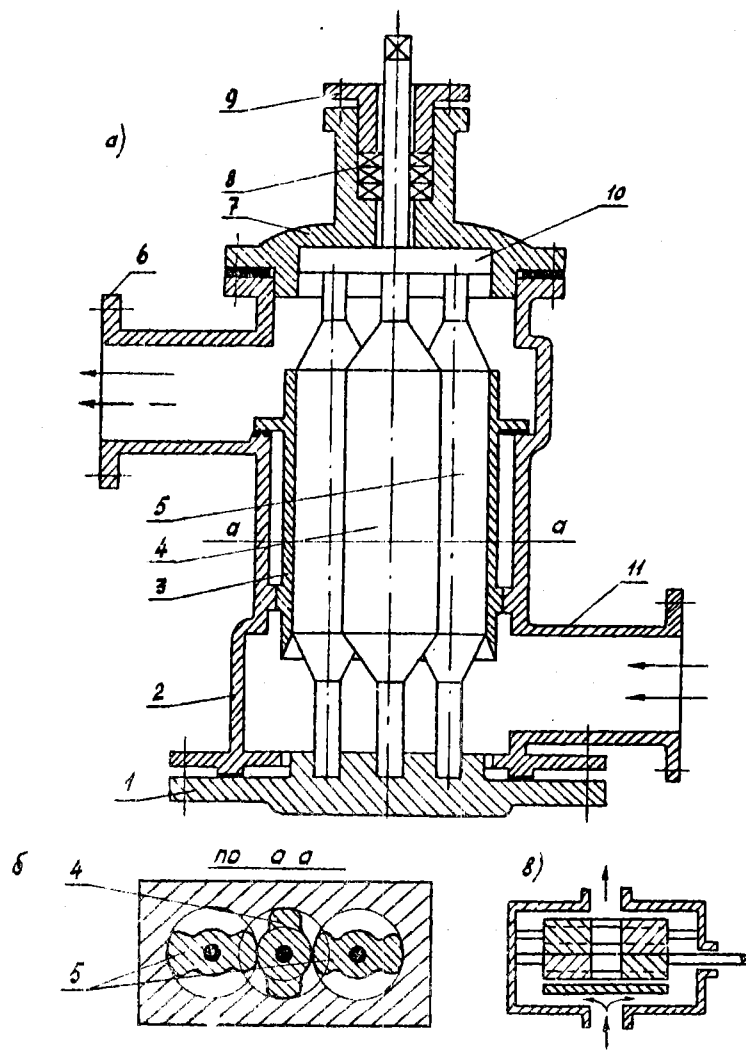


Рис. 54. Витовые насосы:
 а, б) - трехроторный;
 в) - двухроторный со встречным движением
 жидкости

достаточно редко.

Наиболее распространенным является трехвинтовой насос (см. рис. 54), состоящий из центрального ведущего винта 4 и двух ведомых винтов - замыкателей 5, заключенных в обойму 3. Все это размещается в корпусе 2 с помощью специальных крышек 1 и 7. Винты чаще всего изготавливаются двухзаходными, в поперечном сечении (см. рис. 54, разрез по *aa'*) имеющие вид двузубчатых шестерен, профиль которых очерчен по циклоидам. При вращении винтов жидкость из всасывающего патрубка II, в полостях, образованных нарезкой винтов и обоймой, переносится к нагнетательному патрубку 6. Для сокращения утечек через зазоры между ведущим валом и корпусом применяется уплотнение 8, закрепляемое втулкой 9. Винты вращаются с помощью шестерен 10. В трехвинтовых насосах длина винтов зависит от развиваемого давления и выбирается из условия, что на один шаг t приходится перепад в $2 \dots 3$ МПа. Отсюда следует, что для давления в $15 \dots 20$ МПа длина винтов должна быть $(6 \dots 8)t$. Подача винтового насоса примерно равна объему каналов, по которым жидкость движется вдоль винта в пределах одного шага,

$$Q = 4,1 D_o^3, \quad (50)$$

где $4,1$ - коэффициент, зависящий от геометрии зацепления винтов (данная цифра соответствует стандартному зацеплению).

В винтовых насосах с односторонним потоком жидкости возникают значительные осевые усилия, прижимающие винты к подпятникам (1 на рис. 54а). Для частичной разгрузки под плиты винтов подводится жидкость под рабочим давлением. Насосы больших размеров сооружают с двухсторонним подводом жидкости и нагнетательной камерой, расположенной посередине (см. рис. 54, в). Винты имеют по две нарезки противоположного направления, благодаря чему осевая нагрузка практически отсутствует. Винтовые насосы имеют подачу до $300 \text{ м}^3/\text{ч}$ и развивают давление до 20 МПа при частоте вращения до 170 с^{-1} . Маркировка насосов "Насос 3В-16-40" означает: зубчатый винтовой насос с подачей до $16 \text{ м}^3/\text{ч}$ и развиваемым давлением до $4,0 \text{ МПа}$.

5.2. Роторно-поступательные насосы

К этой группе относятся шиберные насосы с рабочими органами в виде пластин или в виде фигурных профилей и роторно-поршневые с рабочими органами в виде поршней или плунжеров (рис. 55, 56).

Шиберный насос (см. рис. 55, а, б) состоит из корпуса I со всасывающим 4 и нагнетательным 5 патрубками, подвижных пластин 3, которые размещаются в роторе 2. Ротор в корпусе располагается с эксцентриситетом "е". Полость всасывания m_1 отделена от полости нагнетания m_2 цилиндрическими поверхностями ab и cd , перекрываемых пластинами. Для правильной и надёжной работы насоса нужно, чтобы длины дуг ab и cd были не меньше расстояний между концами пластин, скользящих по окружности радиуса R . Наличие эксцентриситета "е" при вращении ротора 2 позволяет иметь замкнутые полости (на рис. 55а указана точками, а на рис. 55б она образуется двумя смежными пластинами, цилиндрической поверхностью ab и поверхностью ротора), в которых жидкость переносится из области всасывания в область нагнетания. При уменьшении эксцентриситета и в нижней части насоса (см. рис. 55, б) появляются межлопаточные пространства, в которых жидкость будет переноситься из области нагнетания в область всасывания. Если $e = 0$, то количество перекачиваемой жидкости будет равно нулю, так как замкнутые объёмы сверху и снизу будут одинаковыми. При изменении эксцентриситета в другую сторону будет происходить перекачка жидкости из полости m_2 в полость m_1 , т.е. нагнетательный и всасывающий патрубки поменяются местами. В простейших конструкциях насосов с шиберами эксцентриситет выполняется постоянным. Средняя подача пластинчатого насоса определяется формулой

$$Q_{cp} = f_{ab\gamma k} v z n \gamma_0, \quad (51)$$

где $f_{ab\gamma k}$ - площадь между двумя смежными пластинами и двумя дугами ab и γk (см. рис. 55б);

v - ширина пластин в осевом направлении;

z - число пластин;

n - частота вращения ротора 2 насоса;

γ_0 - объёмный коэффициент пластинчатых насосов, принимается равным 0,94 ... 0,96.

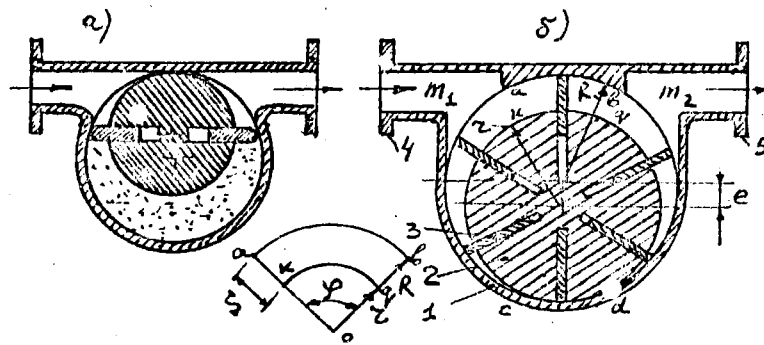


Рис. 55 Шиберные насосы:

а) — с двумя пластинами (шиберами);
 б) — многопластинчатый

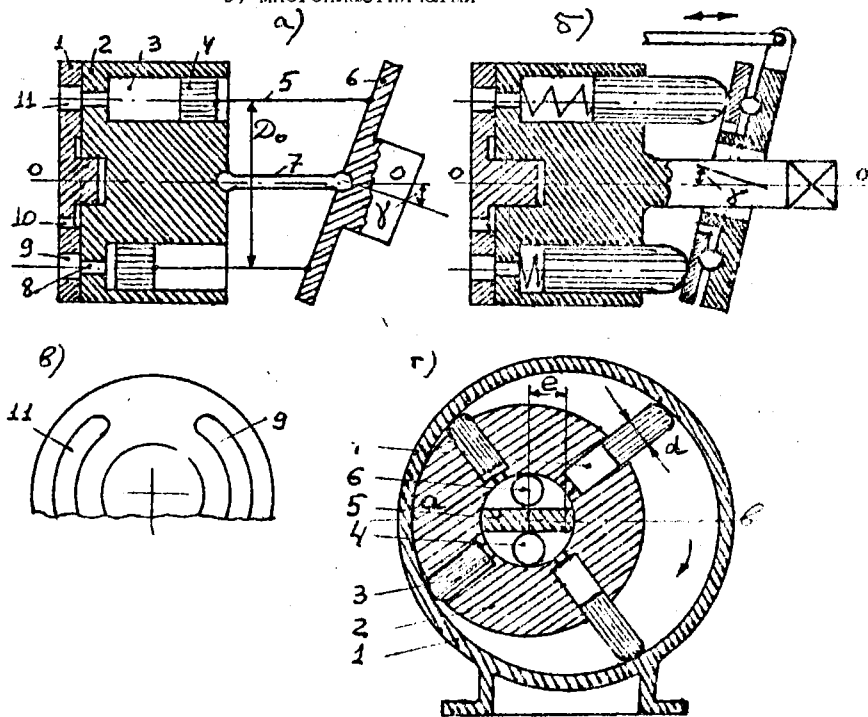


Рис. 56. Роторно-поршневые насосы

Выражая площадь через внутренний радиус корпуса R , радиус ротора r , эксцентриситет e и центральный угол φ , можно получить развернутую формулу для определения средней подачи (см., например, Ибатулов К.А. Гидравлические машины и механизмы в нефтяной промышленности. - М.: Недра, 1972. - 286 с.).

Пластинчатые насосы реверсивны и обратимы, т.е. при подведении к насосу жидкости с некоторыми начальными параметрами (P_0 , Q_0) он будет развивать вращающий момент на валу. Характеристики пластинчатых насосов такие же, как и для шестеренных насосов.

Роторно-поршневые насосы бывают двух типов: аксиально-поршневые и радиально-поршневые (рис. 56). В аксиально-поршневом насосе ось вращения ротора параллельна оси рабочих органов или составляет с ними угол, не превышающий 45° (см. рис. 56а, б). Различают насосы с наклонным блоком (см. рис. 56а) и с наклонным диском (см. рис. 56б). В насосах с наклонным блоком имеется многоцилиндровый барабан 2, свободно вращающийся вокруг оси 00, в котором цилиндрические, хорошо обработанные отверстия 3, с осями, параллельными оси 00. Эти отверстия являются цилиндрами насоса. В торцах цилиндров имеются сквозные отверстия 8. В цилиндрах перемещаются поршни 4, приводимые в действие тягами (шатунами) 5. Наклонный блок 6 приводится во вращение от двигателя и с помощью кардана 7 вращает многоцилиндровый барабан 2. Вращающийся наклонный блок выполняет роль привода возвратно-поступательного насоса. По углу наклона блока γ определяется длина хода поршней в цилиндрах, а, следовательно, и рабочий объем насоса.

$$Q = Z F D_0 \sin \gamma, \quad (52)$$

где Z - число поршней;

F - площадь поперечного сечения поршня;

D_0 - диаметр расположения цилиндров и многоцилиндровом барабане.

При вращении наклонного блока 6 поршни перемещаются в цилиндрах. Если поршень движется слева направо, то происходит всасывание жидкости в цилиндр 3 через окна 1 и неподвижный золотник 1. При обратном ходе поршня жидкость нагнетается в трубопровод через нагнетательное окно 9. Для частичной разгрузки аксиально-поршневого насоса от осевой силы в зазор между золотником и мно-

гоцилиндровым барабаном подается смазочная жидкость под рабочим давлением через отверстие 10.

В аксиально-поршневом насосе с наклонным диском (см. рис. 56,б) многоцилиндровый барабан и его привод имеют одну ось 00, а наклонен под углом γ диск с шариками качения. Поршни (плунжеры) опираются непосредственно на наклонный диск через сферические головки или гидростатические башмаки, вращающиеся вместе с диском или проскальзывающие по нему.

В обеих схемах применяется торцовое распределение жидкости через серпообразные окна 9 и II в золотнике I (см. рис. 56в). При работе насоса торец многоцилиндрового барабана скользит по поверхности золотника и цилиндры попеременно соединяются с окнами 9 и II в золотнике, а, следовательно, с подводящей и отводящей магистральями.

Число цилиндров у таких насосов составляет 7 ... 9, диаметр 10 ... 50 мм с рабочим объемом от 5 до 1000 см³. Частота вращения вала насоса средней мощности 50 с⁻¹, но может быть и значительно больше (до 500 с⁻¹). Развиваемое давление достигает 25 МПа и подачи - 500 м³/ч. Общий КПД насосов составляет 0,95. Аксиально-поршневые насосы имеют хорошую всасывающую способность (6 ... 9м), малые габариты и большой срок эксплуатации. Могут перекачивать жидкости с большой вязкостью. Они обладают реверсивностью и могут работать в качестве двигателя, т.е. подача жидкости под давлением 10 приводит в движение цилиндры и заставляет вращаться наклонный диск, управляющий вращающим моментом на валу.

Схема радиально-поршневого насоса представлена на рис. 56г. В корпусе 1 с заданным эксцентриситетом "е" располагается ротор (цилиндровый блок) 2, в котором изготовлены цилиндры 7. Поршни 3, входящие в эти цилиндры, наружными концами, изготовлены в виде полусфер или снабжены роликами, скользящими или катящимися по внутренней поверхности статора 1. Достаточно часто во внутреннюю поверхность корпуса устанавливается специальное кольцо, которое может вращаться на шарикоподшипниках. В этом случае потери на трение скольжения резко снижаются. Ось ротора имеет перегородку 5 и отверстия 4 и 6, связанные с нагнетательным и всасывающим трубопроводами. При вращении ротора поршни, скользящие по дуге $\alpha\beta$, выходят из цилиндров 7 и всасывают жидкость через отверстия 8 из всасывающего трубопровода 6 (ось ротора с отверстиями

4 и 6 и перегородка 5 неподвижна). При движении поршней по дуге 6а жидкость выталкивается в нагнетательный трубопровод 4 через отверстия 8.

Увеличение подачи насоса можно обеспечить увеличением эксцентриситета до максимально допустимого (смещением ротора вручную и с помощью электромагнитной или гидравлической системы) или увеличением цилиндров насоса (установкой их в несколько рядов (до шести)). Эти насосы более громоздки, чем аксиально-поршневые, более тихоходны и имеют малую частоту вращения.

Средняя подача радиально-поршневого насоса определяется по формуле

$$Q_{\text{ср}} = 2Fezn\gamma_0, \quad (53)$$

где $F = \frac{\pi d^2}{4}$ - площадь поршня;
 d - диаметр цилиндра в роторе;
 e - эксцентриситет;
 z - число поршеньков;
 n - частота вращения;
 $\gamma_0 = 0,97$ - объёмный КПД.

Насос реверсивен и обратим, т.е. при подведении к нему жидкости с исходными параметрами P_0 и Q_0 она начинает давить на поршеньки и вызывает их скольжение по внутренней поверхности корпуса, заставляя вращаться ротор. С вращающегося ротора можно снимать крутящий момент.

5.3. Регулирование подачи роторных насосов

1. Установка переливного клапана (рис. 53,а) параллельно насосу, отрегулированного на заданное давление. Через этот клапан часть жидкости возвращается во всасывающий трубопровод насоса. Если давление нагнетания P_H меньше давления клапана P_K , то клапан закрыт. При достижении P_H значения P_K клапан начинает открываться. Степень его открытия зависит от соотношения P_H/P_K . При полностью открытом клапане вся (или почти вся) жидкость с нагнетания уходит на всасывание.

Характеристика роторного насоса с переливным клапаном представлена на рис. 57, кривая $C_1B_1A_1$. До давления P'_H переливной клапан закрыт и характеристика описывается линией A_1B_1 . При дав-

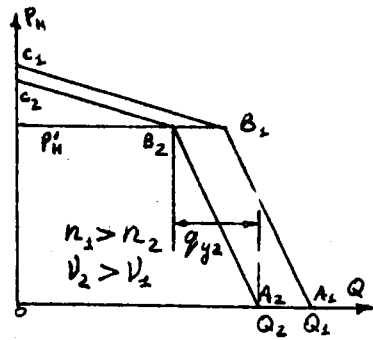


Рис. 57. Характеристика роторного насоса с регулированием

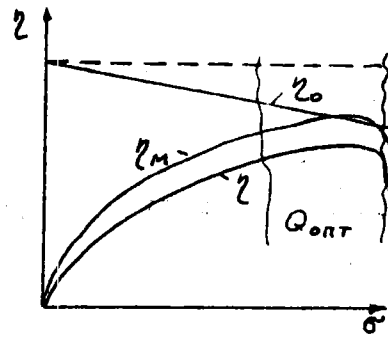


Рис. 58. Зависимость КПД насоса от критерия подобия

Арматура	Обозначение	Арматура	Обозначение
Вентиль (клапан) запорный проходной угловой		Клапан дроссельный	
Вентиль (клапан) трехходовой		Клапан редукционный	
Вентиль (клапан) регулирующий проходной угловой		Клапан воздушный (вантуз)	
Клапан обратный проходной угловой		Задвижка	
Клапан предохранительный проходной угловой		Затвор поворотный	
Регулирующая заслонка		Кран проходной угловой	
Задвижка с электроприводом		Кран трехходовой	
		Кран четырехходовой	
		Соединение труб	
		Крестовина	
		пересечение	
		тройник	

Рис. 59. Условные графические обозначения арматуры общего назначения по ГОСТ 2.785-70

лении p_H^1 переливной клапан открывается, часть жидкости сливается и характеристика описывается линией B_1C_1 . В т. C_1 вся жидкость с нагнетания будет поступать через переливной клапан на всасывание.

Естественно, что этот способ регулирования подачи неэкономичен, так как мощность потока, создаваемая насосом, теряется в клапане бесполезно (переходит в тепло и рассеивается в окружающую среду). Как правило, этот способ применяется на насосах малой мощности с нерегулируемым рабочим объемом.

2. Изменение рабочего объема насоса. Более экономичный способ регулирования подачи, но более сложный и дорогостоящий. Изменение рабочего объема возможно в пластинчатых, аксиально- и радиально-поршневых насосах. В роторно-поступательных насосах это легко достигается изменением величины эксцентриситета (подача изменяется от $+Q_{max}$ до $-Q_{max}$, т.е. может быть обеспечена и обратная перекачка). В аксиально-поршневых насосах изменение подачи может быть осуществлено изменением угла наклона блока или диска.

Если необходимо пересчитать и перестроить характеристику роторного насоса с маловязкой жидкости (ν_1, n_1) на вязкую (ν_2, n_2), то пользуются формулами подобия (21) ... (28).

Подача насоса пропорциональна частоте вращения и значение Q_2 находится из формулы (22). При неизменном давлении утечки пропорциональны вязкости, т.е.

$$\eta_{г2} = \eta_{г1} \frac{\nu_1}{\nu_2} \quad (54)$$

Построение характеристики на другую вязкость ($\nu_2 > \nu_1$) производится достаточно просто. Подача Q_2 известна по величине Q_1 и частотам вращения n_2 и n_1 . Ордината т. B_2 не изменяется, так как характеристика переливного клапана зависит в основном от регулировочной пружины, а не от свойств перекачиваемой жидкости. Абсцисса т. B_2 находится из условия $(Q_2 - q_{г2})$. Участок B_2C_2 новой характеристики проводят параллельно линии B_1C_1 . Характеристикой $A_2B_2C_2$ пользуются при перекачке жидкости с вязкостью ν_2 .

КПД роторных насосов равен произведению $\eta = \eta_o \eta_m \eta_r$. Гидравлический КПД для роторных насосов принимают равным едини-

це, так как гидравлические потери при высоких давлениях, развиваемых этими насосами, обычно малы по сравнению с двумя другими видами потерь. Если требуется очень точный расчёт и если насос имеет высокую частоту вращения, то η_r необходимо учитывать. Экспериментом установлено, что объёмный КПД η_o роторного насоса уменьшается по прямой, а механический КПД η_m возрастает по кривой при увеличении безразмерного комплекса $\sigma = P_n / \mu \omega$, называемого критерием изогональности (рис. 58). При возникновении сухого трения эта зависимость резко нарушается. Появляется область максимальных КПД и, следовательно, область оптимальных режимов работы насоса. Уменьшение рабочего объёма насоса приводит к заметному снижению КПД.

6. ТРУБОПРОВОДНАЯ АРМАТУРА

Магистральный трубопровод состоит из линейной части, перекачивающих и распределительных станций, предназначенных для подачи транспортируемой среды потребителям. Нормальная эксплуатация трубопровода невозможна без арматуры — неотъемлемой части любого трубопровода. Расходы на арматуру составляют около 10 ... 12 % капитальных вложений и эксплуатационных затрат. Трубопроводная арматура представляет собой устройства, предназначенные для управления потоками жидкости, перекачиваемой по трубопроводу.

Арматура подразделяется на три основных класса: запорная, регулирующая и предохранительная. Запорная арматура служит для полного перекрытия потока в трубопроводе. Регулирующая — для изменения давления или расхода. Предохранительная предназначена для защиты трубопроводов, сосудов или аппаратов от разрушения при превышении допустимого давления среды.

На трубопроводах применяется арматура для линейной части и для перекачивающих станций. Запорная арматура линейной части трубопроводов, устанавливаемая через каждые 10 ... 50 км в зависимости от рельефа трассы и перекачиваемого продукта, предназначена в основном для отключения участков трубопровода в случае аварии или ремонта. Эта арматура нормально всегда открыта и срабатывает весьма редко (несколько раз за период эксплуатации). На перекачивающих и распределительных станциях арматура предназ-

начена для оперативных переключений, обеспечивающих основные технологические процессы, и поэтому она работает весьма часто. Срок службы станционной арматуры много меньше срока службы линейной арматуры.

К арматуре предъявляются следующие требования: прочность, герметичность, надёжность работы, взрывоопасность и коррозионная стойкость. По величине условного давления арматура подразделяется на три группы: низкого давления ($P_y < 1$ МПа), среднего давления ($P_y = 1,6 \dots 6,4$ МПа) и высокого давления на $P_y = 10 \dots 100$ МПа. С повышением температуры перекачиваемой среды максимальное рабочее давление, которое допускается для данной арматуры, снижается.

Перед установкой арматуры на объект ее положено испытать водой при температуре 100°C на прочность и плотность. Испытательное давление составляет: при $P_y \leq 20$ МПа $P_u = 1,5 P_y$, а при $P_y > 20$ МПа $P_u = 1,25 P_y$.

Основной характеристикой арматуры является диаметр условного прохода D_y — номинальный внутренний диаметр трубопровода, на котором устанавливают данную арматуру. При одном и том же условном диаметре действительное проходное сечение арматуры может быть различным — полнопроходной кран, кран с трапецевидным проходом и т.д. Для пропуска очистных или разделительных устройств необходимо знать фактическое проходное сечение арматуры — оно должно быть не меньше проходного сечения трубопровода.

По размеру условного прохода различают арматуру малых проходов ($D_y \leq 40$ мм), средних проходов ($D_y = 50 \dots 250$ мм) и больших проходов ($D_y > 250$ мм).

Графические условные обозначения арматуры на схемах и чертежах регламентированы ГОСТ 2.765-70 (рис. 59).

Арматура для газонефтепроводов изготавливается из чугуна серого, чугуна ковкого, углеродистой легированной стали, цветных металлов и пластмасс, в зависимости от энергетических параметров потока (давления и температуры), диаметра трубопровода и назначения арматуры. По возможности материал арматуры должен соответствовать материалу трубопровода.

В качестве сальниковой набивки в арматуре для нефтепроводов с температурой продукта до 100°C применяется хлопчатобумажная пропитанная набивка марки ХПБ и леньковая плетеная пропитанная набивка марки ЛП. При температуре перекачиваемого нефтепродукта

до 200 °С применяются плетеные асбестовые набивки марок АП (пропитанная), АМБ (маслобензостойкая), АПА (прорезиненная пропитанная) и др. Для всех нефтепродуктов в качестве сальниковой набивки можно применять бензостойкую резину.

Прокладки для арматуры изготавливаются из паронита, хлорвинила, картона прокладочного, пропитанного горячей алифой, столярным клеем, техническим желатином с глицерином. В качестве материала для прокладок можно применять листовую маслобензостойкую резину.

Арматура из нового чугуна допускается к установке на газопроводах с рабочими температурами от -30 до +150 °С и при рабочих давлениях не выше $P_p \leq 1,6$ МПа. Арматура из серого чугуна допускается к установке на газопроводах в пределах рабочих температур не ниже -10 °С и не выше +100 °С с рабочим давлением среды $P_p \leq 0,6$ МПа. Чугунную арматуру нельзя применять на трубопроводах для сильнодействующих ядовитых газов; на трубопроводах, подверженных вибрации; на трубопроводах, работающих при резко переменном температурном режиме среды; при температурах ниже -30 °С для ковкого чугуна и -10 °С - для серого чугуна; при перекачке замерзающих жидкостей около 0 °С; при давлениях выше рабочих.

Арматура общего назначения, изготовленная из хромоникелевых сталей, может применяться при температуре перекачиваемой среды не ниже -70 °С. Использование арматуры из цветных металлов и сплавов допускается лишь в случаях, когда нельзя применять стальную или чугунную арматуру. Вся стальная арматура должна иметь изготовленные совместно с корпусом патрубки длиной не менее 100 мм при $D_y \leq 150$ мм и не менее 200 мм при $D_y > 150$ мм.

Запорная арматура, имеющая диаметр прохода более 400 мм, должна применяться с механическим приводом.

Для обеспечения нормальной работы арматуры в ней применяются антифрикционные и уплотнительные смазки и гидромасла. Смазки и масла должны обеспечивать сохранность жидкой прослойки, не выдавливаться с поверхностей под действием нагрузок, должны быть физически и химически стойкими. Смазки бывают: антифрикционные, защитные и уплотняющие (герметики); низко-, средне- и тугоплавкие; водостойкие, морозостойкие; защитные от коррозии, кислотоупорные.

В арматуре и приводах арматуры применяются: промышленные масла, гидромасла, смазки ЦИАТИМ и ВНИИНП, солидол, универсальная тугоплавкая смазка УТ-1 (консталин жировой), УТ-2, пушечная

смазка УНЗ (при хранении), уплотнительные смазки. В уплотнительные смазки входят графит, слюда, тальк, дисульфид молибдена, окиси металлов, металлические порошки, которые повышают герметизирующую способность и термостойкость смазки, снижают коэффициент трения, улучшают прилипаемость смазки. Гидромасла используются в качестве рабочей жидкости для гидроприводов кранов. К маслам для гидроприводов предъявляются следующие требования: должны иметь высокую температуру кипения, низкую температуру застывания, положительную вязкостно-температурную кривую; не разлагаться, не выделять вредных газов и не образовывать веществ, засоряющих каналы гидроприводов; не вызывать коррозию деталей, разрушения резиновых и пластмассовых уплотнений; не пениться в контакте с нефтью и газами. В основном применяются гидромасла типа АМГ-10, МГЕ-10А, ВМГЗ.

Основные требования к запорной арматуре линейной части магистральных трубопроводов: минимальное гидравлическое сопротивление полностью открытой арматуры; легкость срабатывания после длительной эксплуатации в открытом положении; долговечность (не менее 10 ... 20 лет) надежной работы; безотказность срабатывания в случае утечки перекачиваемой жидкости.

К запорной арматуре перекачивающих станций предъявляются другие требования: должна иметь большое число циклов срабатывания до отказа; высокая надежность; возможность работы на сменных уплотнениях (арматура находится под непрерывным контролем); взрывобезопасность; герметичность затвора и всех уплотнений; коррозионная стойкость.

Запорная арматура бывает четырех типов:

- задвижки - запорный элемент перемещается поперек потока (применяются и на трубах больших диаметров и высоких давлений). Площадь уплотнительных поверхностей задвижек мала - всего два узких кольца по контуру запорного устройства. Основное достоинство - малое гидравлическое сопротивление. Недостатком задвижек является большое трение при подъеме или опускании запорного устройства, а также большая высота конструкции; большие габариты и вес;

- вентили - запорный элемент перемещается вдоль потока жидкости без трения о корпус и его детали. Поэтому уплотнение мало изнашивается даже при высоких контактных давлениях. Вентили в основном применяют на трубопроводах высокого давления. По срав-

нению с задвижками высота вентиля меньше, но зато длина их значительно больше, что объясняется размещением колена трубы с седлом (вентиль). Вентиль – эффективный вид угловой арматуры. Недостатком вентилей является необходимость преодоления давления среды при открывании или закрывании, что нагружает шпильку и привод вентиля. Для снижения этого недостатка часто применяют разгрузочные устройства (золотники малого диаметра). В связи с этим вентили среднего и высокого давлений применяют при проходах не выше 400 мм, но преимущественно применяются вентили с условным проходом до 150 мм. Вентили имеют малый рабочий ход запорного элемента – это и определяет их малую высоту по сравнению с задвижками. Уплотнение у вентилей на запорном устройстве может быть резиновым или пластмассовым, так как оно работает практически без трения. Большим недостатком вентилей является большое гидравлическое сопротивление;

– краны – поворотные запорные устройства, уплотнительные поверхности которых во время работы остаются в контакте друг с другом и защищены от рабочей среды, что уменьшает коррозию и эрозию уплотнений, позволяет применять смазку трущихся поверхностей, повышает герметичность, надёжность и долговечность работы затвора. Краны имеют низкое гидравлическое сопротивление, не имеют застойных зон. Краны изготавливают полнопроходными, трех- и четырехходовыми. Недостатком кранов является не очень надёжная герметичность при незначительном износе;

– дисковые затворы – наиболее простой вид арматуры. Имеют минимальные размеры, габарит и вес. Очень удобны при больших проходах и низких давлениях. Основным недостатком дисковых затворов является низкая герметичность, особенно при повышенных давлениях.

Выбор типа запорной арматуры производится в зависимости от конкретных условий и технологического процесса, свойств перекачиваемой среды, характера работы арматуры, вида нагрузок, температурного режима. Большую роль играют габариты и масса запорной арматуры, вид привода для срабатывания ее, быстрота срабатывания. Выбор типа арматуры определяется надёжностью ее работы и экономичностью с учетом установки и обслуживания. Одним из основных свойств арматуры является ее герметичность (при перекачке ядовитых веществ герметичность должна быть абсолютной, а для воды допускается пропуск относительно больших размеров). Наиболее герметичны вентили и шаровые краны с плавающей пробкой, в которых для

уплотнения используется усилие от давления перекачиваемой среды (у вентилей часто это давление мешает герметизации). На трубопроводах диаметром более 300 мм рекомендуется применять задвижки, в том числе и с контактной поверхностью, покрытой пластмассой или специальной резиной, а также шаровые краны со смазкой либо с неметаллическим уплотнением.

При малых рабочих давлениях (до 0,6 МПа) и больших проходах арматуры наиболее экономичны дисковые затворы с резиновым уплотнением, там, где требуется абсолютная герметичность. Для жидкостей с мехпримесями нужно применять также запорные устройства, которые обеспечивают надежное и плотное перекрытие потока (например, шаровые краны с пластмассовыми седлами или двухдисковые задвижки с принудительной очисткой уплотнений при закрывании).

Если перекачиваемая среда может застывать или из нее выпадает осадок, то применять вентили и задвижки не рекомендуется, так как в корпусах этой запорной арматуры имеются застойные зоны, где могут скапливаться отложения или замерзать перекачиваемая жидкость, а это будет затруднять перемещение запорного элемента. В этом случае целесообразно применять конические или шаровые краны.

Араматура, работающая на керосине, должна отвечать требованиям по герметичности, как и для газообразных сред. Из газов наибольшую герметичность требуют водород и гелий.

Для высоковязких нефтепродуктов желательно применять арматуру с обогревом т.е. корпуса арматуры должны иметь или рубашки для теплоносителя, или электроподогрев.

Особые требования предъявляются к арматуре для трубопроводов сжиженного газа. Сжиженный газ хорошо растворяет масла и смазки, а сам не является смазкой. Он разрушает резиновые уплотнения, поэтому в арматуре для сжиженных газов необходимо применять специальные пластмассы. Достаточно широко применяются на трубопроводах сжиженного газа шаровые краны с пластмассовым уплотнением. В среде сжиженных газов хорошо работают фторопласт, нейлон, полиэтилен.

Важное значение при выборе арматуры имеет характер ее работы - или постоянно открытое (закрывание только на период ремонта или в аварийных ситуациях), или с частым срабатыванием (станционные). В первом случае предпочтительно применять краны, а во

втором - лучше работают вентили, потому что у задвижек будет большой износ уплотнений при частом открытии и закрытии.

При перекачках с резкими колебаниями давления, вызывающих ударные волны, применять чугунную арматуру не рекомендуется из-за хрупкости чугуна. При наличии вибрации лучше применять арматуру с резиновым уплотнением - резина "гасит" колебания.

При необходимости дросселирования потока лучше всего применять шиберные задвижки или краны. Клиновые задвижки применять не рекомендуется, так как они создают дополнительную вибрацию потока - разрушаются сами и разрушают присоединенное оборудование.

Запорную арматуру с уплотнением из фторопласта можно эксплуатировать в интервале температур от -200 до $+260$ °C. При низких температурах эксплуатации корпуса запорной арматуры необходимо изготавливать из латуни или никелевых сплавов.

Стоимость арматуры пропорциональна ее массе. Наиболее дешевыми являются дисковые затворы.

6.1. Задвижки

Задвижка - запорное устройство, в котором проход перекрывается поступательным перемещением затвора перпендикулярно движению потока. Они изготавливаются с диаметрами условных проходов от 50 до 2000 мм при рабочих давлениях от 0,4 до 20 МПа и температурах перекачиваемой среды до 450 °C.

На отечественных магистральных нефтепроводах обычно применяют стальные клиновые задвижки с электро- или гидropневмоприводом. В газовой промышленности их применяют на газопроводах и трубопроводах компрессорных и газораспределительных станций.

Преимущества задвижек:

- малое гидравлическое сопротивление при полностью открытом проходе;
- отсутствие поворота потока перекачиваемой среды;
- практически независимая работа от вязкости перекачиваемой среды;
- простота обслуживания;
- малая строительная длина по сравнению с другими видами запорной арматуры;
- независимость от направления движения перекачиваемой среды;
- достаточно высокая эффективность (в сравнении с другими запорными устройствами) при условных проходах более 300 ... 400 мм.

Недостатки:

- большая высота, особенно при больших условных проходах;
- невозможность применения при перекачках сред с кристаллизующимися включениями;
- невысокая скорость срабатывания затвора;
- возможность возникновения гидравлического удара в трубе при внезапном перекрытии потока (обрыв шпинделя, поломка ходовой гайки);
- трудности замены изношенных уплотнительных поверхностей затвора при ремонте.

Задвижка (рис. 60) состоит из корпуса 4, верхней крышки 7, которые образуют рабочую полость, запорных и уплотняющих деталей, установленных в них. Герметизация полости производится прокладками 5 и 8. Корпус задвижки представляет собой цельную, литую или сварную конструкцию высотой более двух диаметров перекрываемого прохода. Корпус имеет два патрубка, которыми задвижка присоединяется к трубопроводу. Внутри корпуса установлены два кольцевых седла 1 и затвор 2, который в данном случае представляет собой клин с укрепленными на нем с двух сторон уплотнительными кольцевыми поверхностями. В закрытом положении уплотнительные кольца затвора плотно (с помощью привода) прижимаются к уплотнительным кольцам 1 корпуса. Уплотнительные кольца корпуса и затвора изготовливаются из антифрикционного материала и запрессовываются в гнезда, что позволяет их менять в процессе эксплуатации. В верхней части затвора укреплена ходовая гайка 3, в которую ввинчен шпиндель 6, жестко соединенный с маховиком 11. При вращении маховика 11, ходовая гайка с затвором поднимается или опускается, т.е. происходит поступательное перемещение (вверх, вниз) затвора 2. При опущенном затворе с одной из его сторон возникает большая сила, действующая на затвор, которая передается на уплотнительные поверхности седла. Величина силы зависит от перепада давлений рабочей среды до и после задвижки. Сила подъема затвора зависит от коэффициента трения уплотнительных колец и удельного давления на них. Система "гайка-винт" является самотормозящей, что исключает самопроизвольное перемещение затвора. Уплотнение в месте выхода шпинделя 6 из рабочей полости задвижки обеспечивается сальниковым устройством 9. Набивка сальника изготовлена из пропитанного графитом асбестового шнура и поджимается с помощью нажимной втулки 10.

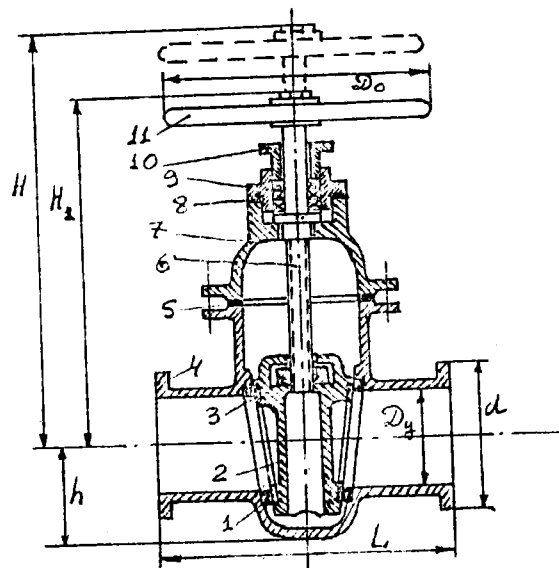
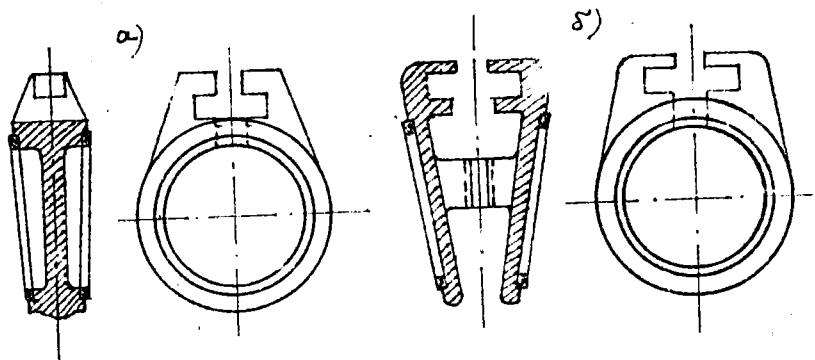


Рис. 60. Задвижка

Рис. 61. Клиновые затворы:
а) - цельный; б) - упругий

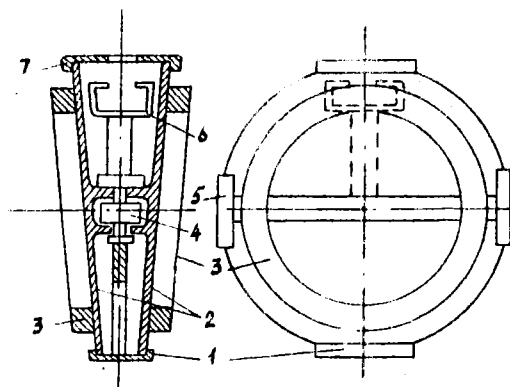


Рис. 61а. Клиновые затворы:
1, 7 - ободки; 2 - диски; 3 - уплотнительные кольца;
4 - грибок; 5 - направляющие устройства; 6 - ободка
для горки

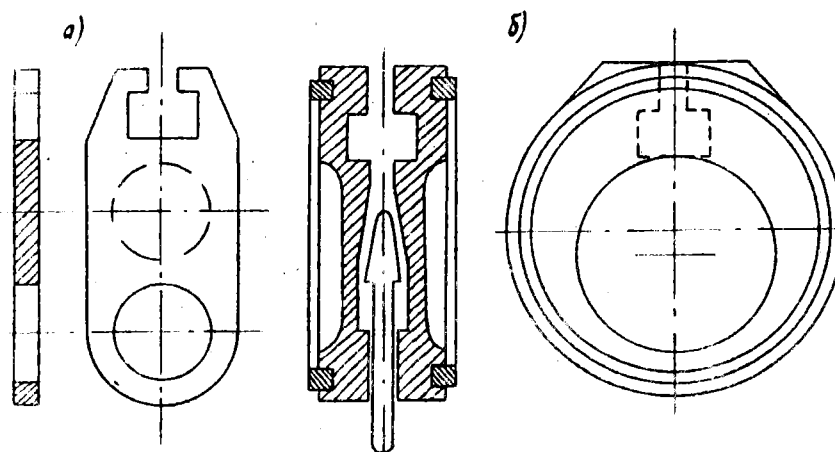


Рис. 62. Затворы параллельных задвижек:
а) - однодисковый, б) - двухдисковый

Существуют самые разнообразные конструкции задвижек. Наиболее употребительной является классификация задвижек по конструкции затвора. Они подразделяются на клиновые и параллельные. Клинновые задвижки бывают с цельным, упругим или составным клином. Параллельные задвижки выпускаются однодисковыми и двухдисковыми. Все задвижки изготавливаются полнопроходными (диаметр прохода задвижки равен диаметру трубопровода) и с суженным проходом. В зависимости от конструкции системы "винт-гайка" и ее расположения (в перекачиваемой среде или вне ее) задвижки могут быть с выдвижным или невыдвижным шпинделем.

Клиновыми называются задвижки, затвор которых имеет вид плоского клина (см. рис. 60). Уплотнительные поверхности в них параллельны уплотнительным поверхностям затвора, которые расположены под некоторым углом к направлению перемещения затвора. Эти задвижки обладают повышенной герметичностью и малыми усилиями, необходимыми для поднятия и опускания затвора. Задвижки с упругим клином (рис. 61) обеспечивают лучшее уплотнение прохода без специальной подгонки, т.к. затвор выполнен в виде разрезанного клина, обе части которого связаны между собой пружинящим элементом. Задвижки с составным клином часто называют двухдисковыми. Применяются для обеспечения высокой герметичности (рис. 61а).

В параллельных задвижках уплотняющие поверхности седел параллельны друг другу и перпендикулярны к направлению потока. Затвор в таких задвижках называют "диском", "шибером" или "ножом". Недостатком этих задвижек является большое усилие (большой расход энергии) при открывании и закрывании из-за большого трения между уплотнительными поверхностями седла и затвора, а вследствие этого - значительный их износ. Однодисковый затвор (шибер) (рис. 62а) выполнен в виде пластины с скругленной нижней частью, в которой имеется отверстие диаметром, равным диаметру трубы, а в верхней части - устройство для размещения хвостовика шпинделя. При закрытии затвор перемещается вниз. Однодисковые (шиберные) задвижки применяют тогда, когда не требуется высокой герметичности прохода.

Двухдисковые параллельные задвижки с составным клином (см. рис. 62б) применяются, когда требуется надежная герметизация потока. Они практически не имеют износа уплотнительных поверхностей дисков и седел корпуса. Недостатками этих задвижек являются: сложность конструкции затвора и его жесткость; потребность в направляющих для затвора, что усложняет технологию обработки корпуса.

При перекачке жидкостей с низкими температурами и невысокими рабочими давлениями иногда применяют задвижки с уплотнительными поверхностями затвора, изготовленными из резины, фторопласта и др. В таких задвижках седел нет, а используются механически обработанные поверхности корпуса.

На магистральных нефтепроводах обычно используются стальные клиновые задвижки с электроприводом на $P_y = 6,4 \dots 8,0$ МПа и $D_y = 700 \dots 1200$ мм (табл. 6.1). Обозначения на рис. 60.

Таблица 6.1

Основные габаритные размеры (мм) задвижек
30с905нж клиновых с выдвижным шпинделем и
патрубками под приварку к трубопроводу

D_y	L	d	H	H_1	h	D_0	Масса, кг
700	1300	762	4370	3600	600	500	6000
800	1300	860	4550	3750	600	500	7000
1000	1900	1070	5920	4910	730	500	11000
1200	1900	1270	6420	5220	880	500	15000

Задвижки типа 30с905нж устанавливаются на трубопроводах для перекачки нефти и нефтепродуктов с рабочей температурой от -40 до $+40$ °С. Они устанавливаются на горизонтальном участке трубопровода электроприводом вверх. Электропривод во взрывозащищенном исполнении; срабатывает при перепаде давления на запорном органе не более 5 МПа. Запорный орган имеет упругий клин. Уплотнительные поверхности корпуса и клина наплавлены сплавом повышенной стойкости. Кроме этих задвижек, на магистральных трубопроводах применяются задвижки ЗКЛПЗ-75 с $D_y = 300 \dots 1000$ мм и $P_y = 80$ МПа, предназначенные для сернистых нефтей и светлых нефтепродуктов с рабочей температурой от -40 до $+90$ °С, и стальные клиновые задвижки 30с511нж и 30с911нж с $D_y = 300$ и 500 мм и $P_y = 8,0$ МПа, предназначенные для перекачки нефтей и нефтепродуктов с рабочей температурой до 425 °С.

6.2. Вентили

К вентилям относятся запорные устройства с поступательным перемещением затвора в направлении, параллельном потоку транспор-

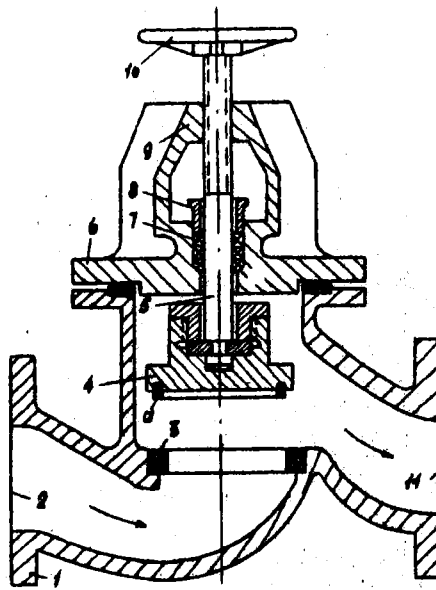


Рис. 63. Проходный запорный вентиль с тарельчатым золотником

тируемой среды. Затвор перемещается с помощью системы "винт-ходовая гайка". Вентили выпускаются с диаметром условного прохода не выше 400 мм, рабочее давление до 250 МПа при температуре перекачиваемой среды от -200 до $+450$ °С. Они могут использоваться в качестве дросселирующего устройства. Достоинства: простота конструкции, обслуживания и ремонта; малый ход запорного устройства, малые габариты по высоте; высокая герметичность перекрытия потока; возможность установки вентили на трубопроводе в любом положении (вертикальном, горизонтальном); исключение возможности возникновения гидравлического удара. Недостатки: высокое гидравлическое сопротивление; большая строительная длина; плохая герметичность при перекачках жидкостей с мехпримесями; подача среды только в одном направлении. Применение вентилей на линейной части магистральных трубопроводов из-за большого гидравлического сопротивления нецелесообразно, но их широко применяют на вспомогательных системах перекачивающих станций.

Вентиль (рис. 62) состоит из корпуса I, в котором смонтирован узел верхней крышки 6, изготовленной за одно целое с ходовой гайкой 9, сальником 7 и прижимной втулкой 8. Внутренняя поверхность корпуса I и верхней крышки 6 образуют рабочую полость вентили. В корпусе вентили имеются всасывающий II и нагнетательный II патрубки, которыми вентиль присоединяется к трубопроводу. Узел затвора состоит из седла 3, укрепленного в корпусе вентили, золотника 4 с кольцевым уплотнением "а", предназначенным для перекрытия потока среды. Седло и уплотнительное кольцо "а" изготавливаются из специального металла, резины или фторопласта.

Конструкция узла соединения золотника 4 со шпинделем 5 обеспечивает возможность вращения тарелки золотника относительно шпинделя, что способствует плотному прилеганию уплотнительного кольца к седлу. При полном закрытии вентили приходится преодолевать усилие среды. При закрытом вентили можно производить замену набивки 7 сальника. Металлические уплотнительные поверхности наплавляют специальными сплавами, а затем при сборке вентили притирают. Шпиндель приводится во вращение маховиком 10.

По конструкции корпуса вентили подразделяются на проходные, прямооточные, угловые и смесительные. По назначению вентили бывают запорными, запорно-регулирующими и специальными. Регулирующие вентили подразделяют по конструкции дроссельных устройств на вен-

тили с профилированными золотниками и игольчатые вентили. Запорные вентили подразделяют на вентили тарельчатые и диафрагмовые. Уплотнения шпинделя бывают сальниковые и сильфонные.

Проходные вентили (см. рис. 63) имеют корпус с соосными или параллельными патрубками и широко применяются на практике. В этих вентилях поток рабочей жидкости делает, по крайней мере, два поворота (что и приводит к большому гидравлическому сопротивлению). Нижняя часть корпуса усилена ребром жесткости, что повышает надёжности корпуса. Это наиболее распространенная форма вентилей.

Прямоточные вентили имеют корпус с соосными патрубками и практически прямолинейное движение потока жидкости, а ось шпинделя расположена под углом к оси прохода. Эти вентили имеют малое гидравлическое сопротивление, компактны, не имеют в корпусе застойных зон, но имеют большую строительную длину L и большую массу (рис. 64а).

Угловые вентили имеют корпус с перпендикулярно расположенными патрубками (см. рис. 64б). Один из патрубков может быть соосен или параллелен оси шпинделя. Эти вентили монтируются на повороте трубопровода. Они имеют большое гидравлическое сопротивление, большие габариты (высоту) и массу. Рассчитаны на работу при давлениях до 6,4 МПа и обычных температурах окружающей среды.

Диафрагмовые (мембранные) вентили имеют запорный элемент в качестве эластичной диафрагмы (мембраны), перекрывающей проход. Применяются при температурах перекачиваемой среды до 150 °С и рабочих давлениях до 1,6 МПа. Преимущества: простота конструкции, отсутствие сальника, зон застоя, малое гидравлическое сопротивление, малые габаритные размеры и масса. Основной недостаток — краткий срок службы мембраны. В диафрагмовых вентилях шток совершает только поступательное движение. Мембранные вентили часто выпускают с футеровкой внутренних поверхностей корпуса резиной, полиэтиленом, фторопластом или эмалированными.

Сильфонными называют вентили, в которых в качестве уплотнительного элемента, разделяющего рабочую полость с окружающей атмосферой в месте выхода шпинделя, применяют сильфоны. Эти вентили применяются при перекачке сред, утечки которых в окружающую среду недопустимы из-за высокой стоимости, агрессивности, взрыво- или пожароопасности, ядовитости и др. Недостатком является слож-

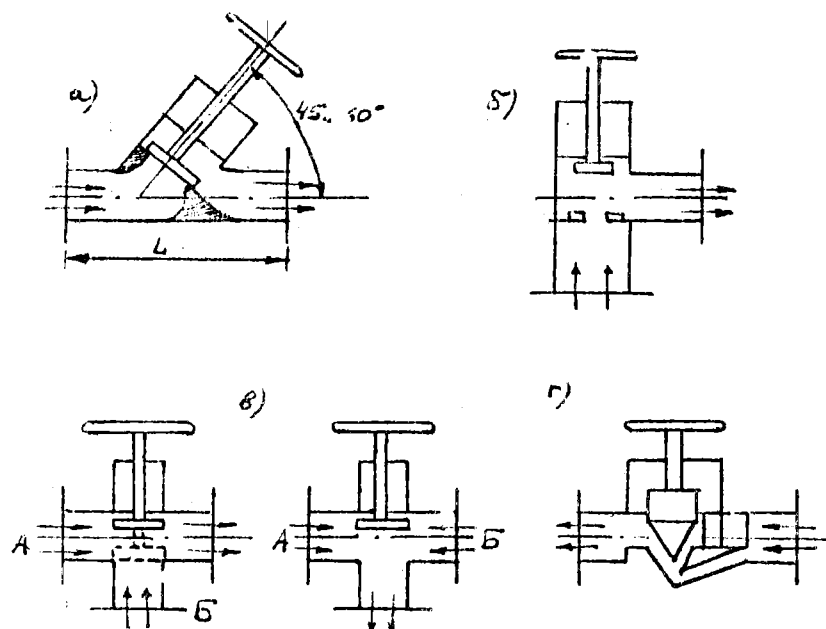


Рис. 64. Схемы различных вентилей:
 а)-прямоточный; б)-угловой;
 в)-смесительный; г)-запорно-
 регулирующий (игольчатый)

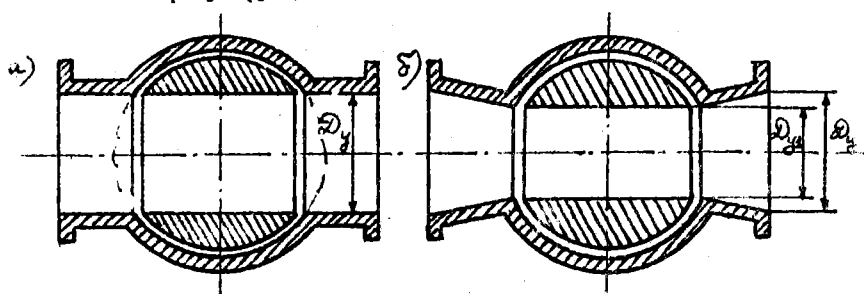


Рис. 65. Схемы шаровых кранов;
 а)-полнопроходной;
 б)-суженный проход

ность конструкции и высокая стоимость, трудность ремонта. В сильфонных вентилях шпиндель должен совершать только поступательное движение.

Смесительные вентили предназначены для смешивания двух потоков А и Б в одном корпусе - рис. 64в. По габаритным размерам, массе и стоимости смесительные вентили не отличаются от проходных, но их гидравлическое сопротивление в 1,5 ... 2 раза ниже. Эти вентили можно использовать и в качестве разделительных. Корпус вентили имеет "трехходовую" конструкцию. Смесительных вентилей выпускается пока ограниченное количество.

Запорно-регулирующие вентили - устройства, обеспечивающие управление подачей жидкости путем изменения гидравлического сопротивления дроссельной пары с надёжным фиксированием промежуточных положений. Кроме регулирования потока эти вентили и перекрывают его. Конструкция запорно-регулирующих вентилей аналогична конструкции проходных или угловых запорных вентилей. В них запорное устройство изготавливается в виде профилированного золотника, чаще всего типа конической пробки (см. рис. 64г), которые хорошо обработаны и притерты друг к другу. Золотник и седло изготавливают из специальных сплавов. Вентили с золотником в виде конуса называются игольчатыми. В этой конструкции отсутствуют специальные седла, а герметизация обеспечивается притиркой поверхности пробки к уплотнительной поверхности корпуса. Недостатки: заедание затвора, притирка исключает взаимозаменяемость.

6.3. Краны

Кран - запорное устройство (состоящее из корпуса и пробки), в котором пробка имеет форму тела вращения с отверстием для пропуска жидкости; пробка вращается вокруг своей оси. В зависимости от геометрической формы уплотнительных поверхностей пробки и корпуса краны разделяются на три основных типа: конические, цилиндрические и шаровые (рис. 66).

Конические краны. Конусность пробки составляет 1:6 или 1:7; выбирается конусность из условия обеспечения герметичности - чем меньше угол конусности, тем меньше осевое усилие вдоль пробки. При малой конусности возникает опасность заклинивания пробки в корпусе и появляется возможность задира уплотнительных поверхностей. Для обеспечения герметичности в кране необходимо создать

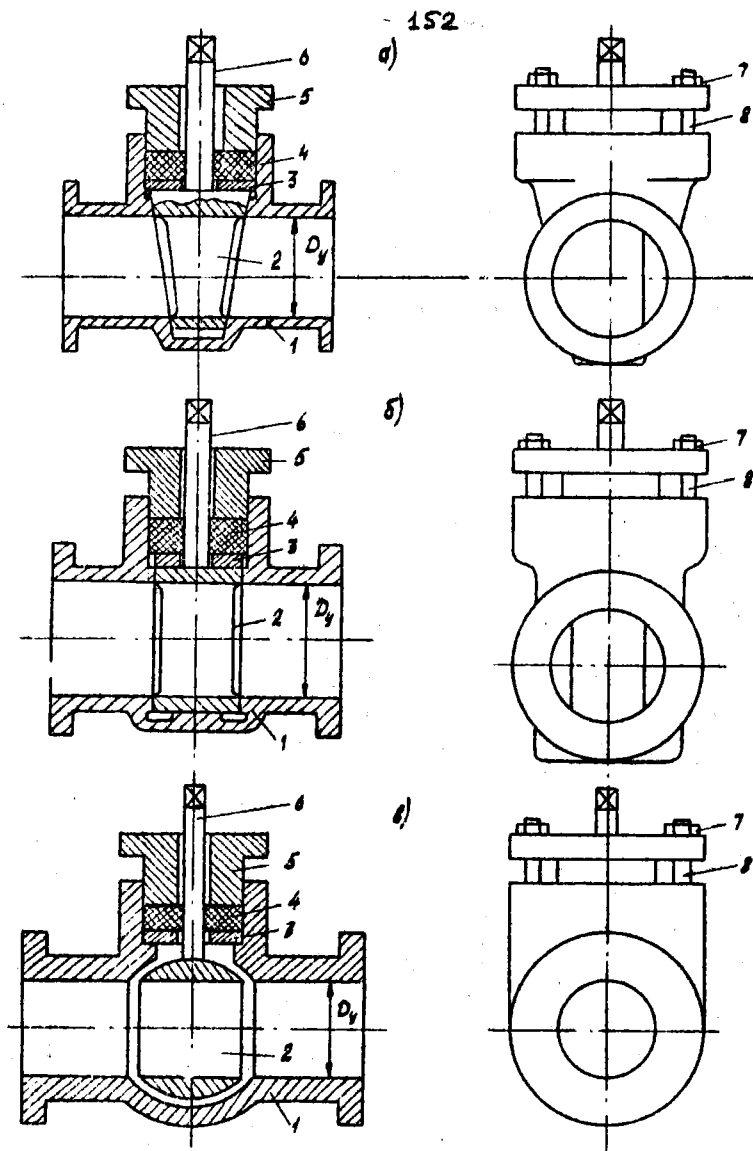


Рис. 66. Принципиальные схемы кранов:
 а) - конический; б) - цилиндрический;
 в) - шаровый

осевое давление. В зависимости от способа создания этого давления краны с конической пробкой подразделяются на натяжные, сальниковые, краны со смазкой и с прижимом.

Натяжные краны, давление в которых создается либо с помощью натяжной гайки, либо с помощью пружины, поджимающей кран к корпусу, либо с помощью упругих прокладок. Кран состоит из корпуса 1 (см. рис. 66), пробки 2, выполненной заодно с хвостовиком 6 для поворота пробки, разделительной шайбы 3, сальниковой набивки 4 и сальниковой втулки 5, поддерживающей сальниковую набивку в работоспособном состоянии. Затвор и сальниковый узел герметизируются с помощью гаек и шпилек (анкерных болтов) 8. Шток имеет хвостовик с квадратом, на который накидывается ключ для управления краном. В нижней части корпуса предусматривается винт, которым можно выдавить заклинившую пробку. Такие краны широко применяются на перекачивающих станциях. Натяжные краны не имеют, как правило, специальных уплотнительных устройств, поэтому их можно применять для низких рабочих давлений (до 1,0 МПа) и для сред, пропуск которых в окружающую среду не опасен.

Сальниковые краны характеризуются тем, что для герметичности удельные давления на конических поверхностях корпуса и пробки создаются при затяжке сальника. Усилие затяжки гаек 7 (см. рис. 66) через сальник 4 воздействует на коническую пробку 2, прижимая ее к седлу. Сальниковые краны более герметичны, чем натяжные, но имеют быстро изнашивающуюся мягкую набивку, что требует частого обслуживания. Их применяют при перекачках жидких и газообразных сред при давлениях не выше 4 МПа.

При давлениях перекачиваемой среды более 4 МПа на пробку кранов действуют большие усилия, прижимающие ее к уплотнительной поверхности корпуса, поэтому для снижения сил трения применяют краны со смазкой. В пробке сделаны вертикальные узкие канавки в плоскости уплотнения и сверления в теле. В просверленные полости набивается смазка, которая в процессе работы с помощью винта периодически выпдавливается на поверхности трения. Недостатком кранов со смазкой, по сравнению с другими кранами, является необходимость периодической набивки смазки. Однако обслуживание таких кранов не представляет трудностей. Такие краны изготавливаются с проходом не более 300 мм. При большем проходе применяются шаровые краны.

Краны с цилиндрическим затвором проще конических в изготовлении, а их уплотнительные поверхности не нуждаются в притирке. Эти краны изготавливаются с металлическим и эластичным уплотнением. Уплотнение металл по металлу обеспечивается качественным изготовлением поверхностей, небольшим натягом или минимальным зазором. Удельные давления на уплотнительных поверхностях малы. При перекачках горячих жидкостей краны с цилиндрическим затвором применять не рекомендуется, так как возможно заклинивание пробки в корпусе при неодинаковом расширении корпуса крана и пробки. Достаточно широко применяют цилиндрические краны со смазкой, система подачи которой такая же, как и у конических кранов. Цилиндрические краны с эластичным уплотнением имеют металлическую пробку и седло из пластмассы, резины или специальных составов с асбестовым, графитовым или другим наполнителем. При износе седло легко заменяется на новое.

Шаровые краны имеют преимущества конических кранов: простота конструкции, прямоточность и низкое гидравлическое сопротивление. Их отличие состоит в том, что: 1) пробка и корпус, благодаря их сферической форме, имеют меньшие габаритные размеры и массу, большую прочность и жесткость; 2) даже при неточном изготовлении контакт уплотнительных поверхностей полностью перекрывает проход и обеспечивает надёжную герметизацию; 3) в шаровых кранах с уплотнительными кольцами из пластмассы притирка вообще не производится (пробка покрывается антикоррозионным защитным слоем). Для снижения сил трения при повороте шарового крана часто применяют смазку (в основном при высоких давлениях на нефте- и газопроводах) или пластмассы с низким коэффициентом трения (фторопласт, полиамид и др.). Шаровые краны изготавливаются разнообразными по конструкции, но их все можно подразделить на два основных типа: краны с плавающей пробкой и краны с плавающими кольцами. Наиболее распространены краны с плавающей пробкой из-за их простоты и надёжности в работе. В этих кранах пробка может свободно перемещаться относительно шпинделя. Это "плавание" пробки обеспечивает надёжную герметичность затвора. В шаровых кранах с плавающими кольцами пробка воспринимает нагрузку от разности давлений перекачиваемой жидкости, а уплотнительные плавающие кольца прижимаются к пробке давлением среды или пружинами, т.е. они могут перемещаться в своих гнездах. Недостатком шаровых кранов

нов с плавающими кольцами является сложность конструкции, а также высокие требования к точности изготовления.

Шаровые краны бывают полнопроходными (рис. 65а) или с суженным проходом (см. рис. 65,б). Краны с суженным проходом более легкие и меньше стоят, чем полнопроходные того же D_y , но они имеют большее гидравлическое сопротивление. Ввиду малого числа кранов на линейной части магистрального трубопровода их общее гидравлическое сопротивление мало, поэтому примерно 90 % шаровых кранов за рубежом применяется с суженным проходом (на одну или две ступени). В основном применяются шаровые краны с плавающей пробкой и шаром на опорах (подшипники). Для трубопроводов диаметром до 500 мм применяются в основном краны с плавающей пробкой, а при больших диаметрах труб краны с пробкой на опорах. Линейные краны совершают около 2 ... 3 циклов в год (закрытие - открытие). Наиболее удобен в эксплуатации кран со съёмной крышкой. Его ремонт выполняется без вырезки крана из трубопровода.

Герметичность запорного органа шаровых кранов обеспечивается путем применения жидкого герметика, подаваемого в зазоры между седлом и поверхностью шара после каждого закрывания крана или применением уплотнительных колец из эластичного материала. В настоящее время в шаровых кранах, устанавливаемых на газопроводах, чаще всего применяются резина, фторопласт-4, капрон и др. В кранах с пробкой на опорах важное значение имеют металлофторопластовые подшипники скольжения, применяемые всеми изготовителями шаровых кранов.

Для управления шаровыми кранами применяются гидро- и пневмоприводы с масляным демпфером. Краны на магистральном газопроводе дополнительно комплектуются автоматом аварийного закрывания в случае падения давления ниже установленного.

Шаровые краны, применяемые на магистральных газопроводах и компрессорных станциях, выпускаются с условным диаметром $D_y = 50 \dots 1420$ мм на рабочее давление $P_p = 6,4; 7,5; 8,0$ и $12,5$ МПа. Для обеспечения длительного срока службы (до 20 лет) в шаровых кранах необходимо соблюдать следующие условия:

- 1) шероховатость поверхности вала, контактирующей с антифрикционным слоем втулки, должна быть не более $0,63$ мкм;
- 2) допустимая удельная нагрузка менее 100 МПа;
- 3) путь трения не более 1500 м;
- 4) скорость скольжения не более $0,01$ м/с;

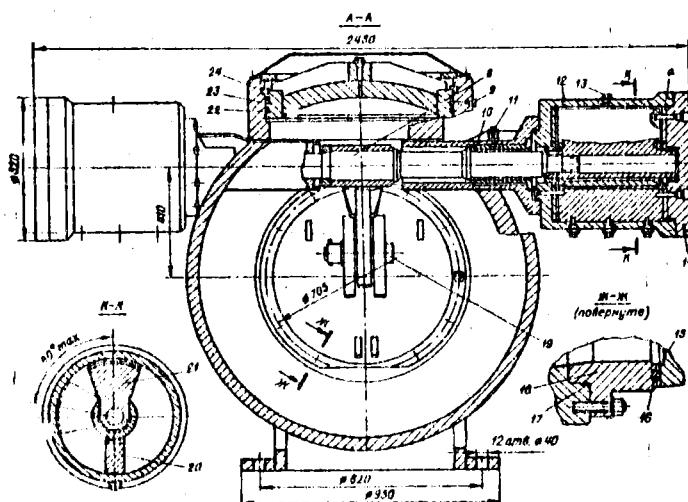
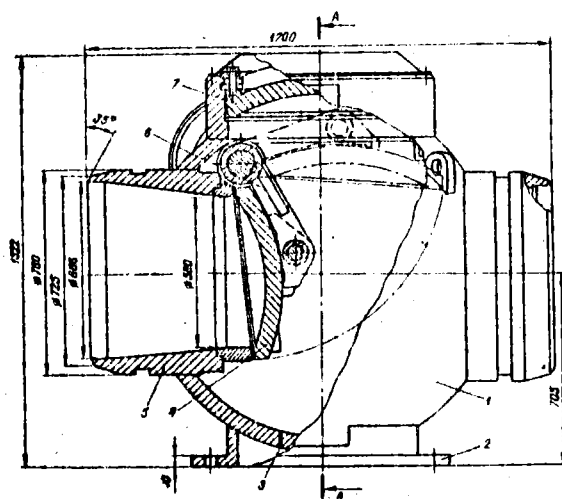


Рис. 67. Стальной обратный поворотный клапан
с $D_y = 700$ мм с пневматическим демпфером

- 5) максимальная рабочая температура менее 125 °C;
- 6) коэффициент трения не должен превышать 0,15.

Для правильного выбора крана, обеспечения его работоспособности, надежности и долговечности необходимо знать условия, в которых будет работать данная конструкция, и требования, которые предъявляются к данному запорному устройству.

6.4. Обратные клапаны

Обратный поворотный клапан (рис. 67) состоит из корпуса 1, покоящегося на опоре 2. Обратные клапаны с $D_y = 700 \dots 1000$ мм для предотвращения гидравлических ударов при быстром закрытии (появлении обратного потока) затвора снабжаются демферами (гидропневмоэмами - гидравлическими или пневматическими). Запорный орган клапана имеет тарельчатый затвор 4 с осью поворота, вынесенной за пределы отверстия в седле 18, что обеспечивает герметичную посадку затвора на седло. Седло укрепляется на патрубке 5 с помощью болтов (см. разрез ж-ж). Между седлом и патрубком устанавливается уплотнение 17. Для повышения герметичности разделяемых потоков в седле 18 на специальной державке 15 укрепляется резиновое уплотнительное кольцо 16. Затвор шарнирно осью 19 соединен с рычагом 6, который другим концом закреплен на поворотном валу 8. Концы вала проходят через уплотнения типа подшипниковых втулок 10 и соединяются с тормозными лопастями 21, поворачивающимися в гидро- или пневмоцилиндре 12. Каждый цилиндр закрыт крышкой 11 с уплотнительной прокладкой "а". С помощью неподвижной перемычки 20 и тормозной лопасти 21 создается тормозная камера, работающая только при повороте вала. Корпус клапана сварной, снабжен патрубками 5 под сварку к трубопроводу. Крышка 7 на корпусе клапана закреплена с помощью болтов и стопорного кольца 24. Герметичность крепления крышки обеспечивается уплотнением 22 и канавкой 23, откуда просочившаяся жидкость периодически сливается через пробку 9.

Вместо поворотных гидроцилиндров (демферов) могут применяться поршневые. Поршневые тормозные цилиндры, расположенные вне корпуса клапана, могут поворачиваться вокруг оси, на которую насажен его нижний конец. Поворотный вал с помощью рычага соединен шарнирно со штоком поршня, перемещающегося в цилиндре. При повороте затвора поршень перемещается в тормозном цилиндре, вы-

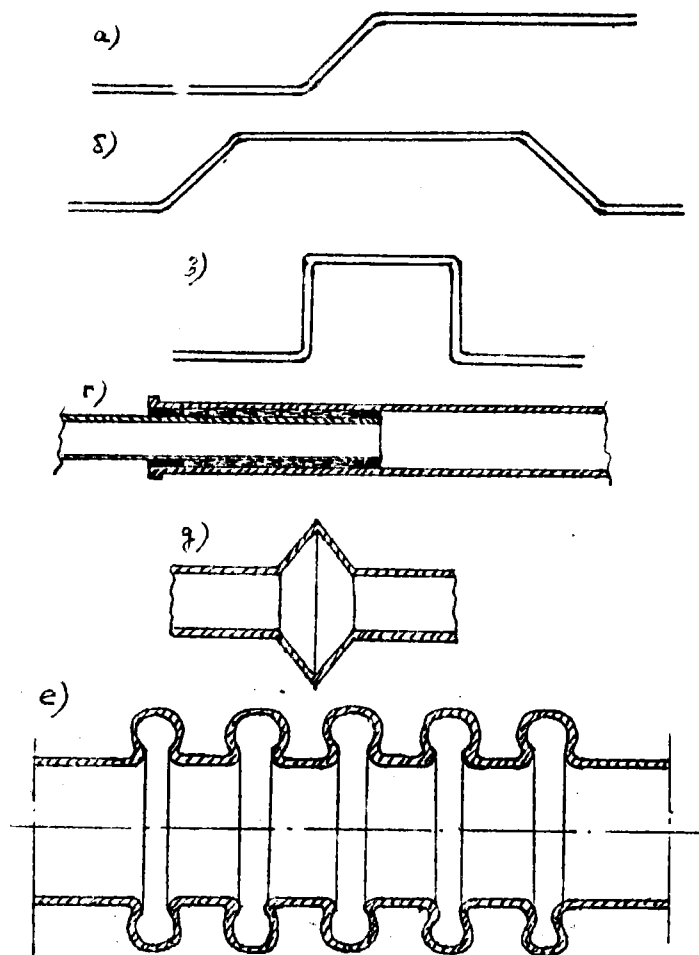


Рис. 68. Компенсаторы:

- а) - Г - или Σ - образный;
- б) - трапецидальный (симметричный и несимметричный);
- в) - П - образный; г) - сальниковый;
- д) - линзовый; е) - сифонный

тесняя масло из одной полости в другую, что и обеспечивает мягкую посадку затвора на седло. Корпус обратного клапана и тормозные цилиндры имеют ряд пробок 3, II, I3 и т.д., с помощью которых можно произвести опорожнение или заполнение соответствующей полости рабочей или смазочной жидкостью.

6.5. Компенсаторы

При сооружении трубопроводов с большими температурами перекачиваемой жидкости возникают большие продольные перемещения, для компенсации которых применяют специальные компенсаторы (рис.68). Компенсаторы устанавливают в местах: расположения перемычек по трассе трубопровода; установки запорной арматуры; узлов запуска и приема очистных сооружений; примыкания трубопроводов к КС, НПС, ГРС; подключения лупингов, отводов, резервных ниток и т.п. Компенсатор располагается на участках с сухими рыхлыми грунтами, чтобы не было большого сопротивления перемещению его в грунте. При низких давлениях (до 0,5 МПа) применяют сальниковые или линзовые компенсаторы с компенсирующей способностью: линзовые - от 5 до 35 мм; сальниковые - от 200 до 500 мм. Для труб большого диаметра применяют Г-, Z-, П-образные, лирообразные и др. компенсаторы, для которых применяются колена холодного гнутья или сварные заводского изготовления с радиусом не менее 5 диаметров трубы. Расчёт компенсаторов сводится к определению его размеров для компенсации заданного перемещения (см., например, Дерцакян А.К. Справочник по проектированию магистральных трубопроводов.-М.:Недра, 1977 или Тугунов П.И., Новосёлов В.Ф. Типовые расчёты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепроводов.-М.:Недра, 1981) .

7. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ НА МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ

7.1. Электроснабжение

Силовое электроснабжение и электрическое освещение предприятий, зданий и сооружений нефтегазовой промышленности проектируется, строится и эксплуатируется в соответствии с "Правилами устройства электроустановок" (ПУЭ).

По надёжности обеспечения электроэнергией потребители разделяются на категории. К первой категории относятся потребители, нарушение электроснабжения которых может повлечь за собой опасность для жизни людей, значительный ущерб народному хозяйству, повреждение оборудования, массовый брак продукции, нарушение сложного технологического процесса, расстройство особо важных элементов городского хозяйства. На магистральных газонефтепроводах к потребителям первой категории относятся все компрессорные станции газопроводов, головные насосные станции газопроводов, головные насосные станции нефтепродуктопроводов, пожарные насосные станции, станции радиорелейной связи.

Потребители первой категории должны обеспечиваться электроэнергией от двух независимых источников питания.

Потребители второй категории могут иметь перерывы в электроснабжении на время, необходимое для включения резервного питания дежурным персоналом или выездной оперативной бригадой. На магистральных газонефтепроводах к потребителям второй категории относятся промежуточные насосные станции нефтепродуктопроводов, станции подземного хранения, канализационные насосные, установки подготовки нефти и т.д. Питание потребителей второй категории допускается от одной воздушной линии напряжением не ниже 6 кВ.

Все остальное оборудование, здания и сооружения магистральных трубопроводов относятся к потребителям третьей категории. Для потребителей третьей категории допустимы перерывы электроснабжения на время, необходимое для ремонта или замены поврежденного элемента системы электроснабжения, но не более суток.

Электроснабжение перекачивающих станций должно осуществляться от двух независимых источников электропитания по двум

линиям: одноцепными воздушными, кабельными или кабельной и воздушной. Для перекачивающих станций с двигателями внутреннего сгорания (дизели) или газовыми турбинами при потребляемой мощности от 1,5 до 5 МВт могут применяться энергосистемы напряжением 6, 10, 35 или 110 кВ, а в некоторых случаях (при кооперировании с другими, сторонними потребителями) 220 кВ. Для перекачивающих станций с электроприводом мощностью от 30 до 200 МВт (зависит от числа цехов на площадке, числа и мощности агрегатов) напряжения питающих линий на первой ступени должно быть 110, 220 или 330 кВ. Это зависит от развития соответствующего района страны и наличия в нем энергосистем. При выборе вариантов напряжений энергосистем преимущественно выбирается наиболее высокое напряжение. Для второй ступени рекомендуется напряжение 10 кВ. Понижение напряжения производится на трансформаторных подстанциях, где смонтированы и распределительные пункты по отдельным потребителям. На перекачивающих станциях и нефтебазах применяются в основном трансформаторы типа ТП-110/10, ТП-35/10, ТП-35/6, ТП 10/0,38/0,22 и мощностью от 400 до 630 кВА. Трансформаторные подстанции могут располагаться в отдельном здании, в здании, непосредственно примыкающем к основному, или быть вписанными в контур основного здания. Могут применяться комплектные трансформаторные подстанции (КТП, КТПН, КТП), состоящие из трансформаторов и распределительных устройств, поставляемых в собранном виде или полностью подготовленных для сборки. Распределительные устройства (РУ) или комплектные распределительные устройства (КРУ) предназначены для приема и распределения электроэнергии; состоят из коммутационных аппаратов, устройств защиты и автоматики, измерительных приборов, сборных и соединительных шин, вспомогательных устройств. Они бывают закрытыми (ЗРУ), у которых оборудование размещается в закрытом помещении и открытыми (ОРУ) — оборудование располагается на открытом воздухе (от 35 кВ и выше). Если все оборудование поставляется в собранном виде или полностью подготовленном для сборки, то оно называется комплектным. Если устройство предназначено только для распределения электроэнергии без преобразований и трансформации ее, то называется распределительным пунктом (РП), т.е. переключателем.

При расстояниях перекачивающей станции от источника электроэнергии 50 км и более при потреблении электроэнергии до 2 МВт предпочтение следует отдавать электроснабжению от электро-

станций собственных нужд. Нагрузка таких электростанций складывается из внутри- и внешнеплощадочных потребителей. К таким потребителям можно отнести: масляные насосы, аппараты воздушного охлаждения, вентиляция цехов, водоснабжение и освещение, жилой поселок, очистные сооружения, артезианские скважины и т.д. Мощность электростанций собственных нужд составляет в среднем 1,5 ... 5 МВт. Электростанция собственных нужд должна располагаться в центре предполагаемых потребителей с целью сокращения длин электрокоммуникаций, но при этом расстояние от складов горюче-смазочных материалов должно быть не менее 16 ... 30 м в зависимости от емкости склада.

Чаще всего электростанции собственных нужд состоят из двигателя внутреннего сгорания (д.в.с.) и генератора, которые представляют один агрегат. Количество устанавливаемых агрегатов должно быть не менее 2-х, а количество резервных - один агрегат на 1 ... 4 агрегата. Количество агрегатов выбирается таким, чтобы при выходе из строя одного агрегата остальные могли обеспечивать электроэнергией потребителей I-й категории.

На перекачивающих станциях применяют мотор-генераторы с двух- или четырехтактным д.в.с. с газовым или жидким топливом и с генераторами типа СГД, ДГС, МСД и СТД, которые вырабатывают электроэнергию напряжением 400... 10500 В и имеют мощность 50 ... 3500 кВт.

7.2. Теплоснабжение

Отопление аданий и сооружений перекачивающих станций должно обеспечивать: нагревание воздуха помещений в течение всего отопительного периода; взрыво-пожаробезопасность; возможность регулирования в период отопительного сезона; увязку с системой вентиляции; удобство при эксплуатации и ремонте; возможность использования местного топлива; экономию металла; современные технико-экономические и эксплуатационные показатели.

Теплоносителем в системах отопления и вентиляции является, как правило, горячая вода, но может использоваться и водяной пар низких параметров. Температура теплоносителя не должна превышать 150°C, а для взрывоопасных помещений не должна быть выше 0,8 T_c (T_c - температура самовоспламенения данного продукта). При наличии в помещении взрывоопасной пыли температура теплоно-

сителя должна быть не более 100°C . Во взрыво- и пожароопасных помещениях местные нагревательные приборы должны быть гладкими и размещаться вдоль стен без специальных ниш для них. Нагревательные приборы должны ограждаться экранами. Все это достаточно усложняет систему отопления, поэтому для взрывоопасных помещений рекомендуется система воздушного отопления, совмещенного с приточной вентиляцией. Для перекачивающих станций при объеме здания более 300 м^3 применяются только системы воздушного отопления без рециркуляции воздуха.

Тепловые сети сооружаются двухтрубными циркуляционными, подающими тепло одновременно на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические нужды. Иногда при большом теплоснабжении на технологические нужды допускается сооружать отдельные тепловые сети, если качество и параметры воды отличаются от принятых в сети отопления и вентиляции. Вода для системы отопления должна специально готовиться: производится ее умягчение, деаэрация и пр. Качество питательной воды должно быть: для водотрубных паровых котлов общая жесткость не выше $0,3 \text{ мг-экв/кг}$ и для котлов с дымогарными трубами $0,5 \text{ мг-экв/кг}$; общее содержание кислорода при стальных экономайзерах не более $0,03 \text{ мг/кг}$ и при чугунных экономайзерах или их отсутствии — $0,1 \text{ мг/кг}$.

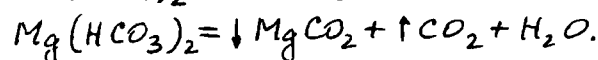
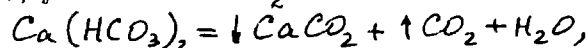
Таким образом, в систему теплоснабжения входят: устройства по подготовке воды, устройства получения горячей воды или пара, водо-, паропроводы, теплообменные аппараты.

Показатели, характеризующие качество природной воды, — сухой остаток, жесткость и содержание коррозионно-активных газов.

Сухой остаток (в мг/кг) представляет собой общее количество растворенных в воде минеральных и органических веществ. Он определяется испарением профильтрованной через бумажный фильтр воды и высушиванием остатка при $105 \dots 110^{\circ}\text{C}$.

Жесткость воды в мг-экв/кг (1 мг-экв/кг соответствует содержанию $20,04 \text{ мг}$ катионов Ca^{++} или $12,16 \text{ мг}$ Mg^{++} в 1 кг воды) характеризует содержание в ней кальциевых и магниевых солей (CaSO_4 , MgSO_4 , $\text{Ca(HCO}_3)_2$ и др.), которые при испарении воды выпадают в осадок, образуя накипь. Если в воде солей жесткости содержится до 15 мг-экв/кг , то она очень мягкая, а при содержании солей более 11 мг-экв/кг — очень жесткая вода. Временная жесткость воды (бикарбонаты солей кальция и магния $\text{Ca(HCO}_3)_2$ и $\text{Mg(HCO}_3)_2$) может быть устранена нагреванием воды.

до 85 ... 100 °C. В этом случае бикарбонат разлагается на воду (H_2O), углекислый газ (CO_2) и соль по зависимостям



Соль выпадает в осадок, а углекислый газ улетучивается.

Постоянная жесткость устраняется методом катионного обмена (удаление катионов Ca^{++} и Mg^{++}), сущность которого заключается в следующем: вода пропускается через слой катионного вещества, обладающего способностью заменять свой обменный катион на катионы солей воды. Применяют Na - и H -катиониты. При Na -катионировании жесткость воды снижается до 0,2 ... 0,5 мг-экв/кг. В процессе эксплуатации катионит истощается и его подвергают регенерации, пропуская через него 8 ... 10 %-ный раствор поваренной соли.

Наилучшей питательной водой является конденсат пара, так как минеральные примеси, растворенные в воде, в пар почти не переходят. Качество конденсата, возвращающегося из системы отопления, должно отвечать определенным требованиям: общая жесткость не выше 0,2 мг-экв/кг, содержание хлоридов не более 10 мг/кг, содержание взвешенных частиц не более 20 мг/кг, содержание кислорода не допускается.

При подготовке воды, кроме умягчения её, производится осветление и дегазация. Осветление воды – это удаление из нее грубодисперсных и коллоиднорастворенных примесей. Грубодисперсные примеси удаляются из воды фильтрованием, отстаиванием воды в отстойниках. Коллоиднорастворенные вещества удаляются с помощью реактивов коагулянтов (сульфат аммония, сульфат железа). Под воздействием коагулянтов коллоидные частицы укрупняются, благодаря чему увеличивается скорость их осаждения.

Дегазация (удаление газов кислорода и углекислоты) осуществляется нагреванием воды до кипения и ее разбрызгиванием в дегазаторе, находящемся под небольшим избыточным давлением.

Из рассмотренного следует, что в систему подготовки воды входят: фильтры для очистки от механических примесей; водоумягчительные установки для удаления временной и постоянной жесткости; деаэраторы для удаления воздуха и углекислого газа.

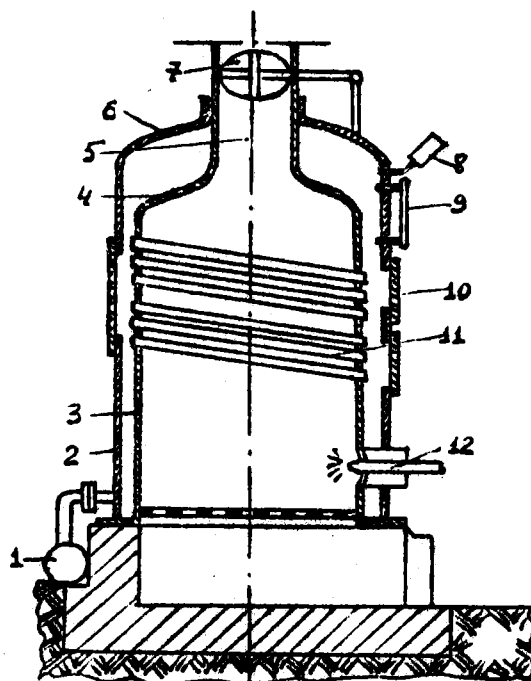


Рис. 69 Вертикально-цилиндрический котёл

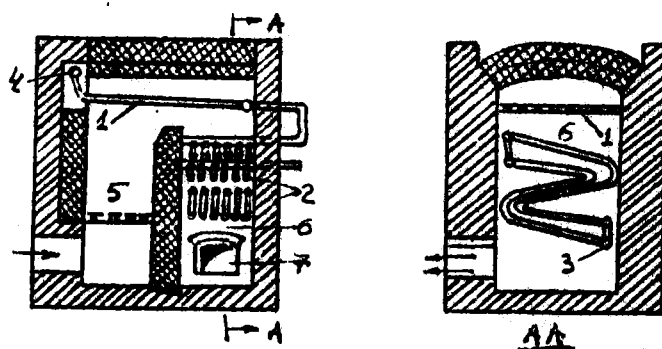


Рис. 70. Столбчатый водотрубный котёл

На перекачивающих станциях для получения горячей воды или водяного пара низких параметров применяются вертикально-цилиндрические котлы типов Ш, ШС, ВГД, ММЗ и др., которые различаются в основном конструктивным оформлением трубного пучка (рис. 69). Котел состоит из наружного 2 и внутреннего 3 цилиндрических корпусов, которые соединены между собой в нижней и верхней частях. В верхней части корпуса заканчиваются сферическими днищами 4 и 6, соединенными дымовой камерой 5 (котлы типа ШС, ММЗ) или вертикальными дымогарными трубами (котлы типа ВГД). Для увеличения паропроизводительности в верхней половине внутреннего корпуса монтируются пучки наклонных кипяtilьных трубок II. Люки-лазы IO, смонтированные напротив пучков, предназначены для очистки трубок от накипи и их замены в случае разрыва. Питание котла топливом производится с помощью форсунки I2, а тяга регулируется шиберной заслонкой 7. Для удаления выпавших в осадок солей котел периодически продувается в трубу I. Котел снабжен манометром 8 и водоуказательным стеклом 9. Поверхность нагрева котлов составляет 10 ... 40 м², паропроизводительность 0,2 ... 1,4 т/ч. Давление пара достигает 0,8 МПа.

Для получения горячей воды широко применяются дешевые стальные водогрейные котлы, изготовленные из труб и приспособленные для сжигания низкосортных топлив. К их числу относятся прямоточные котлы профессора Л.К.Рамзина, котлы типа НР, Б, ТВГ, НКВ-6 (рис. 70). Котел изготовлен из труб диаметром 85 мм с толщиной стенки 3,5 мм. Поверхность нагрева его состоит из потолочного экрана I и трубного конвективного пакета змеевиков 2. Вода из системы отопления поступает в нижний коллектор 3, проходит по конвективным змеевикам и через потолочный экран I поступает в коллектор 4, откуда направляется в систему отопления. Продукты сгорания, выйдя из топочного пространства 5, омывают потолочный экран I, переходят в отпусковой газоход 6, в котором расположен конвективный пакет змеевиков, и уходят по борозу 7 в дымовую трубу. Рабочее давление горячей воды не более 0,5 МПа. Каждый водогрейный котел снабжен предохранительными устройствами и контрольно-измерительными приборами.

На компрессорных станциях часто используют котлы-утилизаторы, которые представляют собой трубный пучок, устанавливаемый в газоходе тепловых двигателей (рис. 71). Температура отходящих газов теплосиловых установок составляет 300 ... 500 °С, по-

этому в котлах-утилизаторах можно получать не только горячую воду, но и перегретый пар, которые используются и для технологических целей, и для отопления. Параметры получаемого пара зависят от характера производства и составляют: давление 0,2 ... 4,0 МПа, температура до 400 °С, температура горячей воды 100 ... 130 °С. Котлы-утилизаторы позволяют повысить коэффициент использования тепла примерно на 30 %.

В большинстве котлов-утилизаторов тепловоспринимающие поверхности располагаются по ходу продуктов сгорания следующим образом: пароперегреватель, испаритель и водонагреватель. Теплообмен происходит в основном конвекцией. Конвективная теплоотдача трубным поверхностям нагрева котла может быть осуществлена при движении отходящих газов вдоль оси и внутри труб, т.е. вода снаружи труб (газотрубный котел); вдоль оси и снаружи кипятильных труб (водотрубный котел); поперек оси и снаружи кипятильных труб (водотрубный котел).

Наибольшее распространение получили водотрубные утилизационные котлы, так как в газотрубных котлах велико сопротивление газового тракта. Резкие колебания температуры труб в газотрубных котлах при их отключении и включении в работу часто приводят к нарушению плотности вальцовочных соединений. При большой мощности теплосиловой установки могут применяться водотрубные котлы-утилизаторы с принудительной циркуляцией воды.

На рис. 71 приведена одна из возможных схем использования тепла продуктов сгорания после теплосиловой установки I. Котел-утилизатор в виде змеевиковой поверхности установлен в параллельном газоходе теплосиловых установок. Продукты сгорания, пройдя через этот газоход, попадают в дымовую трубу 8 и выбрасываются в атмосферу. Нагретая вода или пар, используемые для отопления или технологических нужд, из котла-утилизатора 6 поступает к потребителям тепла 2, а от них в сборный бак конденсата 4. Из сборного бака вода насосом 5 прокачивается через котел-утилизатор 6. Пополнение воды в баке осуществляется из системы водоснабжения через установки водоподготовки с помощью задвижки 3. Для удобства обслуживания котел-утилизатор монтируют на обводной линии газохода, которую можно отключать от основного газохода шиберами 7.

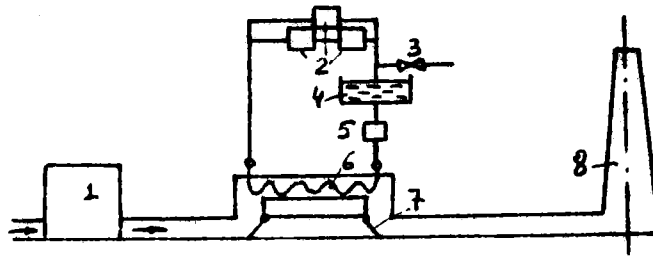


Рис. 71. Схема использования тепла отходящих газов

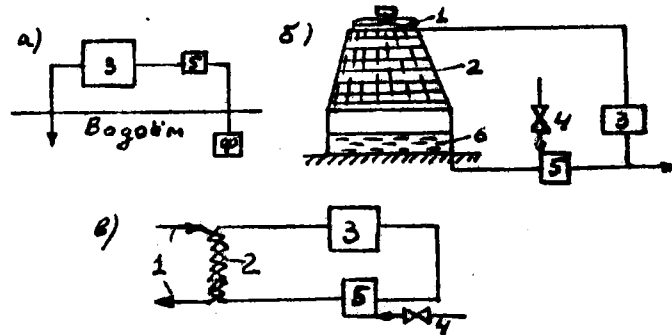


Рис. 72. Схема промышленного применения воды для охлаждения

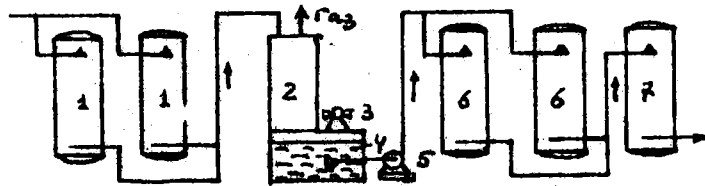


Рис. 73. Схема ионитового обессоливания воды:

1-водород-катионитовые фильтры I ступени; 2-дегазатор;
3-вентилятор; 4-сборный резервуар; 5-насос; 6-аниони-
товые фильтры 2 ступени; 7-буферный натрий-катионито-
вый фильтр

7.3. Водоснабжение

Системой водоснабжения является комплекс агрегатов и сооружений (водозаборные, водоприемные, очистные сооружения, насосные станции, водоводы и распределительные сети), необходимых для обеспечения нормального технологического процесса и пребывания обслуживающего персонала на рабочих местах. В системе водоснабжения предприятий нефтяной и газовой промышленности применяют:

- а) отдельные водоводы (отдельно от технологических нужд, отдельно для хозяйственно-питьевых целей и отдельно противопожарные водоводы);
- б) комбинированные водоводы (например, технологическая и хозяйственно-питьевая вода подается по одному водопроводу, а для тушения пожаров отдельный водовод);
- в) объединенный водовод для всех целей вода подается по одному водопроводу.

Технологические водопроводы подразделяются на: прямоточные со сбросом отработанной воды (рис. 72а); оборотные или циркуляционные с искусственным охлаждением воды в градирнях испарительного охлаждения (холодный цикл) (см. рис. 72б); оборотные с радиаторным охлаждением ("сухие" градирни - горячий цикл) (см. рис. 72, в).

Нормы хозяйственно-питьевого водопотребления и коэффициенты неравномерности расхода воды для населенных пунктов и промышленных предприятий принимают в соответствии со СНиП II-90-81 и СНиП 2.04.02-84. Нормы существуют и для отдельных отраслей промышленности (табл. 7.1).

Таблица 7.1

Ориентировочные удельные расходы воды
на производственные нужды

Потребитель или производственная операция	Единица измерения	Удельный расход на единицу, м ³
Компрессорный цех	100000 м ³	0,006
Котельная или котел-утилизатор	100000 м ³	0,205
Электростанция собственных нужд	100000 м ³	0,004
Мытье грузового автомобиля	I помывка	0,7
Мытье легкового автомобиля	I помывка	0,4
Слесарно-механические мастерские	I станок/ч	0,1

Обычно большие расходы воды требуются для систем охлаждения компрессорных и насосных станций. Вода в системе охлаждения должна отвечать определенным требованиям (табл. 7.2).

Таблица 7.2

Качество воды систем охлаждения
газосжатых станций

Охлаждение	Показатели, не более						pH
	Жест- кость карбо- нат- ная, мг-экв кг	Взве- шен- ные ве- щест- ва, мг/кг	Се- ро- во- до- род, мг кг	Суль- фаты, мг/кг	Желе- зо, мг кг	Сво- бод- ный хлор, мг кг	
Газомоторные ком- прессоры (закрытая система)	1,5	50	0,3	1000	0,1	4	7,2...8,5
Масляные холодиль- ники и холодильни- ки газа (открытая система)	5,6	150	0,3	1000	0,1	4	7,2...8,5

Источниками водоснабжения перекачивающих станций являются: городские водопроводные сети, если станция располагается вблизи от какого-либо крупного населенного пункта; поверхностные источники - реки, водохранилища, озера; подземные источники - подрусловые, грунтовые и артезианские воды. Качество воды поверхностных источников зависит от состояния окружающей среды, т.е. атмосферных осадков, степени загрязнения поверхностными стоками и сточными водами.

Водозаборные сооружения предназначены для получения воды из источника и предварительной её очистки с помощью решеток или сеток. Конструкции водозаборных сооружений должны быть простыми, удобными и надежными в эксплуатации и должны обеспечивать подачу воды в необходимом количестве и надлежащего качества. Применяют водозаборы берегового типа и руслового типа, которые состоят из колодца, насосной станции, перегородки с сетками, всасывающих и нагнетательных труб.

Для забора подземных глубинных вод применяют артезианские скважины или грубчатые колодцы. Артезианская скважина состоит

из обсадных труб (кондуктора), эксплуатационных труб, отстойника, фильтра, погружного насоса, водоподъемных труб. На устье скважины устанавливается щит управления водозабором (электрощит, приборы контроля, задвижки, вентили, клапана). В качестве фильтрующего элемента применяются устройства щелевого, сетчатого и проволочного типов. Часто применяют гравийные фильтры, представляющие собой перфорированную трубу, вокруг которой расположены два-три слоя гравийной или песчано-гравийной обсыпки толщиной не менее 50 мм. Оптимальная толщина обсыпки должна быть 120 ... 200 мм.

Добытая природная вода имеет различные вкус и запах, содержит некоторое количество взвешенных частиц (песок, глина, окалина), растворенных солей, газы, имеет тот или иной цвет, содержит бактерии и вирусы. Вода перед применением её проходит специальную подготовку. Обеззараживание воды производят с целью уничтожения содержащихся в ней болезнетворных бактерий и вирусов. Чаще всего применяют хлорирование воды. Иногда применяют озонирование, бактерицидное облучение, дезодорацию, т.е. удаление нежелательных привкусов и запахов, обезжелезивание, обесфторивание. Вместе с удалением железа удаляется и марганец. При использовании воды для производства пара или применение ее в системах охлаждения осуществляют умягчение воды, т.е. снижают жесткость. При применении морской воды для целей водоснабжения ее подвергают опреснению, а иногда и обессоливанию.

Добытая вода обязательно проходит осветление, т.е. из нее удаляются взвешенные вещества. Это производится отстаиванием в отстойниках, центрофугированием в гидроциклонах, фильтрованием через песок, сетки, ткани. Обесцвечивание воды производится коагулированием истинно растворенных веществ путем различных окислителей (хлор, озон, перманганат калия) и пропуском всей жидкости через сорбенты (активированный уголь).

Умягчение воды для котлов и системы охлаждения с одновременным удалением кремниевой кислоты и органических веществ производится по схеме (рис. 73). Вода последовательно проходит водород-катионный фильтр I ступени, фильтр, загруженный активным углем, дегазатор, и после этого накапливается в сборном резервуаре, где дополнительно удаляются газы, затем вода поступает в анионитовый фильтр, загруженный сильноосновным анионитом для извлечения кремниевой кислоты, и через натрий-катионитовый фильтр, поддерживающий постоянную величину pH обессоленной воды, уходит

к потребителю.

При одноступенчатом умягчении жесткость воды может быть снижена до 0,03 ... 0,05 мг-экв/лг, а при двухступенчатом - до 0,01 мг-экв/лг.

Дегазация воды - удаление из нее растворенных газов (кислорода, уголекислоты, азота, сероводорода, метана и др.). Кислород, сероводород и уголекислый газ являются коррозионно-агрессивными по отношению к металлам, а сероводород и метан придают воде неприятный запах, поэтому во многих случаях необходима дегазация. Для этого применяют химические и физические методы. Химические методы - это применение реагентов, связывающих растворенные в воде газы. Например, сернистый газ активно поглощает кислород. Хорошо удаляют кислород стальные стружки, сульфит натрия, гидразин-гидрат. Сероводород из воды удаляется хлором, свободная уголекислота известью или едким натром.

Химические методы дегазации достаточно дороги и сложны в эксплуатации.

Физические методы основаны на создании условий, при которых растворимость газа в воде становится близкой к нулю: нагревание, вакууммирование, разбрызгивание. Для этого применяют брызгательные бассейны, пленочные дегазаторы-градирни с насадкой (рейки, кольца Рашига, кокс, пластмассовые кольца), создающей развитую поверхность контакта воды и воздуха, барботажные дегазаторы, пенные дегазаторы, вакуумные дегазаторы.

Для предотвращения биологического обрастания трубопроводов и оборудования (градирен, брызгательных бассейнов и других охлаждающих устройств) периодически применяют купоросование воды 2 ... 5%-ым раствором, считая на продажный продукт, 2 ... 3 раза в месяц в течение 1 ... 2 часов в теплый период года (температура более +10 °C). Для повышения эффекта одновременно с обработкой медным купоросом рекомендуется периодическое хлорирование воды дозой 2 ... 3 мг/кг по 30 ... 40 мин 2 ... 3 раза в месяц. Показателем периодичности хлорирования принимают время, в течение которого на стенках труб или аппаратов образуется слой биообрастаний толщиной около 0,5 мм. При зарастании системы железистыми отложениями в результате развития железобактерий рекомендуется периодически заполнять линии сети и аппараты раствором хлора концентрацией 20 ... 50 мг/кг и на срок до 24 часов с последующей промывкой перед вводом в работу. Такой способ применяют для борьбы с раз-

витием серных бактерий, моллюска дрейсины, баянусов, мшанок и мидий.

Водоводы и водопроводные сети могут изготавливаться металлическими, железобетонными, асбоцементными, пластмассовыми. Глубина заложения водоводов должна быть на 0,5 м больше глубины промерзания грунта. Глубина заложения считается до низа трубы. Водопроводные сети, как правило, должны быть кольцевыми. Тупиковые линии разрешается применять для подачи воды на производственные нужды - при допустимости перерыва в водоснабжении на время ликвидации аварии. Тупиковые линии можно применять и для хозяйственно-питьевых целей при диаметре труб не более 100 мм, а также на противопожарные нужды - при длине тупиковой линии не более 200 м.

Пожарные гидранты на противопожарных линиях, а также на объединенной водопроводной сети располагают не далее 2,5 м от края проезжей части дороги, не ближе 5 м от стен здания и не далее 150 м друг от друга.

Гидростатический напор в хозяйственно-питьевом водопроводе у потребителей не должен превышать 0,6 МПа. В технологическом и противопожарном водопроводах избыточное давление принимается в соответствии с технологическими характеристиками оборудования, но не менее 10 м на уровне поверхности земли.

В системах водоснабжения обычно применяют центробежные насосы, с двухсторонним подводом жидкости, многоступенчатые или вихревые типа В, ЦВ. При заборе воды из скважины применяют погружные насосы. Система водоснабжения должна иметь такие диаметры, чтобы скорость движения воды в них была в пределах 1,0 ... 1,5 м/с для всасывающих трубопроводов и 1,5 ... 3,0 м/с для нагнетательных.

Насосные станции в системе водоснабжения подразделяются на три класса по надежности действия: к I классу относятся противопожарные, циркуляционные перекачивающие станции; ко II классу - хозяйственно-питьевого водоснабжения и насосные с пневматическими установками производственного внутреннего пожаротушения; все остальные относятся к третьему классу.

По расположению в общей схеме водоснабжения насосные бывают I, 2, 3-го подъема.

Для регулирования неравномерности водопотребления и для хранения пожарного и аварийного запасов воды на площадках перекачивающих станций и в жилпоселках применяют различные резервуа-

ры. Резервуары различаются по назначению, форме (круглые, прямо-, угольные), высоте расположения (напорные, наземные, полуподземные, подземные), материалу (стальные, железобетонные и т.д.).

По назначению резервуары подразделяются на запасные, регулирующие, противопожарные, водонапорные башни и баки пневматических установок. Запасные резервуары обеспечивают надёжность и бесперебойность работы систем водоснабжения. Регулирующие резервуары обеспечивают равномерную загрузку насосов насосной станции. Противопожарные содержат необходимый противопожарный запас воды. Резервуары, сооружаемые на высоких отметках местности, являются по своему назначению водонапорными башнями, которые обычно служат не только регулирующими емкостями, но и запасными резервуарами или резервуаром для хранения аварийного или пожарного запаса воды. Безнапорные резервуары могут быть только регулирующей емкостью или запасным резервуаром. Из них вода в систему водоснабжения может передаваться только с помощью насосов.

Необходимые запасы воды в резервуарах, водонапорных башнях и пневматических баках определяются расчётом. Регулирующий резервуар по ёмкости принимается в пределах 8 ... 10 % от суточного расхода воды. Аварийный и противопожарные запасы воды определяются в соответствии с нормами (см. противопожарные СНиПы). В зависимости от вместимости резервуара подбирается их число. Обмен всей воды в резервуарах хозяйственно-питьевого назначения должен производиться не более чем за 48 часов.

7.4. Вентиляция

Основные производственные помещения перекачивающих станций оборудуются естественной, механической или смешанной вентиляцией, создающей нормальные условия на рабочем месте. При установке и размещении вентиляции необходимо учитывать газовыделения через неплотности в соединениях оборудования, арматуры и коммуникациях, а также тепловыделения от насосно-силового оборудования, газовых турбин, электродвигателей, горячих трубопроводов, газохранилищ и т.д.

При наличии в помещении газов и паров, которые могут образовывать с воздухом взрывоопасные смеси, выполняется проверочный расчёт воздухообмена. Воздухообмен по расчёту должен быть таким, чтобы концентрация газов или паров в воздухе помещения не превышала 5 % нижнего предела взрываемости. Отсюда определяется крат-

ность воздухообмена в машинных залах, ГРС, узлов замера перекачиваемой жидкости и т.д.

В машинных залах газовых турбин и электродвигателей в нормальном исполнении, располагаемых за разделительной стеной от взрывоопасных помещений, следует предусматривать создание избыточного давления с подачей воздуха в размере не менее однократного воздухообмена в час. Если в этих залах имеются значительные тепловыделения и в связи с этим предусматривается аэрация рабочих мест и помещения, то вытяжка из взрывоопасного помещения должна быть на 5 % больше притока в машинный зал, но не менее однократного воздухообмена. Если при этом помещение нагнетателей имеет высоту более 6 м, то воздухообмен предусматривается из условия подачи $6 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 площади.

Вытяжные воздухозаборники должны располагаться в верхней и нижней частях здания: выше 2 м от пола и около перекрытия или покрытия (не ниже 0,4 м от них); в нижней части на уровне 0,3 м от верхнего воздухоприемника, но ниже 1 м от пола. Через верхние воздухозаборники должно удаляться не менее $2/3$ воздуха, но не менее однократного воздухообмена за 1 ч, а через нижние воздухозаборники — $1/3$ воздуха. Для помещений высотой более 6 м количество удаляемого из нижней зоны воздуха определяется из расчета $6 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 площади помещения.

На газопроводах, перекачивающих газ с содержанием сероводорода, устраивается механическая общеобменная вентиляция согласно расчету, а в ряде случаев и местная вентиляция непосредственно у очагов выделения вредных веществ. Системы местных отсосов и система общеобменной вентиляции должны изготавливаться отдельными. Подсоединение местного отсоса к общей вентиляции оговаривается особо.

Газораспределительные станции (ГРС) должны оборудоваться вентиляционными устройствами, обеспечивающими трехкратный воздухообмен в помещении регуляторной и приборов ИП и десятикратный — в помещении одоризационной (с удалением воздуха из нижней и верхней зон помещения).

Если в нормативных документах отсутствуют указания о необходимости воздухообмена аварийной вентиляции, то для КС следует предусматривать восьмикратный воздухообмен в дополнение к воздухообмену, создаваемому основной вентиляцией. Воздухозаборники аварийной вентиляции должны располагаться непосредственно под

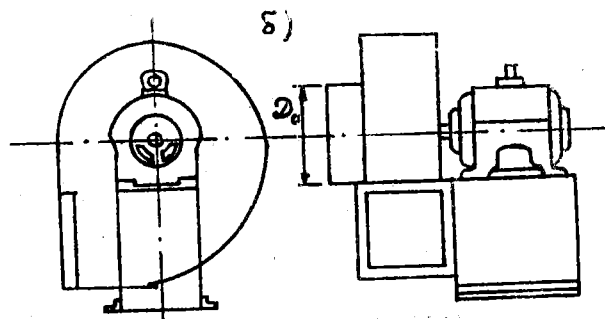
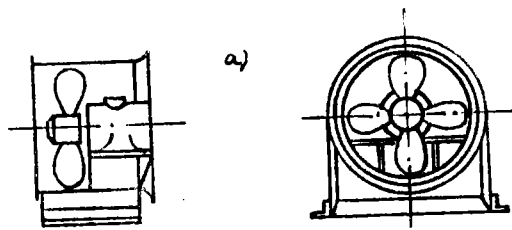


Рис.74 : а) -осевой вентилятор типа МЦ ;
 б) -центробежный вентилятор низкого давления
 типа ЭВР

перекрытием помещения (не ниже 0,4 м от верхнего края проема). Выброс удаляемой аварийной вентиляцией среды производится через вытяжные трубы и шахты без зонтов.

На КС забор свежего воздуха должен производиться в местах, отстоящих не менее чем на 16 м от выхлопных труб и на 6 м ниже их.

В электропитовых на перекачивающих станциях устанавливается приточная вентиляция, создающая избыточное давление в пределах до 0,1 МПа, а в трансформаторных приточная вентиляция должна обеспечивать пятикратный воздухообмен.

Вытяжные установки (вентиляторы) размещаются в специально сооруженных помещениях, но не подвального типа. Вытяжные камеры должны иметь естественную вытяжку или отдельную систему с механическим воздухообменом, соответствующим воздухообмену взрывоопасного помещения, с превышением вытяжки над притоком в объеме не менее однократного воздухообмена. Вытяжные камеры должны располагаться достаточно близко к обслуживаемым помещениям, но при этом необходимо учитывать, что воздуховоды, по которым движутся взрывоопасные смеси, не должны проходить через другие помещения. Все вентилируемые помещения должны оборудоваться приборами контроля за состоянием газовой среды, а также приборами контроля за работой вентиляционного оборудования. Воздуховоды всех видов проектируются отдельно для каждого из помещений категорий А, Б, Е. Расходы воздуха в воздуховодах местных вытяжных систем рассчитываются из условия, чтобы концентрация взрывоопасных газов не превышала 30 % от нижнего предела взрываемости. Все воздуховоды должны хорошо просматриваться.

На компрессорных станциях нашли широкое применение осевые вентиляторы типа МЦ (рис. 74а). Они выпускаются с диаметром рабочего колеса от 400 до 1200 мм и шириной от 250 мм до 688 мм. Эти вентиляторы применяются для приточно-вытяжной вентиляции, а также для отопительно-вентиляционных агрегатов. Для подачи чистого воздуха применяются центробежные вентиляторы низкого давления типа ЭВР (см. рис. 74б). Эти вентиляторы имеют диаметр рабочего колеса от 200 до 600 мм и ширину от 100 до 400 мм.

Градири оборудуются вентиляторами типа I ВГ-47 с напором около 10 мм вод.ст. Диаметр крыльчатки этих вентиляторов составляет 4,7 м; производительность 130 м³/с; потребляемая мощность 28 кВт.

7.6. Канализация

При эксплуатации перекачивающих станций образуются следующие сточные воды: бытовые, производственные, переливные, атмосферные, дренажные. Бытовые сточные воды поступают от санитарных узлов, душевых установок и ванн в жилых, общественных и промышленных зданиях. Производственные стоки могут быть загрязненными и условно чистыми. Загрязненные технологические стоки содержат нефтепродукты, щелочь, кислоты и другие компоненты. Они поступают из производственных цехов, лабораторий, гаражей, моечных, эстакад и т.д. Условно чистые воды поступают из системы оборотного водоснабжения, отопительной системы. Переливные - от градирен и резервуаров для воды при переливке максимально допустимого уровня воды.

На перекачивающих станциях сооружают бытовую систему канализации, производственную для загрязненных стоков и производственную для условно чистых стоков. Внутренняя канализация зданий включает в себя: приемники сточных вод, отводящие трубопроводы, канализационные стояки, гидравлические затворы, задвижки, ревизии, выпуски до первого смотрового колодца, насосные станции и местные установки для очистки сточных вод. Все это располагается и сооружается в соответствии с нормами и требованиями.

Количество сточных вод принимается равным нормам водопотребления для хозяйственно-бытовых и производственных целей. В качестве примера в табл. 7.3 приведены некоторые расходы сточных вод для компрессорных станций.

Таблица 7.3

Удельные расходы сточных вод
от объектов площади КС

Наименование цехов и производств	Единица измерения	Количество стоков на единицу, м ³	
		Хозяйственно-бытовые	Производственные загрязненные
КС с газомоторкомпрессорами, охлаждаемые водой	100000 м ³ газа	0,2	0,1
КС с газомоторкомпрессорами и парообразным охлаждением	1000000 м ³ газа	0,09	0,1
КС с нагнетателями и поршневыми или газотурбинными двигателями	100000 м ³ газа	0,4	0,1

I	1	2	3	4
КС с нагнетателями и электро-двигателем	100000 м ³ газа	0,1	0,05	
Продувка градирни при оборотном водоснабжении	I продувка	-	3 ... 6 % от оборотной воды	
Мытье грузового автомобиля	I помывка	-	0,7	

При единой канализационной сети производственные сточные воды не должны создавать опасность для обслуживающего персонала и нарушать технологический процесс очистки сточных вод, а также не оказывать разрушающего действия на материал труб и стыковые соединения. Отвод загрязненных смывных вод с полов и технологических агрессивных растворов в канализационные колодцы или нейтрализаторы должен производиться по специальным сточным каналам, легко доступным для осмотра и ремонта.

Глубина заложения канализационных труб диаметром до 500 мм на 0,3 м, а при больших диаметрах на 0,5 м ниже максимальной глубины промерзания грунта, но не менее 0,7 м от поверхности земли до верха трубы. Предельная глубина заложения канализационных коллекторов должна быть не более: для слабых грунтов с высоким уровнем грунтовых вод 5,0 ... 5,5 м; для плотных (глина, суглинки) грунтов при отсутствии грунтовых вод 6,0 ... 6,5 м. В скальных породах канализационные трубы укладываются на песчаную подушку толщиной не менее 100 мм.

Канализационные трубы изготавливаются керамическими, пластмассовыми, асбоцементными, железобетонными, чугунными, стальными. Канализационные коллекторы должны укладываться ниже других подземных коммуникаций. Если при пересечении канализация расположена выше водопровода, то водопровод должен укладываться в защитном кожухе. Смотровые колодцы на канализационных трубопроводах сооружают из сборных бетонных или железобетонных элементов. При сооружении переходов через водные преграды (дюкеры) укладывается не менее двух рабочих линий диаметром не менее 150 мм с расчетом пропуска полуторного расхода, приходящегося на одну трубу. При малых расходах (до 500 м³/сут) допускается одну трубу считать резервной. Наибольшая скорость сточных вод не должна превышать 8 м/с для металлических труб и 4 м/с - для неметаллических.

Насосные станции для перекачки сточных вод в основном оборудуются центробежными насосами, работающими периодически по мере накопления стоков в приемных резервуарах. Объем приемного резервуара и требуемое количество насосов, их напор и подача определяются расчетом по величине сточных вод и рельефа местности. Однако работа насоса за одно включение не должна быть менее 5 минут.

Напорные канализационные трубопроводы, по которым транспортируются сточные воды с большим содержанием взвешенных частиц, должны иметь ревизию в виде тройника с заглушенным отростком, устанавливаемом в колодце.

Дождевая канализация на перекачивающих станциях чаще всего сооружается открытой, т.е. в виде дорожных канав, лотков и др. Ливневые стоки с чистых площадок по канавам и лоткам сбрасываются в бытовую канализацию, а с загрязненных площадок (стоянка автомашин, автозаправочная станция, сливно-наливная эстакада и т.д.) после соответствующей обработки на местных очистных сооружениях также сбрасываются в бытовую сеть.

Очистка сточных вод производится следующими методами: механическим, сорбционным, химическим, биологическим и комбинированным.

Механический метод применяется для очистки стоков от грубодисперсных примесей, нефтепродуктов и активированного ила. Очищают с помощью решеток, ловушек, отстойников и т.д. Сорбционным методом очищают сточные воды от минеральных и органических продуктов. Степень очистки зависит от состояния среды, количества взвешенных частиц, вида органических и минеральных соединений, их концентрации. Химический метод очистки заключается во введении в очищаемые стоки различных реагентов, которые взаимодействуют с теми или иными примесями. Биологический метод применяется только в том случае, если точно известны состав стоков и токсическое действие разрушаемых веществ на биохимические процессы и когда установлена возможность биологического окисления находящихся в стоках органических соединений. На перекачивающих станциях для очистки сточных вод применяют комбинированный метод, состоящий из механического, химического и биологического.

Биохимическая очистка стоков осуществляется в аэротенках, компактных установках, на биофильтрах. С понижением температуры сточных вод эта очистка ухудшается и при температуре $5 \dots 6^{\circ}\text{C}$ прекращается совсем. Опытами установлено, что при температуре окружающего воздуха около -25°C и периоде аэрации стоков $7 \dots 8 \text{ ч}$

в аэротенках температура сточной воды снизится до 3 ... 4 °C. Отсюда следует связь между температурой окружающей среды, температурой сточных вод и временем аэрации.

Обеззараживание сточных вод производится водным раствором хлора, хлорной извести или гипохлоридом натрия в следующих дозах мг/кг : после полной биологической очистки - 3; после неполной биологической очистки - 5; после отстойников перед полими фильтрации, орошения - 10; после септиков перед выпуском в водоем - 50; для вод, загрязненных тетраэтиленом, - 400.

Для технических целей хлораторной требуется 0,5 м³ воды на 1 кг жидкого хлора. При этом давление в сети передэжектором должно быть не менее 0,15 МПа при расходе хлора до 4 кг/ч.

Помещение хлораторной должно быть обязательно на первом этаже, не менее чем с двумя хлораторами, с вентиляцией, обеспечивающей 12-кратный воздухообмен за 1 ч, с отсосом воздуха на уроне пола в месте, противоположном входу в помещение. Для исключения взрывоопасной ситуации, которая может возникнуть в результате накопления треххлористого азота в грязевике или трубопроводе хлора, необходимо производить их продувку азотом не реже одного раза в месяц. Продуваемая среда отводится в нейтрализатор, где обезвреживается пропуском ее через слой водного раствора 3%-ной кальцинированной соды и 6%-ный раствор гипосульфита натрия.

Выпавший в осадок материал по трубопроводам и лоткам подается на иловые площадки с бетонным основанием и искусственным дренажем. Нагрузка на такие иловые площадки составляет 6,2 ... 7,8 м³/м² год.

Сброс очищенных и обеззараженных сточных вод из очистных сооружений в водоем или реку осуществляется по трубопроводу или открытому каналу. Выпуск рекомендуется располагать в местах повышенной турбулентности потока. Применяются для выпуска воды донные и береговые, сосредоточенные и рассеивающие выпуски с перепадом, что обеспечивает ускорение процесса доочистки стоков кислородом воздуха.

Для механической очистки сточных вод применяются: решетки с ручной и механической очисткой; песколовки щелевая и горизонтальная; отстойник двухъярусный, вторичный отстойник вертикальный или горизонтальный; фильтр песчаный (после вторичных отстойников); пруд-отстойник; нефтеловушка.

Очистка бытовых сточных вод производится: решетками и ситами с ячейками 12 ... 18 мм; песколовкой; двухъярусным септиком; отстойником горизонтальным или вертикальным; биофильтрами (капельным, высоконагруженным, с рециркуляцией); аэротенками (обычной, продленной аэрации); хлорированием (осветленных сточных вод и после биологической очистки); фильтрованием (через слой песка и активированный уголь); озонированием.

Производственные сточные воды очищаются: мазутоловушками; нефтеловушками; флотационными установками; прудами-отстойниками; песчаными фильтрами и фильтрами из кокса и древесной стружки.

Подробные схемы и конструктивные данные различных очистных устройств приводятся в специальной литературе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алиев Р.А., Белоусов В.Д., Немудров А.Г. др. Трубопроводный транспорт нефти и газа.- М.: Недра, 1986.-368 с.
2. Справочник по проектированию магистральных трубопроводов Под ред. А.К.Дерцакина.- Л.: Недра, 1977.-520 с.
3. Байков Н.М., Колесников Б.В., Челпаков П.И. Сбор, транспорт и подготовка нефти.- М.: Недра, 1975.-318 с.
4. Справочник работника магистрального газопровода/ Под ред. С.Ф.Бармина.- Л.: Недра, 1974.-432 с.
5. Абрамов Н.Н. Водоснабжение.- М.: Стройиздат, 1982.-440 с.
6. Качалов А.А., Воротиццев Ю.П., Влазов А.В. Противопожарное водоснабжение.- М.: Стройиздат, 1985.-286 с.
7. Карелин В.Я., Мухомов А.В. Насосы и насосные станции.- М.: Стройиздат, 1986.-320 с.
8. Роев Г.А. Очистные сооружения газонефтеперекачивающих станций и нефтебаз.- М.: Недра, 1981.-240 с.
9. Тутунов П.И., Самсонов А.Л. Основы теплотехники.- М.: Недра, 1979.-272 с.
10. Современные конструкции трубопроводной арматуры для нефти и газа/ Под ред. Ю.М.Котелевского.- М.: Недра, 1976.-496 с.
11. Гавриленко Б.А., Семичастнов И.Ф. Гидродинамические передачи.- М.: Машиностроение, 1980.-224 с.
12. Колпаков Л.Г. Эксплуатация магистральных центробежных насосов: Учебное пособие.- Уфа: Изд. Уфим. нефт. ин-та, 1989.- 116с.
13. Лобачев П.В. Насосы и насосные станции.- М.: Стройиздат 1983.-191 с.
14. Зайцев Л.А. Регулирование режимов работы магистральных нефтепроводов.- М.: Недра, 1982.-240 с.

Введение	3
1. Структура нефтегазоснабжения страны	4
1.1. Структура газоснабжения. ЕСГ	4
1.2. Структура системы нефтеснабжения	8
2. Нефте- и газоперерабатывающие агрегаты	13
2.1. Устройство и принцип действия центробежных машин	13
2.2. Вывод основного уравнения центробежного агрегата	18
2.3. Характеристика центробежного агрегата	22
2.4. Потери в агрегатах. Рабочая характеристика агрегатов	24
2.5. Понятие о кавитации. Пересчёт характеристик с воды на вязкую жидкость	29
2.6. Работа агрегата на трубопровод	39
2.7. Центробежные компрессоры. Показатели их работы	51
2.8. Характеристика ЦБК. Помпаж	57
2.9. Регулирование режимов работы компрессоров и компрессорных станций	63
2.10. Выбор компрессоров	71
2.11. Общие правила эксплуатации насосов и компрессоров	74
3. Объёмные гидродвигатели и гидропередачи	77
3.1. Гидромоторы	77
3.2. Гидроцилиндры	80
3.3. Поворотные гидродвигатели	81
3.4. Объёмный гидропривод	83
3.5. Регулирование объёмного гидропривода	85
3.6. Гидроаппаратура	88
4. Гидродинамические передачи	100
4.1. Принцип действия и схемы гидропередач	100
4.2. Характеристики гидродинамических передач	104
4.3. Регулирование режимов работы гидромуфт и гидротрансформаторов	110
4.4. Тепловой режим гидродинамических передач	116

5. Роторные насосы	118
5.1. Роторно-вращательные насосы	121
5.2. Роторно-поступательные насосы	128
5.3. Регулирование подачи роторных насосов	132
6. Трубопроводная арматура	135
6.1. Задвижки	141
6.2. Вентили	146
6.3. Краны	151
6.4. Обратные клапаны	157
6.5. Компенсаторы	159
7. Энергетические установки на магистральных трубопроводах	160
7.1. Электроснабжение	160
7.2. Теплоснабжение	162
7.3. Водоснабжение	169
7.4. Вентиляция	174
7.5. Канализация	178
Литература	183

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

УФИМСКИЙ НЕФТЯНОЙ ИНСТИТУТ

ТУТУНОВ Павел Иванович

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ГАЗОНЕФТЕПРОВОДОВ

У ч е б н о е п о с о б и е

Редактор МАТВЕЕВА Л.А.

Технический редактор ЕЛИСЕЕВА В.Ф.

Свод. тем. пл. № II40.

Получено к печати 19.09.90.

Формат бумаги 60х84 1/16. Бумага оберточная.

Печать офсетная. Уч.-изд. листов 10,0.

Печ. листов 10,0. Тираж 1000 экз. Заказ II93 .

Цена 50 к.

Уфимский нефтяной институт

Ротапринт Уфимского нефтяного института

Адрес института и полиграфпредприятия:

450062, Уфа, ул. Космонавтов, I