

АЛЛАЕВ К.Р., ХОХЛОВ В.А., СЫТДЫКОВ Р.А.

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ



ТАШКЕНТ

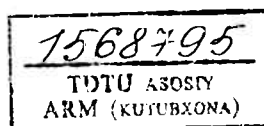
**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени АБУ РАЙХАНА БЕРУНИ**

АЛЛАЕВ К.Р., ХОХЛОВ В.А., СЫТДЫКОВ Р.А.

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Под редакцией проф. М.М. Мухаммадиева



ТАШКЕНТ-2012

УДК: 621.311:
ББК 22.336
А 50

Аллаев К.Р., Хохлов В.А., Сытдыков Р.А.
Переходные процессы насосных станций. /Под ред.
проф. М.М. Мухаммадиева. –Т.:Изд-во «Fan va
texnologiya», 2012, 226 стр.

ISBN 978-9943-10-805-9

Приводятся результаты исследования по изучению электромагнитных и механических процессов в системе «трубопровод – насос – электродвигатель – электрическая сеть». При этом насосные станции рассматриваются как элементы электроэнергетической системы (ЭЭС), электромагнитные и механические процессы в них рассматриваются совместно с процессами в электрической системе. Определены взаимосвязи и влияние параметров на изучаемые переходные процессы и границы применимости составляющих электромагнитных и механических процессов, происходящих в элементах рассматриваемой системы. Исследования проведены на основе известных уравнений Эйлера, Бернулли, Е.Н. Жуковского и Парка-Горева.

Рекомендуется специалистам эксплуатирующих и проектных организаций, диспетчерских служб энергосистем, а также научным работникам, бакалаврам и магистрам соответствующих направлений образования.

УДК: 621.311
ББК 22.336

Рецензент:

Камалов Т.С. – доктор технических наук, профессор, заведующий лабораторией Института энергетики и автоматики Академии наук Республики Узбекистан.

Печатается по решению Ученого совета Ташкентского
государственного технического университета.

ISBN 978-9943-10-805-9

© Изд-во «Fan va texnologiya», 2012.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	6
------------------	---

ЧАСТЬ I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСНЫХ СТАНЦИЯХ КАК ЭЛЕМЕНТАХ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ И НАСОСНЫХ СТАНЦИЯХ

1.1. Насосы и насосные установки.....	9
1.2. Оборудование насосных установок.....	12
1.3. Режимы работы насосов и насосных установок.....	14
1.4. Уравнение Бернулли.....	18
1.5. Основные параметры и характеристики насосов и насосных стан- ций.....	21
1.5.1. Напор насоса и насосной установки.....	24
1.5.2. Высота всасывания насосов.....	27
1.6. Гидравлический расчет трубопровода насосной установки.....	31
1.7. Определение рабочего режима насосной установки.....	35
1.8. Режимы движения жидкости.....	37
1.9. Мощности насоса и насосной установки, КПД насоса.....	39
1.10. Экономические показатели работы насосных станций.....	41
1.11. Электрическое оборудование насосных станций.....	46

2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ И НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ УЗБЕКИСТАНА

2.1. Насосы собственных нужд электрических станций и их характе- ристики.....	49
2.2. Насосные станции орошения Узбекистана.....	57
2.3. Трубопроводы в нефтегазовой отрасли Узбекистана.....	59
2.3.1. Классификация и категории магистральных трубопроводов.....	60
2.3.2. Состав сооружений магистрального газопровода.....	62
2.4. Энергопотребление насосных станций Узбекистана.....	64
2.5. Оптимизация энергопотребления крупных насосных станций.....	67
2.6. Синхронные двигатели насосных станций как регуляторы нагруз- ки электрической системы.....	71

ЧАСТЬ II

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ С НАСОСНЫМИ СТАНЦИЯМИ

3. УРАВНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

3.1. Уравнения синхронного и асинхронного двигателей.....	77
3.1.1. Синхронный двигатель.....	82

3.1.2. Асинхронный двигатель	82
3.1.3. Электромагнитный момент.....	84
3.2. Уравнения элементов электрической сети.....	85
3.2.1. Линия электропередачи.....	86
3.2.2. Узел комплексной нагрузки.....	86
3.2.3. Шунтирующий реактор.....	87
3.2.4. Поперечная емкость	87
 4. УРАВНЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ	
4.1. Уравнение насоса.....	88
4.1.1. Установившийся режим	88
4.1.2. Неустановившиеся и переходные режимы работы насосов.....	93
4.2. Уравнения трубопроводов	94
4.2.1. Установившийся режим	95
4.2.2. Переходный режим.....	97
4.3. Уравнения гидравлического удара	98
 5. ФОРМАЛИЗАЦИЯ ВЗАИМОСВЯЗИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ, ЭЛЕКТРО- И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕМЕНТАХ ИССЛЕДУЕМОЙ СИСТЕМЫ	
5.1. Разделение «быстрых» и «медленных» процессов в исследуемой системе.....	109
5.2. Система «трубопровод - насос»	113
5.2.1. Нормальный режим	113
5.2.2. Переходный режим.....	113
5.3. Система «насос – синхронный двигатель»	114
5.4. Система «синхронный двигатель – электрическая сеть»	117
5.4.1. Особенности составляющих дифференциальных уравнений элементов электрической системы.....	117
5.4.2. Полная математическая модель синхронной машины.....	119
5.4.3. Упрощенные модели синхронной машины	120
5.4.4. Регуляторы возбуждения синхронной машины	122
5.5. Обобщенные уравнения системы «трубопровод – насос – электродвигатель – электрическая сеть»	124
 6. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ, СОДЕРЖАЩЕЙ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ	
6.1. Анализ переходных процессов в энергосистемах с гидроэнергетическими установками	127
6.2. Особенности расчета гидравлического удара.....	131
6.3. Уравнения системы «трубопровод - верхний бьеф».....	134
6.4. Переходные процессы при внезапных коммутациях синхронного двигателя	136
6.5. Общая система уравнений исследуемой системы «трубопровод – насос – электродвигатель – электрическая сеть»	139

6.5.1. Влияния параметров режима и системы «трубо-провод – насос – электродвигатель – электрическая сеть» на переходные процессы	142
6.5.1.1. Нормальный режим	142
6.5.1.2. Влияние изменения напряжения на шинах электрической системы	143
6.5.1.3. Влияние демпфирования на переходные процессы	145
6.5.1.4. Влияние постоянных времени элементов агрегата	146
6.5.1.5. Влияние направления реактивной мощности	147
6.5.1.6. Влияние скачкообразного изменения нагрузки на валу агрегата	148
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	150
ПРИЛОЖЕНИЯ	152
ГЛОССАРИЙ	157
ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА	170

ПРЕДИСЛОВИЕ

Одними из наиболее энергоемких отраслей Республики Узбекистан являются сельскохозяйственная и нефтегазовая отрасли. Отличительная особенность энергопотребления сельскохозяйственной и нефтегазовой отраслей заключается в том, что большая его часть приходится на насосы и насосные станции [1-10].

Опыт эксплуатации насосных станций показывает, что на каждый кубический метр перекачиваемой воды 74% расходов приходится на электроэнергию [2]. Поэтому вопросы рационального управления режимами работы насосных станций, в том числе при переходных процессах становятся все более актуальными. Кроме того, необходимо учесть постоянное удорожание энергоресурсов и, как следствие, постоянный рост тарифов. Из вырабатываемых в электроэнергетической системе (ЭЭС) Узбекистана 50 млрд. кВт·ч/год электроэнергии, более 8 млрд. кВт·ч/год или более 16% тратится на покрытие нагрузок насосных станций, суммарная установленная мощность которых составляет около 4 млн. кВт. Ежегодно всеми насосами республики перекачивается около 59 млрд. м³ поливной воды. Поэтому необходимо свести к возможному минимуму затраты на строительство новых насосных станций, водоводов и магистралей, а также обеспечить их последующую эффективную эксплуатацию с наименьшими затратами электроэнергии.

Особенно большое значение имеют исследования переходных процессов, возникновение которых связано с разного рода технологическими процессами, происходящими на насосных станциях.

Публикации по насосам и насосным агрегатам, их конструкциям, характеристикам, режимам работы обширны [11-23 и др.], однако исследования, рассматривающие насосные станции как элементы электроэнергетической системы (ЭЭС) и их электро- и гидромеханические переходные процессы единичны [24, 25]. Поэтому в данном издании приведены результаты собственных исследований авторов, с широким использованием публикаций отечественных и зарубежных специалистов [13-15, 26-45, 119 и др.]. Особенностью работы является комплексный подход к изложению материала, предусматривающий совместное рассмотрение взаимосвязанных процессов в электрических и гидравлических устройствах насосных установок, что позволяет ознакомить специалистов с проблемой протекания переходных электро- и гидромеханических процессов в таком сложном элементе электроэнергетической системы, как насосные станции и о том, как они влияют на режим ЭЭС.

В настоящем издании анализируются переходные процессы, дается информация о технических состояниях насосных агрегатов и станций. Приводимые сведения могут быть использованы и при анализе режимов эксплуатации насосных агрегатов различного назначения.

Книга состоит из двух частей. Первая часть содержит две главы.

В первой главе содержатся сведения общего характера о насосах и насосных станциях. Эта глава рекомендуется менеджерам и лицам, незнакомым с основами гидроэнергетики и гидродинамики, но которые по роду деятельности должны заниматься данными вопросами. Специалисты, получившие соответствующее образование могут пропустить эту главу.

Вторая глава посвящена общей характеристике насосных станций Узбекистана и общим вопросам экономии электроэнергии в них.

Вторая часть, включающая с третьей по шестую главы, посвящена анализу переходных процессов на насосных станциях, с учетом процессов в трубопроводах и возможного гидравлического удара в них. Особенностью в данном случае является то, что насосная станция рассматривается как элемент электрической системы и поэтому комплекс «трубопровод – насос – синхронный двигатель – электрическая сеть» представляется как единое целое.

Для облегчения понимания исследуемого вопроса приведены соответствующие примеры.

Необходимо отметить, что структура книги построена таким образом, чтобы можно было использовать каждую ее главу независимо от остальных. Например, для расчета переходного процесса трубопровода используются уравнения, которые позволяют рассчитать значения расхода и напора, а при совместном рассмотрении системы «трубопровод – насос – синхронный двигатель – электрическая сеть» применяются преобразованные уравнения, которые согласованы с уравнениями остальных элементов системы.

Авторы благодарят рецензента – доктора технических наук, профессора Т.С. Камалова, за ценные замечания, высказанные при обсуждении материала книги, которые обогатили ее содержание.

ЧАСТЬ I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСНЫХ СТАНЦИЯХ КАК ЭЛЕМЕНТАХ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

В первой главе приводятся сведения общего характера о насосах и насосных станциях. Определены основные понятия и характеристики -- напор, подача, производительность, мощность насоса и др., позволяющие рассчитать режим, определить основные параметры насоса и насосной станции в стационарном состоянии.

Эта глава рекомендуется менеджерам и лицам, незнакомым с основами гидроэнергетики и гидродинамики, но которые по роду деятельности должны заниматься данными вопросами. Специалисты, получившие соответствующее образование могут пропустить эту главу.

Во второй главе приводятся некоторые характеристики насосов, используемых на электрических станциях, в нефтегазовой отрасли, а также параметры насосных станций орошения Узбекистана и описываются отдельные вопросы экономии электроэнергии и повышения их энергоэффективности.

Показано, что крупные насосные станции, оснащенные синхронными двигателями, могут быть регуляторами реактивной нагрузки и напряжения в электрической системе.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ И НАСОСНЫХ СТАНЦИЯХ

1.1. Насосы и насосные установки

Комплекс, состоящий из сооружений, предназначенных для забора воды и подвода ее к станции, напорных трубопроводов и сооружений для приема поднятой воды, называется гидроузлом насосной станции (рис.1.1).

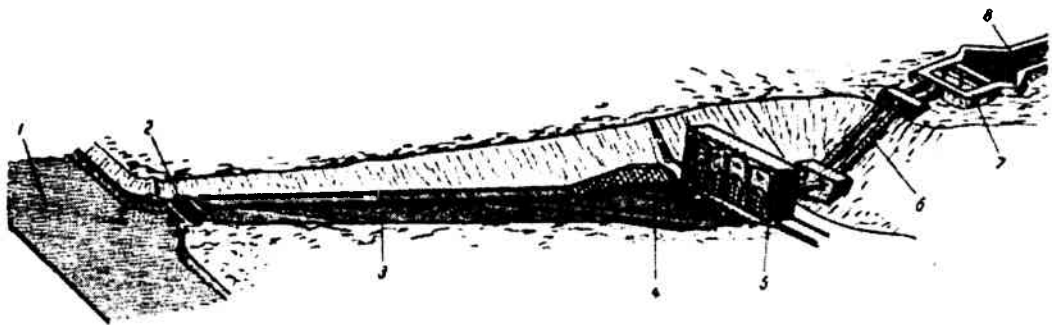


Рис. 1.1. Гидроузел насосной станции [1]:

- 1 – канал; 2 – водозаборное устройство; 3 – подводящий канал; 4 – аванкамера;
5 – здание насосной станции; 6 – напорный трубопровод; 7 – напорный бассейн;
8 – магистральный канал

Устройство и работа гидравлических машин основаны на использовании принципов гидравлики. В гидравлических машинах основным рабочим телом является жидкость [46-51], как правило, вода.

По своему назначению, в зависимости от характера происходящих в них энергетических процессов, гидравлические машины можно разделить на две большие группы: гидравлические двигатели и насосы. Некоторые машины являются обратимыми: они могут работать как в качестве двигателя, так и насоса.

Гидравлические двигатели служат для преобразования гидравлической энергии потока жидкости в механическую энергию, получаемую на валу двигателя и используемую в дальнейшем для различных целей, в основном для привода различных машин.

Насосами называются гидравлические машины для перемещения жидкостей путем повышения давления рабочей среды. Механическая энергия, подводимая к насосам от двигателей, приводящих их в действие, преобразуется в насосах в гидравлическую энергию жидкости.

По принципу действия различают гидравлические машины лопастного типа (центробежные насосы, турбины) и машины, действующие по принципу вытеснения жидкости твердым телом (поршневые насосы) [1, 47, 52-57].

Насос в совокупности с электроприводом и передаточным механизмом (муфтой, редуктором, шкивом и т.п.) образует насосный агрегат. Комплекс оборудования, обеспечивающий работу насосов в требуемом режиме и состоящий из одного или нескольких насосных агрегатов, трубопроводов, запорной и регулирующей арматуры, контрольно-измерительной аппаратуры, а также аппаратуры управления и защиты, образует насосную установку. Сооружение, в состав которого входят одна или несколько насосных установок, а также вспомогательные системы и оборудование, бытовые и производственные по-

мещения, обеспечивающие работоспособность объекта в целом, называется насосной станцией [1, 2].

Основными параметрами, характеризующими режим работы насосной установки, являются напор и подача. Напор – разность удельных энергий жидкости в напорном и всасывающем патрубках насоса, необходимая для подъема жидкости на заданную высоту и преодоления сил трения в трубопроводе. Подача – объем жидкости, перекачиваемый насосной установкой за единицу времени.

Режимами работы насосной установки называются разные процессы работы ее оборудования в соответствии с изменяющимися условиями работы системы в целом [1, 2, 58, 59].

В зависимости от назначения и рода перекачиваемой жидкости насосные установки подразделяются на водопроводные, мелиоративные, нефтеперекачивающие, канализационные, теплофикационные и др. [1, 2].

В тех случаях, когда развиваемое давление недостаточно для подъема воды на требуемую высоту, сооружаются повысительные насосные станции (станции подкачки). Насосные установки этих станций увеличивают напор в сети, забирая воду из одного участка водовода или сети и подавая ее в другой водовод или участок сети. При этом забор воды может осуществляться как через промежуточные резервуары, которые выполняют функции регулирующих емкостей, так и без них. В последнем случае установки работают по схеме «из трубы в трубу» [2, 28].

Мелиоративные насосные станции подразделяются на станции орошения и осушительных систем. Насосные станции орошения в свою очередь делятся на головные, промежуточные перекачивающие и дождевальные.

При машинном орошении вода поднимается насосами из источника орошения до высших отметок орошаемой территории, откуда распределяется по трубам или самотеком по каналам. Машинный подъем на орошение применяют, когда уровень воды в источнике ниже уровня в канале, а также при поливе дождеванием из закрытой оросительной сети.

Большие затраты энергии на подъем воды и соответственно высокие эксплуатационные расходы являются существенными недостатками машинного орошения, что и предполагает их эксплуатацию в оптимальном режиме.

Оросительные насосные станции, забирающие воду из открытых водных источников, называют головными, или станциями первого подъема, а забирающие воду из оросительных каналов и подающие ее в вышерасположенный канал – зональными или перекачивающими. Станции, забирающие воду из оросительного канала и подающие ее в закрытую сеть для полива дождеванием, называют подкачивающими.

Место расположения насосной станции выбирается так, чтобы длина тракта подачи воды была минимальной, в основании сооружений и в месте водозабора залегали прочные и устойчивые грунты, а гидравлические условия забора воды и защиты от наносов и от ледовых явлений были наиболее благоприятными.

Головное водозаборное сооружение и его конструкция должны обеспечить забор воды из водных источников в соответствии с графиком подачи воды и расчетными уровнями воды в нем; минимальный захват наносов, для чего

предусматривают забор воды из различных уровней и в случае необходимости устройство отстойников; нормальный режим эксплуатации и возможность ремонта.

Тип водозаборного сооружения определяется комплексом топографических, геологических и гидрогеологических условий, расходом воды насосной станции и устанавливается на основании технико-экономических расчетов.

От водозаборного сооружения до водоприемника всасывающих труб вода течет по водоподводящему открытому каналу или по закрытому водоводу (самотечному или сифонному). Скорость течения воды в подводящем канале определяется из условий неразрывности и допустимой степени заиливания русла, необходимостью и целесообразностью применения облицовки.

Закрытые подводящие водоводы служат для обеспечения непрерывного подъема воды от водоисточников, находящихся ниже линии гидродинамического напора. Минимальную скорость течения воды в водоводе принимают не менее 0,8 м/с. Отложившиеся наносы из водовода удаляют промывкой или механическим способом.

Необходимо отметить, что при небольшой длине, а главное, при значительной величине местных потерь напора, которая может превышать 10-15% от потерь по длине, простой трубопровод считают **коротким** ($L < 200$ м). В противном случае трубопровод является **длинным** ($L > 200$ м.).

В здании насосной станции размещают следующее оборудование: основное гидромеханическое – главные насосы, подающие воду в соответствии с графиком подачи воды; часть всасывающих и напорных трубопроводов с регулировочной (задвижки), контрольно-измерительной (водомеры) и предохранительной (обратные клапаны, предохранительные клапаны) арматурой; вспомогательное гидромеханическое (вакуум-насосы для запуска главных насосов); дренажные насосы; трубопроводы вспомогательных насосов со всей их арматурой (задвижки, обратные клапаны и др.); основные энергетические двигатели главных насосов; двигатели задвижек трубопроводов главных насосов, особое оборудование, специфическое для данного типа двигателя (например, распределительное устройство и понизительные подстанции); вспомогательное энергетическое - электродвигатели вспомогательных насосов, затворов, подъемных кранов и т. д.

Насосные станции осушительных систем перекачивают поверхностные воды или снижают уровень грунтовых вод. При таких станциях обычно сооружают резервуар для приема стоков [1, 2, 52].

Теплофикационные насосные станции предназначены для подачи горячей воды в системы отопления и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий, а также технологическим потребителям. Источниками горячей воды являются центральные котельные и теплоэлектроцентрали, на которых обычно устанавливаются сетевые насосы. С помощью сетевых насосов вода пропускается через водоподогреватели, где она нагревается паром из теплофикационных отборов турбин и далес через теплофикационную сеть поступает к потребителю. К теплофикационным сетям присоединяются тепловые пункты, в которых устанавливаются насосы, подающие горячую воду непосредственно потребителю для отопления и других нужд.

Насосные установки тепловых и атомных электростанций выполняют разнообразные функции в технологическом процессе выработки электрической и тепловой энергии. Питательные насосы подают воду в котельный агрегат. Конденсатный насос перекачивает конденсат (превратившийся в воду отработанный в турбине пар) в деаэратор. Циркуляционный насос обеспечивает постоянную циркуляцию охлаждающей воды через конденсатор и охлаждающие устройства (градирни, брызгальные бассейны).

Широкое распространение получили насосные установки, предназначенные для транспортировки нефте- и газопродуктов. Находят они применение и в строительстве: для водопонижения, откачки загрязненных вод из котлованов, подачи различного рода жидких и полужидких компонентов (растворов, бетонов и т.д.). Применяются насосные установки и в горнорудной промышленности для транспортировки различного рода пульп (землесосы, земснаряды и проч.).

Насосные станции комплектуются одним или несколькими насосными агрегатами. Если в состав насосной установки входят несколько агрегатов, напорные и всасывающие линии насосов связываются между собой соответственно напорными и всасывающими коллекторами. К напорным коллекторам присоединяются напорные водоводы, а к всасывающим коллекторам – всасывающие водоводы. Если при насосной станции имеются приемные резервуары, всасывающие коллекторы могут не предусматриваться, а всасывающие линии насосов соединяются непосредственно с резервуаром [1, 2].

1.2. Оборудование насосных установок

К основному оборудованию насосных установок относят насосы, приводы насосов (электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания), а также трубопроводы с регулирующей и запорной арматурой.

На современных насосных установках наибольшее распространение получили лопастные насосы: центробежные и осевые.

Центробежные насосы [1, 52]. Внутри неподвижного корпуса 1 (рис. 1.2), имеющего спиральную форму, находится рабочее колесо 2, закрепленное на валу 3. Колесо 2 состоит из двух дисков, между которыми расположены лопасти 4. Корпус насоса соединен с всасывающим и напорным трубопроводами патрубками 5 и 6. Если корпус насоса и его всасывающий трубопровод наполнить жидкостью, а затем привести во вращение рабочее колесо, то жидкость

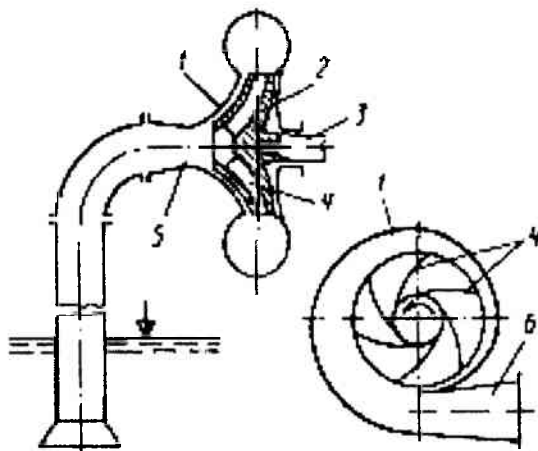


Рис. 1.2. Схема одноступенчатого центробежного насоса [2]

под действием лопастей рабочего колеса приходит во вращение. Центробежные силы перемещают жидкость на периферию, где создается повышенное давление, а в центре колеса – разрежение. За счет разности давлений жидкость поступает в напорный трубопровод. Так осуществляется непрерывная подача жидкости насосом.

Центробежные насосы могут быть как одноступенчатые (с одним рабочим колесом), так и многоступенчатые (с несколькими колесами). Конструктивно в зависимости от расположения вала они подразделяются на насосы горизонтальные и вертикальные [2].

Осевые насосы [1, 52, 55, 57]. В таких насосах рабочее колесо (рис. 1.3) вращается в сферической камере. При воздействии лопастей рабочего колеса на жидкость за счет изменения скорости течения давление над лопастью повышается, а под ней понижается. Благодаря разности давлений жидкость перемещается вдоль оси насоса.

Осевые насосы изготавливаются двух типов: с жестко закрепленными лопастями рабочего колеса (типа О) и с поворотными лопастями (типа ОП). Насосы обоих типов могут выпускаться в двух исполнениях: Г – с горизонтальным расположением вала, В – с вертикальным. Рабочее колесо осевых насосов типа ОП состоит из втулки обтекаемой формы, на которой укреплены поворотные лопасти (рис. 1.3). Возможность изменения угла установки лопастей позволяет регулировать подачу жидкости и напор насоса в широких пределах при сохранении высоких значений КПД.

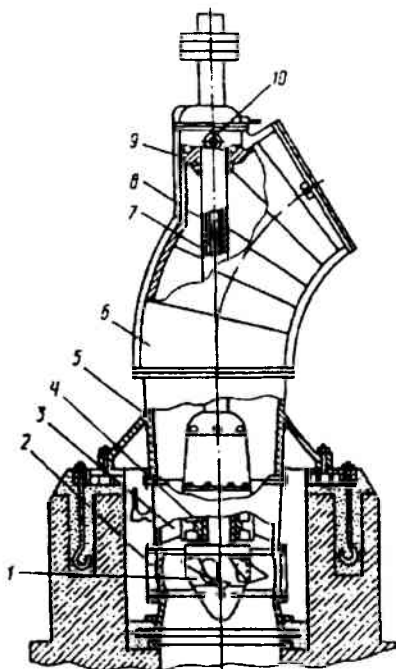


Рис. 1.3. Осевой насос типа ОП [2]:

- 1 – рабочее колесо с поворотными лопастями; 2 – сферическая камера;
- 3 – спрямляющий аппарат; 4 – нижняя опора вала; 5 – диффузор с лапами для крепления к фундаментным плитам; 6 – корпус насоса; 7 – полый вал; 8 – шток привода механизма разворота лопастей; 9 – верхний направляющий подшипник;
- 10 – механизм поворота лопастей с ручным приводом

Привод насосов. Для привода насосов используются преимущественно асинхронные короткозамкнутые и синхронные двигатели [1,2,11,27,119 и др.]. В редких случаях используются асинхронные электродвигатели с фазным ротором. Электродвигатели мощностью до 350 кВт выполняются на напряжение 380-660 В, а выше 350 кВт на 6-10 кВ. В ряде случаев, особенно в передвижных насосных установках, для привода насосов используются двигатели внутреннего сгорания.

Трубопроводы. Внутренние трубопроводы насосных станций (напорные и всасывающие линии насосов, всасывающие и напорные коллекторы и др.) выполняются, как правило, из стальных труб. В качестве трубопроводной арматуры в насосных установках используются задвижки, затворы, обратные затворы (клапаны) [1, 2].

В зависимости от конструкции задвижки подразделяются на параллельные и клиновые. Задвижки большого диаметра, а также работающие с дистанционным и автоматическим управлением, оборудуются гидравлическими или электрическими приводами. Для уравнивания давления по обе стороны диска у крупных задвижек предусматривается обводная задвижка (байпас).

В качестве запорной и регулирующей арматуры используются затворы. Широкое распространение в последнее время получили дисковые затворы, которые оборудуются электрическими приводами.

Обратные затворы предназначены для того, чтобы воспрепятствовать опорожнению напорных трубопроводов и обратному вращению насоса после его остановки. Конструкции обратных затворов различны: с замедленной посадкой, однодисковые, многодисковые, с противовесом и др.

Во время работы насоса под действием потока воды диск поворачивается на оси, и вода проходит через затвор. После остановки насоса диск под действием собственного веса и давления воды со стороны напорного водовода опускается и затвор закрывается.

Более детально о насосах и их конструкциях можно ознакомиться в [1, 11, 46, 52-57].

1.3. Режимы работы насосов и насосных установок

Режимы работы насосных установок существенно зависят от изменения режимов водопотребления [2, 24].

Режим водопотребления обычно характеризуется суточными, недельными и годовыми графиками водопотребления. На рис. 1.4. представлен примерный годовой график водоподачи насосной станцией Хамза-2.

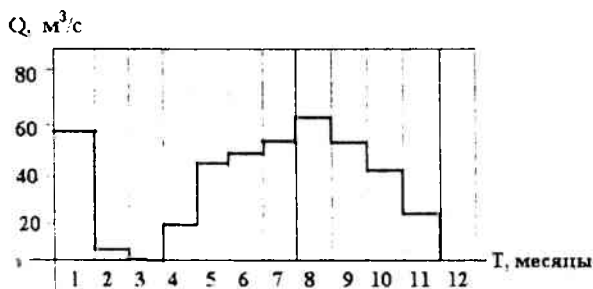


Рис. 1.4. Годовой график водоподачи насосной станции Хамза-2

Кроме того, режим водопотребления характеризуется кривой распределения подач, которая дает представление о диапазоне изменения водопотребления за тот или иной промежуток времени (месяц, год и т.п.) и длительности работы системы с тем или иным водопотреблением. Графики водопотребления характеризуются коэффициентами неравномерности [1, 2].

Максимальный коэффициент неравномерности:

$$K_{\text{макс}} = Q_{\text{макс}} / Q_{\text{ср}} \quad (1.1)$$

где, $Q_{\text{макс}}$ – максимальное водопотребление; $Q_{\text{ср}}$ – среднее значение водопотребления.

Минимальный коэффициент неравномерности:

$$K_{\text{мин}} = Q_{\text{мин}} / Q_{\text{ср}}, \quad (1.2)$$

где, $Q_{\text{мин}}$ – минимальное водопотребление.

Диапазон колебания водопотребления характеризуется отношением $\lambda = Q_{\text{мин}} / Q_{\text{макс}}$, которое может быть также выражено через коэффициенты максимальной и минимальной неравномерности

$$\lambda = K_{\text{мин}} / K_{\text{макс}}. \quad (1.3)$$

Режим притока сточных вод характеризуется графиками притока, которые имеют вид, аналогичный графикам водопотребления, а также коэффициентами неравномерности.

Режим работы насосных установок промышленных предприятий определяется главным образом технологическим процессом предприятия. Существуют режимы водопотребления и перекачки, аналогичные режимам работы городских водопроводных и канализационных насосных станций. Насосные установки промышленных предприятий могут быть с явно выраженным ночным или дневным режимом водопотребления.

Режимы работы теплофикационных насосных установок, систем оборотного водоснабжения существенно зависят от температуры наружного воздуха, а следовательно, и от времени года, климатических условий.

Подача насосных установок, работающих непосредственно в сеть без промежуточных емкостей, в каждый момент времени равна водопотреблению (при отсутствии утечек и непроизводительных расходов). В действительности в любой системе водоподачи имеются утечки и непроизводительные расходы, значения которых достигают во многих случаях 15-20% общей подачи [1, 2]. Следовательно, подача насосной установки должна быть больше водопотребления на это значение.

При стабильном водопотреблении установки работают с постоянными значениями подачи и давления или напора, которые между собой связаны соотношением $H = p / \rho g$, где H – напор, м; p – давление насоса, Па; ρ – плотность жидкой среды, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с². С ростом водопотребления подачу приходится увеличивать. При этом потери давления в трубах увеличиваются. Чтобы компенсировать эти потери, следует увеличить давление, развиваемое насосной установкой. При уменьшении водопотребления подача и давление должны быть уменьшены. Приведение в соответствие водопотребления и подачи осуществляется в настоящее время чаще всего изме-

нением числа работающих насосных агрегатов или степени открытия задвижек (затворов) на напорных линиях насосов и насосных установок [1, 2].

Режим работы насосной установки, подающей воду потребителю, через аккумулялирующую емкость (резервуар, водонапорную башню и т.п.), характеризуется тем, что в отдельные периоды времени подача насосной установки отличается от водопотребления. Если подача больше водопотребления, уровень воды в резервуаре поднимается, если меньше, уровень опускается. В случае равенства подачи и водопотребления уровень в резервуаре стабилизируется на одной отметке.

Регулирование режима работы насосной установки, состоящей из одного агрегата, осуществляется включением агрегата при снижении уровня воды до заданного нижнего значения и отключением при достижении заданного верхнего значения. Затем цикл повторяется. Если насосная установка состоит из нескольких агрегатов, режим ее работы отличается тем, что задается по нескольким верхним и нижним уровням, при достижении которых изменяется число работающих агрегатов. С увеличением водопотребления частота включений агрегатов увеличивается, продолжительность пауз уменьшается, поскольку при увеличении водопотребления быстрее срабатывает объем жидкости в резервуаре, при этом уровень жидкости быстрее достигает нижнего положения и, вследствие этого, чаще происходит включение дополнительных насосов.

Режим работы насосных установок при откачке жидкости из резервуаров (канализационных, осушительных, мелиоративных и т.п.) аналогичен вышеописанным с тем отличием, что агрегаты включаются в работу при наполнении резервуаров до верхних уровней, а отключаются при опорожнении до нижних.

Число включений-отключений насосных агрегатов на насосных станциях с резервуарами достигает 40-50, а в ряде случаев 100 включений в сутки [2, 16, 23]. Поскольку такое число включений для агрегатов большой мощности недопустимо, в насосных установках с агрегатами мощностью свыше 150 кВт вместо включений-отключений применяется дросселирование потока воды задвижкой (затвором). При увеличении притока уровень жидкости в резервуаре, из которого жидкость откачивают, поднимается. В этом случае задвижка на напорной линии насоса приоткрывается. С уменьшением притока уровень падает, и задвижка прикрывается [23].

Контроль режима работы насосной установки осуществляется с помощью различных измерительных устройств: манометров, уровнемеров, расходомеров, счетчиков электроэнергии, амперметров и т.д. Изменение режима работы насосной установки влияет на режим работы отдельных насосных агрегатов, из которых состоит установка.

Анализ режима работы насосных установок выполняется изучением характеристик насосов и трубопроводов. Характеристиками насоса называются зависимости напора H , мощности N , коэффициента полезного действия η и допустимой вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{ВАС}}^{\text{ДОП}}$ или кавитационного запаса $\Delta h_{\text{ДОП}}$ от подачи насоса Q при определенной частоте вращения рабочего колеса диаметром D .

Характеристики $Q - H$ центробежных насосов описываются уравнением квадратичной параболы [1, 2].:

$$H_H = H_\Phi - S_\Phi Q^2, \quad (1.4)$$

где, H_Φ – фиктивный напор при нулевой подаче, м; S_Φ – гидравлическое фиктивное сопротивление насоса, $\text{м}^3/(\text{с/л})^2$.

При необходимости фиктивные параметры могут быть определены по каталожным данным насоса или по экспериментальным данным. Для этого следует определить координаты двух точек рабочей части напорной характеристики насоса. Двум точкам соответствуют значения напоров H_1 и H_2 , м, и подачи Q_1 и Q_2 , л/с, с учетом которых далее определяются значения фиктивных параметров насоса, $\text{м}^3/(\text{с/л})^2$, при нулевой подаче:

$$S_\Phi = \frac{H_1 - H_2}{Q_2^2 - Q_1^2}, \quad (1.5)$$

$$H_\Phi = H_1 + S_\Phi Q_1^2, \quad (1.6)$$

или
$$H_\Phi = H_2 - S_\Phi Q_2^2, \quad (1.7)$$

Значения фиктивного напора зависят от конструктивных параметров насоса. Отношение фиктивного напора к номинальному напору $H_\Phi^* = H_\Phi / H_6$, так же как и коэффициент быстроходности, дает представление о крутизне напорной характеристики насоса. Для большинства наиболее распространенных центробежных насосов для обычной воды относительный фиктивный напор $H_\Phi^* \approx 1,25$, а для динамических насосов сточной жидкости $H_\Phi^* = 1,45$ [1, 23]. Наибольшую крутизну имеют характеристики $Q - H$ осевых насосов, для которых $H_\Phi^* = 2$.

Для анализа режима работы насосных установок с несколькими насосами, работающими параллельно или последовательно, используют суммарные характеристики этих насосов.

Преднамеренное изменение подачи и напора насосов в соответствии с новым режимом работы системы называется регулированием. Центробежные насосы регулируются изменением частоты вращения рабочих колес или изменением степени открытия задвижки (затвора) на напорной линии. Прикрывая или открывая затвор, изменяют крутизну характеристики $Q-H$ трубопровода, которая зависит от его гидравлического сопротивления.

Увеличивая степень открытия затвора, уменьшают крутизну характеристики трубопровода. Вследствие этого подача увеличивается, напор развиваемый насосом уменьшается, а напор в трубопроводе за затвором возрастает.

При изменении частоты вращения насоса изменяется положение характеристики $Q-H$ насоса. Уменьшая частоту вращения, перемещают характеристику вниз параллельно самой себе. Увеличение частоты вращения вызывает обратные явления. Это способ регулирования более экономичен, но требует применения специального регулируемого электропривода, что усложняет и удорожает насосную установку.

Кроме того, режим работы центробежных насосов может регулироваться с помощью направляющего аппарата, устанавливаемого на входе воды в насос, впуском воздуха в корпус насоса и другими способами.

Более подробно процесс регулирования режимов работы насосов можно ознакомиться в [1,2, 12, 23, 49, 52, 55, 59, 60, 61 и др.].

1.4. Уравнение Бернулли

При движении жидкостей под воздействием внешних сил в потоках прежде всего формируются поля скоростей микро- и макрослоев, которые определяют формирование температурных полей и концентраций веществ, что в конечном итоге обуславливает скорость протекания процессов [95]. На движущуюся жидкость, кроме сил, которые действовали на покоящуюся жидкость (поверхностные силы гидростатического давления и массовые силы: силы тяжести и внешние силы инерции), действуют дополнительные силы инерции и трения. В отличие от гидростатического давления, величина которого не зависит от ориентации поверхности, на которое оно действует, возникающее при движении гидродинамическое давление благодаря развитию напряжений сдвига (касательным силам), различно в направлении осей x , y и z . Наличие сил внутреннего трения между движущимися слоями жидкости (в соответствии с законом внутреннего трения Ньютона) является первопричиной различия скоростей движения в различных точках по поперечному сечению канала. Характер этого различия, который обуславливается характером связи между давлением и скоростью движения слоев в любой точке потока. Это и является основной задачей теории гидродинамики.

Запишем количество вещества, входящее в элементарный объем с координатами dx , dy , dz в направлении соответствующих осей координат.

В самом общем случае при течении жидкости через элементарный объем под воздействием внешних параметров изменяется как ее плотность ρ на величину $\Delta \rho$, так и скорость ее движения v на величину Δv , так как изменяются составляющие — v_x , v_y , v_z . Количество вещества, выходящее через противоположные грани элементарного объема будет изменяться за счет изменения ρ и v .

Баланс действующих сил на жидкость, находящуюся в покое, описывается системой дифференциальных уравнений равновесия Эйлера:

$$-\frac{\partial P}{\partial x} + \rho X - \rho \frac{dv_x^2}{2dx} = 0,$$

$$-\frac{\partial P}{\partial y} + \rho Y - \rho \frac{dv_y^2}{2dy} = 0, \quad (1.8)$$

$$-\frac{\partial P}{\partial z} + \rho Z - \rho \frac{dv_z^2}{2dz} = 0.$$

Уравнение Эйлера позволяет решать многие практические задачи в несколько упрощённых вариантах, что часто оказывается вполне достаточным. Доказательством этому является широко известное уравнение Бернулли.

После ряда преобразований (1.8) можно получить следующее уравнение [65, 66, 67]:

$$\frac{P}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} = H = \text{const}. \quad (1.9)$$

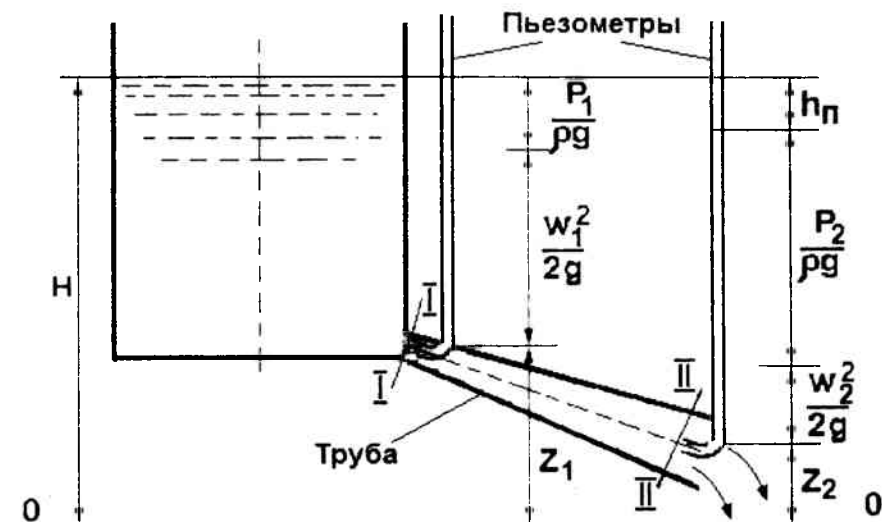


Рис. 1.5. К разъяснению уравнения Бернулли

Полученное уравнение в гидродинамике известно как **уравнение Бернулли** для идеальной жидкости. По существу, уравнение Бернулли представляет собой основной закон гидростатики, дополненный еще одним параметром. Физический смысл уравнения Бернулли состоит в том, что оно выражает закон сохранения энергии движущейся жидкости: сумма потенциальной и кинетической энергии есть величина постоянная. Первый член уравнения - $P/(ρg)$ - **статический, или пьезометрический напор**, равный давлению столба жидкости над рассматриваемым уровнем, относительно точки отсчета, выражает удельную энергию давления в этой точке; второй z - **нивелирная высота, или геометрический напор**, который равен геометрической высоте данной точки и который выражает удельную потенциальную энергию положения точки. Эти два первых слагаемых уравнения означают, что полная потенциальная энергия жидкости в данной точке есть величина постоянная (закон сохранения энергии – основной закон гидростатики). Третье слагаемое $\frac{w^2}{2g}$ - **скоростной (динамический) напор**, выражает удельную кинетическую энергию в данной точке. Напомним, что термин «удельная» энергия, означает энергию, отнесенную к единице веса жидкости.

Тогда для установившегося потока жидкости для любых произвольно взятых сечений потока (или точек) сумма потенциальной ($\frac{P}{2g} + z$) и кинетической

энергии ($\frac{v^2}{2g}$) остается величиной постоянной. По существу это и является определением уравнения Бернулли. Для двух его произвольно взятых сечений установившегося потока идеальной жидкости уравнение Бернулли можно записать следующим образом:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} = \text{const.} \quad (1.10)$$

Для горизонтального канала ($z_1=z_2$) уравнение Бернулли существенно упрощается и приобретает следующий вид:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = \text{const.} \quad (1.11)$$

Анализ уравнений (1.10) и (1.11) показывает, что при изменении сечения (площади поперечного сечения аппарата или трубопровода) и, соответственно, скорости движения жидкости, происходит превращение одного вида энергии в другой: при увеличении скорости часть потенциальной энергии переходит в кинетическую, а при снижении скорости – наоборот, часть кинетической энергии переходит в потенциальную. При этом их сумма остается неизменной. Обычно используется выражение: **где выше скорость, там меньше давление, и наоборот**. При движении реальной жидкости, в отличие от идеальной, ее гидродинамический напор, определяемый уравнениями (1.10) и (1.11), не остается постоянным. Поскольку реальная жидкость обладает вязкостью, на пути движения такой жидкости канал, как правило, снабжен различными кранами, вентилями, поворотами и т.д. и т.п., то часть энергии движущейся жидкости затрачивается на преодоление их сопротивлений. Все эти сопротивления принято называть гидравлическими сопротивлениями. Часть этой энергии превращается в тепло, которое расходуется на нагревание жидкости, а часть – рассеивается в окружающую среду. Уравнение Бернулли, для характеристики движения реальной жидкости будет иметь следующий вид:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_{\Pi} = \text{const.} \quad (1.12)$$

Здесь h_{Π} – выражает потери напора на преодоление суммы гидравлических сопротивлений. И для движения реальной жидкости **сумма статического и динамического напоров, нивелирной высоты и потеряннного напора остается величиной постоянной и равной полному гидродинамическому напору Н**.

Величина энергии, которая определяет потеряннный напор, складывается из затрат энергии на преодоление сил трения $h_{\text{тр}}$ и сил местного сопротивления $h_{\text{м.с.}}$:

$$h_{\Pi} = h_{\text{тр}} + h_{\text{м.с.}} \quad (1.13)$$

Уравнение Бернулли имеет большое значение для практических расчетов: при помощи уравнения рассчитываются такие характеристики, как необходимый напор для обеспечения движения жидкости в заданном режиме по данно-

му каналу, скорость движения, время движения и т.д. Кроме того, при помощи данного уравнения производится расчеты при создании измерительных приборов для определения скорости течения и расходов жидкостей (расходомеров), что является чрезвычайно важным с точки зрения создания средств контроля и автоматического регулирования технологическими процессами.

При необходимости учета влияния неравномерного распределения (по живому сечению) скоростей отдельных частиц жидкости на удельную кинетическую энергию потока, используют коэффициент Кориолиса α . В этом случае уравнение Бернулли получает вид:

$$\frac{P}{\rho g} + z + \alpha \frac{v^2}{2g} = \text{const.} \quad (1.14)$$

Коэффициент Кориолиса для ламинарного режима движения жидкости в цилиндрической трубе равен $\alpha = 2$, а для турбулентного $\alpha = 1,045-1,10$ [90].

1.5. Основные параметры и характеристики насосов и насосных станций

Насосный агрегат (рис. 1.6) включает в себя насос 1, двигатель 2 и механизм для передачи крутящего момента двигателя к насосу 3 [1, 52]. В качестве передаточного механизма можно использовать специальные муфты, плоскоременную или клиноременную передачи, редуктор и пр.

Система трубопроводов насосной установки состоит из всасывающего 4 и напорного 6 трубопроводов, оборудованных арматурой для регулирования, защитными устройствами и контрольно-измерительной аппаратурой.

Всасывающий трубопровод служит для подвода воды из приемного резервуара к насосу под действием его всасывающей способности, или вакуумметрической высоты всасывания насоса, определяемую выражением:

$$H_{\text{ВАК}} = \frac{P_0}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma}; \quad (1.15)$$

где, $\frac{P_0}{\gamma}$ – атмосферное давление на поверхности воды в приемном резервуаре, м. вод.ст.; $\frac{P_1}{\gamma}$ – абсолютное давление во всасывающей патрубке насоса (в сечении I-I), м.вод.ст. Оно меньше атмосферного и зависит от конструкции насоса.

Вакуумметрическая высота всасывания, как видно из уравнения (1.15), представляет собой недостаток давления в насосе до атмосферного.

Напорный трубопровод предназначен для отвода воды от насоса в напорный резервуар под действием абсолютного давления $\frac{P_2}{\gamma}$ развиваемого насосом в напорном патрубке (сечение II-II).

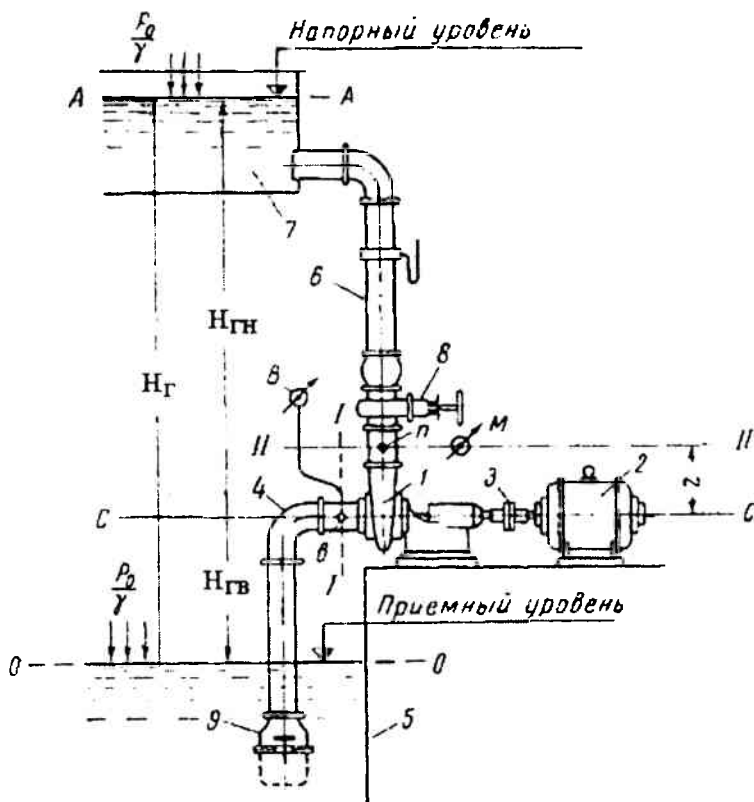


Рис. 1.6. Схема оборудования насосной установки с центробежным насосом [1]:
1 – насос; 2 – двигатель; 3 – передача; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – приемный резервуар; 6 – напорный трубопровод; 7 – напорный резервуар; 8 – задвижка; 9 – обратный клапан

В точке *п* этого сечения измеряется фактически используемое или избыточное (сверх атмосферного) давление:

$$\frac{p_M}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_0}{\gamma} \quad (1.16)$$

Это избыточное над атмосферным давление называют манометрическим давлением.

Манометрическое давление в напорном патрубке насоса (сечение II-II) будет определяться выражением:

$$\frac{p_M}{\gamma} = \frac{p_2 - p_0}{\gamma} + h_1, \quad (1.17)$$

где h_1 - превышение центра прибора над местом присоединения.

Высоту расположения оси насоса (С-С) над уровнем воды в приемном резервуаре (О-О) называют геометрической (геодезической) высотой всасывания насоса ($H_{ГВ}$).

Высота расположения уровня воды (А-А) в напорном резервуаре над центром насоса называется геометрической (геодезической) высотой нагнетания ($H_{ГН}$). Превышение уровня воды в напорном резервуаре над уровнем воды в приемном резервуаре носит название геометрической (геодезической) высоты водоподъема ($H_{Г}$).

Центробежные, как и все лопастные насосы, перекачивают воду практически равномерно, поэтому движение воды во всасывающем и напорном трубопроводах будет установившимся. В этом случае подача (или производительность) насосной установки будет соответствовать расходу воды в трубопроводе (то есть количеству воды, протекающему через его поперечное сечение в единицу времени).

Скорости движения воды в разных точках диаметра трубопровода различны, поэтому для упрощения расчетов вводится понятие средней скорости v . Средней скоростью v (м/с) в данном сечении трубопровода называется такая скорость, которая, будучи умножена на его площадь F (м²), дает расход Q (м³/с), равный действительному, то есть

$$Q = F \cdot v.$$

Для изменения подачи воды насосной установкой можно использовать задвижку, устанавливаемую на напорном трубопроводе непосредственно за насосом. На всасывающем трубопроводе задвижку устанавливают только в том случае, если насос работает при постоянном или временном подтоплении со стороны приемного резервуара.

Для предупреждения обратного сброса воды из напорного резервуара через насос (при внезапном отключении электроэнергии или по другим причинам) на напорном трубопроводе устанавливают обратный клапан. Для уменьшения давления при гидравлических ударах применяют предохранительные клапаны, воздушные колпаки и другие приспособления.

Одним из важных характеристик насоса и насосной установки является его **подача**. Подача насоса Q — это действительное количество жидкости, перекачиваемое в единицу времени. Это понятие тождественно с понятием о расходе жидкости через поперечное сечение трубопровода. Подача насоса может быть выражена в м³/час, м³/с, л/с и т. п.

Кроме действительной подачи насоса, различают теоретическую или расчетную подачу Q_T . Например, для поршневого насоса за полный оборот кривошипного механизма объем воды, вытесненной поршнем, должен быть равен произведению площади цилиндра F на длину хода поршня s , т. е. $q = s \cdot F$ и при вращении вала с числом n оборотов в минуту расчетная секундная подача насоса равна:

$$Q = \frac{qn}{60} = \frac{Fsn}{60}. \quad (1.18)$$

При практическом замере реальная подача насоса Q оказывается меньше расчетной Q_T . Это различие объясняется, прежде всего, обратными утечками жидкости через клапаны.

Необходимо отметить, что всасывающий клапан открывается и напорный закрывается одновременно, но не мгновенно. Таким образом, в течение некоторого небольшого промежутка времени под клапаном имеется свободный проход из напорной трубы во всасывающую, через который и вытекает жидкость. Кроме того, сам цилиндр не полностью заполняется жидкостью из-за неплотностей между поршнем и стенками цилиндра, испарением жидкости и т. п. Обратные утечки воды происходят и в других насосах. Для сравнительной оценки обратных утечек жидкости в насосах вводится понятие объемного ко-

эфициента полезного действия $\eta_{об}$, который равен отношению действительной подачи насоса к расчетной или теоретической подаче:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_T} . \quad (1.19)$$

В современных насосных установках жидкость к насосу подводится и отводится от него по закрытым трубопроводам, работающим без утечек. Поэтому в нормальных условиях производительность насоса соответствует производительности насосной установки.

1.5.1. Напор насоса и насосной установки

Напором насоса называют количество энергии, которое приобретает каждый килограмм жидкости, проходящий через насос, за счет работы двигателя. Его можно определить как разницу в содержании энергии 1 кг жидкости за насосом и перед ним.

Действительно, если взять 1 кг жидкости, выделенный из общего ее потока перед насосом в сечении I-I, находящийся (рис. 1.6) на высоте z_1 под давлением $\frac{p_1}{\gamma}$ и движущийся с абсолютной скоростью v_1 , его удельная энергия будет равна:

$$E_1 = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} , \quad (1.20)$$

то есть будет складываться из энергии жидкости положения (z_1), энергии давления $\frac{p_1}{\gamma}$ и скоростной или кинетической энергии $\frac{v_1^2}{2g}$.

Величины z_1 и $\frac{p_1}{\gamma}$ относятся к потенциальной, то есть скрытой, или запасенной форме энергии. Потенциальная энергия положения (z_1) - это запас энергии в 1 кг жидкости вследствие подъема его на высоту z_1 над уровнем воды в приемном резервуаре, условно принятом за плоскость сравнения О-О.

Аналогично определяется и удельная энергия 1 кг жидкости за насосом в сечении II-II:

$$E_2 = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} . \quad (1.21)$$

Следовательно, полный напор насоса будет определяться выражением:

$$H = E_2 - E_1 = \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right) \quad (1.22)$$

или

$$H = z + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} . \quad (1.23)$$

Так как давление за насосом измеряется манометром (М), а давление перед насосом - вакуумметром (В), а их показания согласно вышесказанному записываются выражениями:

$$h_M = \frac{p_2 - p_0}{\gamma} \quad \text{и} \quad h_{\text{ВАК}} = \frac{p_0 - p_1}{\gamma}, \quad (1.24)$$

то после подстановок и замены величины $z_2 - z_1$ на z (рис. 1.6) уравнение (1.23) примет следующий вид:

$$H = h_M + h_{\text{ВАК}} + z + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (1.25)$$

из которого следует, что полный напор насоса может быть выражен через показания приборов, если они установлены в разных точках (v_2 и v_1 – скорости жидкости в точках измерения).

Полный напор насоса используется для транспортирования жидкости по всасывающему и напорному трубопроводам насосной установки, то есть уравновешивается геометрической высотой водоподъема H_r (рис. 1.6) и гидравлическими сопротивлениями во всасывающем ($h_{\omega B}$) и напорном ($h_{\omega H}$) трубопроводах согласно уравнению:

$$H = H_r + \sum h_{\omega}, \quad (1.26)$$

$$\text{где,} \quad H_r = H_{rB} + H_{rH}, \quad \sum h_{\omega} = h_{\omega B} + h_{\omega H}. \quad (1.27)$$

Уравнение (1.26) представляет напор насосной установки, то есть такой напор, который необходим для перемещения 1 кг жидкости из приемного резервуара в напорный в момент пропускa расхода через систему трубопроводов насосной установки.

Выражения $H_{rB} + h_{\omega B}$ и $H_{rH} + h_{\omega H}$, соответственно, называются приведенной высотой всасывания и приведенной высотой нагнетания.

Очевидно, что протекание жидкости в изогнутых и расширяющихся каналах рабочего колеса центробежного насоса сопровождается не только потерями напора по длине, но и потерями напора на преодоление местных сопротивлений. Если бы эти потери отсутствовали, то данное колесо могло бы развить теоретический напор, больший действительного на величину этих потерь:

$$H_T = H + h_{\omega}. \quad (1.28)$$

В этом случае отношение действительного полного напора к теоретическому называется гидравлическим КПД:

$$\eta_{\text{гид}} = \frac{H}{H_T}. \quad (1.29)$$

Пример [67]. Вода течет по трубопроводу диаметром $d = 0,1 \text{ м} = 100 \text{ мм}$ со скоростью $v = 5 \text{ м/с}$. Внизу вода растекается во все стороны по радиусу между двумя круглыми параллельными пластинками диаметром $D = 1 \text{ м}$, расположенными на расстоянии $a = 0,05 \text{ м}$ одна от другой (рис. 1.7). Пренебрегая потерями напора, определить давление p_B в точках В, отстоящих на расстоянии $D/4$ от центра А. Вода вытекает при атмосферном давлении.

Решение. Определяем расход

$$Q = \pi(D^2/4)v = 5 \cdot 0,785 \cdot 0,1^2 = 0,0392 \text{ м}^3/\text{с} = 39,2 \text{ л/с}.$$

Проводим произвольную горизонтальную плоскость сравнения 0-0 на расстоянии $a/2$ от нижней круглой пластинки (рис. 1.7) и составляем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2, пренебрегая потерями напора.

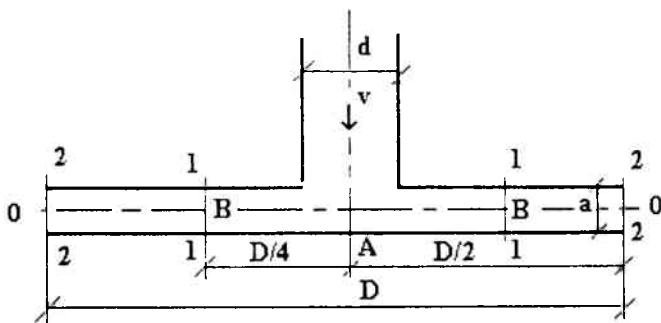


Рис. 1.7.

Считая, что в данном случае, движение воды турбулентное, о турбулентности см. ниже, имеем $z_1 = z_2$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, $p_1 = p_B$, $p_2 = p_{AT}$. Тогда получим

$$\frac{p_B}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_{AT}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g},$$

откуда находим

$$p_B = \rho g \left(\frac{p_{AT}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} \right).$$

Вычисляем площади живых сечений, представляющих собой боковые поверхности цилиндров с высотой a :

$$s_1 = \pi \frac{D}{4} a = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,05/4 = 0,0392 \text{ м}^2,$$

$$v_1 = \frac{Q}{s_1} = 1 \text{ м/с}, \quad \frac{v_1^2}{2g} = 0,051 \text{ м},$$

$$s_2 = \pi D a = 3,14 \cdot 1 \cdot 0,05 = 0,157 \text{ м}^2,$$

$$v_2 = \frac{Q}{s_2} = \frac{0,0392}{0,157} = 0,25 \text{ м/с}, \quad \frac{v_2^2}{2g} = 0,003 \text{ м}$$

Тогда получим:

$$p_B = 1000 \cdot 9,81(10 - 0,003 - 0,157) = 96\,589 \text{ Па} = 96,59 \text{ кПа}.$$

Пример закончен.

Пример [62]. Идеальная жидкость относительной плотностью $\delta = 0,8$ перетекает через систему трех трубопроводов с диаметрами: $d_1 = 50 \text{ мм}$, $d_2 = 70 \text{ мм}$, $d_3 = 40 \text{ мм}$ под постоянным напором $H = 16 \text{ м}$ (рис. 1.8). Трубопроводы полностью заполнены жидкостью. Определить расход жидкости Q .

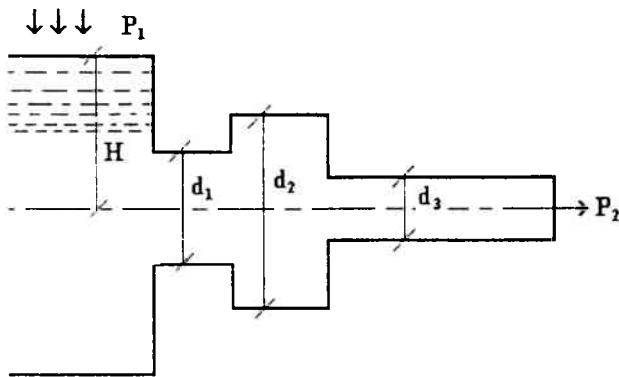


Рис. 1.8.

Решение. Так как жидкость идеальна, потерями напора можно пренебречь. Тогда, используя уравнение Бернулли, определим расход жидкости:

$$Q = \frac{\pi d_3^2}{4} \sqrt{2gH} = 22,2 \text{ л/с}.$$

Для проведения пьезометрической линии рассчитаем скоростной и пьезометрический напоры, т.е.

$$\frac{v_1^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi d_1^2} \right)^2 = H \frac{d_3^4}{d_1^4} = 6,55 \text{ м}, \quad \frac{p_1}{\rho g} = H \left(1 - \frac{d_3^4}{d_1^4} \right) = 9,45 \text{ м},$$

$$\frac{v_2^2}{2g} = H \frac{d_3^4}{d_1^4} = 1,7 \text{ м}, \quad \frac{p_2}{\rho g} = H \left(1 - \frac{d_3^4}{d_1^4} \right) = 14,3 \text{ м}.$$

Сложив напоры, убедимся в правильности решения, т. е.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H = 16 \text{ м}.$$

Пример закончен.

1.5.2. Высота всасывания насосов

Рассмотрим насосную установку с центробежным насосом, представленную на рис. 1.6. Для того, чтобы можно было поднять жидкость с уровня О-О, лежащего ниже оси насоса, насос должен создавать у входа на лопатки рабочего колеса абсолютное давление $\frac{p_1}{\gamma}$, которое меньше атмосферного – разрежение, или вакуум [1, 23]. Тогда под действием атмосферного давления $\frac{p_0}{\gamma}$, а

точнее за счет разности давлений $\frac{p_0}{\gamma}$ и $\frac{p_1}{\gamma}$ (именуемой вакуумметрической

высотой всасывания $H_{\text{вас}}$) происходит всасывание, то есть подъем жидкости до центра насоса. Жидкость поднимается по всасывающему трубопроводу установки. Кроме преодоления геометрической высоты $H_{\text{гв}}$, необходимо затратить

часть $H_{\text{вак}}$ на создание в нем скорости v_B и преодоление гидравлических сопротивлений $h_{\omega B}$ по пути движения.

Вышеизложенные рассуждения можно представить в виде следующего уравнения:

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_0 - p_1}{\gamma} = H_{\Gamma B} + h_{\omega B} + \frac{v_B^2}{2g}, \quad (1.30)$$

Из этого уравнения можно определить высоту установки насоса над нижним уровнем жидкости в приемном резервуаре:

$$H_{\Gamma B} = H_{\text{вак}} - h_{\omega B} - \frac{v_B^2}{2g}. \quad (1.31)$$

Величина $H_{\text{вак}}$ для каждого насоса различна. При расчете геометрической высоты всасывания конкретного насоса эту величину следует принимать по каталогу. Остальные члены уравнения определяются гидравлическими расчетами.

Вакуумметрическую высоту всасывания определяют на заводах опытным путем, она приводится в каталогах при $\frac{p_0}{\gamma} = 10$ м.вод.ст. (техническая атмосфера) и температуре перекачиваемой жидкости 20°C . Поэтому при работе насоса в других условиях необходимо в каталожные данные вводить поправки и определять так называемую допустимую вакуумметрическую высоту всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ по формуле:

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{кат}} + \left(\frac{p_0}{\gamma} - 10 \right) - (h_{\text{пж}} - h_{\text{пж}, t=20^\circ}), \quad (1.32)$$

где, $\frac{p_0}{\gamma}$ – м. вод. ст., фактическое атмосферное (барометрическое) давление, принимаемое, при изменении уровня от -600 м до +300 м в пределах 11,3 – 10, $h_{\text{пж}}$ – м. вод. ст., упругость паров жидкости в м вод. ст. при данной температуре, принимаемая при температуре перекачиваемой воды (10^0 - 100^0), в пределах 0,12-0,33 [1].

В таком случае допустимая геометрическая высота всасывания центробежного насоса будет равна

$$H_{\text{зв}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - h_{\omega B} - \frac{v_B^2}{2g}. \quad (1.33)$$

Приведенные выше рассуждения относятся к определению геометрической высоты всасывания центробежных насосов.

При работе лопастных насосов при входе на лопатки рабочего колеса обычно создается давление $\frac{p_1}{\gamma}$, меньшее атмосферного (разрежение). Величина его, как видно из приведенного ниже уравнения:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - H_{ГВ} - h_{\omega B} - \frac{v_B^2}{2g} \quad (1.34)$$

определяется величиной атмосферного давления, геометрической высотой всасывания, скоростью потока, а, следовательно, и гидравлическими сопротивлениями. Кроме того, судя по опытным данным, это понижение давления происходит по течению потока неравномерно и имеет наибольшую величину в местах его резких поворотов, то есть на переднем диске у входа на лопатки и на выпуклой стороне лопаток.

Если давление при входе на рабочее колесо лопастного насоса $\frac{p_1}{\gamma}$ по какой-либо причине упадет до давления, равного упругости пара перекачиваемой жидкости, то в потоке, особенно в отмеченных ранее местах наибольшего снижения давления, будут образовываться разрывы, то есть пустоты, заполняемые парами и газами, выделяющимися из этой жидкости. Такой процесс нарушения сплошности течения потока, напоминающий бурное кипение жидкости, называется **кавитацией**. Иначе говоря, кавитация - нарушение сплошности потока жидкости, сопровождаемое образованием пузырьков, заполненных парами жидкости, газами или их смесью. Явление кавитации сопровождается дополнительными потерями энергии и разрушением поверхностей рабочего колеса и корпуса насоса.

Образовавшиеся в жидкости паровоздушные пузырьки уносятся потоком в область повышенного давления, где происходит конденсация пара. До конденсации гидростатическое давление жидкости, окружающей паровоздушный пузырек, уравнивается внутренним противодавлением пара и газа. При конденсации занимаемый паром объем мгновенно уменьшается до небольшого объема конденсата и оставшегося разреженного газа; поэтому частицы жидкости, не встречая противодействия, приходят в движение и ускоренно движутся к центру пузырька.

Там они сталкиваются, вызывая мгновенное местное повышение давления. Это повышение особенно велико, если конденсация пузырька происходит на шероховатой и трещиноватой поверхности, когда частички жидкости проникают в углубления и трещины подобно клину. В этом случае повышение давления достигает тысяч атмосфер и сопровождается откалыванием кусочков металла с лопаток или других элементов рабочего колеса и некоторой (иногда даже опасной) вибрацией всего насоса. Описанный механический процесс разрушения рабочих колес носит название **эрозии**.

Из разнообразного состава атмосферного воздуха наибольшей растворимостью в воде отличается кислород; поэтому газы, выделяющиеся из жидкости в зоне пониженного давления, в основном представлены кислородом. Наличие большой концентрации кислорода, а также непрерывное удаление защитной пленки окислов при механическом разрушении поверхности металла способствуют другому явлению - коррозии. Разрушение гладких поверхностей начинается главным образом с химического разрушения (коррекции), механическое в эрозия начинается позже, когда поверхность станет шероховатой.

Кроме этих явлений, наблюдается также усиление и других процессов, которые либо ускоряют химические реакции, либо свидетельствуют о ходе кавитационного процесса. При кавитации возникают специфический шум, потрескивание, отдельные удары и шорох, напоминающий перекачивание гальки в трубе. Интенсивность этих шумов характеризует интенсивность процесса кавитации.

Треск и отдельные удары, напоминающие слабые выстрелы, объясняются следующим образом. В результате местного повышения давления оставшийся после конденсации пара воздух сильно сжимается и подобно демпферу (пружине) накапливает энергию за счет сработки кинетической энергии окружающей жидкости. В силу этого происходит обратный процесс. Сжатый воздух начинает быстро расширяться. Такое расширение сопровождается микровзрывом, поэтому наблюдаются такие специфические звуковые эффекты, как потрескивание и пр.

Из вышеизложенного следует, что кавитация представляет нежелательное, а в отдельных случаях опасное явление, приводящее к разрушению рабочих органов насоса, поэтому надо стремиться к предупреждению этого явления.

Для нормальной работы насосов (нормального всасывания) необходимо, чтобы минимальное абсолютное давление в области входных кромок лопаток рабочего колеса $p_{\min}$ превышало упругость паров жидкости $p_{\text{пж}}$ при данной температуре, то есть $p_{\min} > p_{\text{пж}}$. При этом необходимо учитывать возможное увеличение подачи насосов при колебании уровня воды в источнике (например, во время паводка). Опыт показывает, что в таком случае повышается относительная скорость потока в колесе, увеличиваются явления вихреобразования с отрывом потока от лопаток и, в конечном счете, происходят кавитационные разрушения.

Не следует также допускать увеличение числа оборотов насоса без должной проверки, так как при этом возрастает его водоподача, а вместе с ней увеличивается и опасность кавитации.

Наконец, необходимо обращать внимание на правильное конструирование водоприемной части насосных установок. Особенно это касается крупных насосов вертикального исполнения с короткими всасывающими трубами, где малейшее закручивание потока в камере всасывания может привести к усилению неравномерности распределения скоростей и давлений у входа на лопатки колеса и усилению опасности кавитации.

В том случае, если действующая насосная установка работает в условиях кавитации, необходимо, прежде всего, выяснить причины, порождающие кавитацию, то есть установить причины понижения давления в проточной части рабочего колеса. Повысить давление в насосе иногда удастся путем подведения некоторой части жидкости из напорного трубопровода в область входного патрубка насоса по специально устроенной обводной линии.

Пример [62]. Центробежный насос должен обеспечить расход $Q = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ и давление на выходе $p_2 = 4,7 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$. Всасывающая труба имеет диаметр $d = 0,3 \text{ м}$ и длину $L = 24 \text{ м}$, а также фильтр на входе, имеющий местный

коэффициент сопротивления $\zeta = 5$. Всасывание воды осуществляется из открытого резервуара (рис. 1.9). Коэффициент потерь на трение $\lambda = 0,02$, коэффициент местных сопротивлений $\zeta_{\text{пов}} = 0,2$. Определить высоту всасывания $H_{\text{вс}}$.

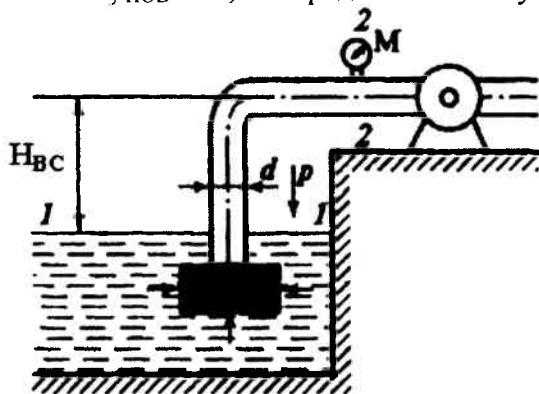


Рис. 1.9.

Решение. На основании уравнения Бернулли, записанного для свободной поверхности воды 1 - 1 резервуара и сечения 2 - 2 на входе в насос, имеем

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} - \left(\alpha + \lambda \frac{1}{d} + \zeta + \zeta_{\text{пов}} \right) \frac{v^2}{2g}.$$

Положив $\alpha = 1$ для турбулентного режима и $\rho_{\text{в}} = 10^3 \text{ кг/м}^3$, имеем

$$\begin{aligned} H_{\text{вс}} &= \frac{p_{\text{ат}} - p_2}{\rho g} - \frac{\alpha + \lambda \frac{1}{d} + \zeta + \zeta_{\text{пов}}}{\frac{\pi^2}{4} d^4 2g} Q^2 = \\ &= \frac{10^5 - 4,7 \cdot 10^4}{10^4} - \frac{1 + 0,002 \frac{24}{0,3} + 5 + 0,2}{\left(\frac{3,14}{4} \right)^2 \cdot 0,3^4 \cdot 2 \cdot 9,81} 0,1^2 = 4,615 \text{ м.} \end{aligned}$$

Пример закончен.

1.6. Гидравлический расчет трубопровода насосной установки

При расчетах напорных трубопроводов основной задачей является либо определение пропускной способности (расхода), либо потери напора на том или ином участке, равно как и по всей длине, либо диаметра трубопровода при заданных величинах расхода и потерях напора.

На практике трубопроводы, как было отмечено выше, делятся на короткие и длинные. К первым относятся все трубопроводы, в которых местные потери напора превышают 5...10% потерь напора по длине. При расчетах таких трубопроводов обязательно учитывают потери напора в местных сопротивлениях. К ним относят, к примеру, маслопроводы объемных передач.

Ко вторым относятся трубопроводы, в которых местные потери меньше 5...10% потерь напора по длине. Их расчет ведется без учета местных потерь. К таким трубопроводам относятся, например, магистральные водоводы, нефтепроводы.

Учитывая гидравлическую схему работы длинных трубопроводов, их можно разделить также на простые и сложные. Простыми называются последовательно соединенные трубопроводы одного или различных сечений, не имеющих никаких ответвлений. К сложным трубопроводам относятся системы труб с одним или несколькими ответвлениями, параллельными ветвями и т.д. К сложным относятся и так называемые кольцевые трубопроводы.

Одной из основных задач гидравлического расчета трубопровода является определение составляющих ее гидравлического сопротивления.

Различают сопротивления, связанные с преодолением шероховатости стенок трубопровода при движении водного потока в нем (гидравлические сопротивления по длине трубопровода), и местные гидравлические сопротивления в виде внезапного увеличения или сужения сечения трубопровода (его поворотов, различных тройников, крестовин и пр.) [2, 23, 63-66].

Потери напора на трение, то есть напор, затрачиваемый на преодоление гидравлических сопротивлений по длине трубопровода l диаметром d , определяется по формуле:

$$h_{\omega \text{ дп}} = s_0 L Q^2, \quad (1.35)$$

где, s_0 – удельное сопротивление; L – длина трубопровода, м; Q – расход, м³/с.

Величины удельных сопротивлений s_0 для ряда диаметров стальных и асбестоцементных труб приводятся в справочниках [51].

Потери напора на преодоление местных сопротивлений определяются по формуле:

$$h_{\omega \text{ М}} = \sum \zeta \frac{v^2}{2g} = (\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n) \frac{v^2}{2g}, \quad (1.36)$$

где, $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений, принимается по справочнику; v – скорость жидкости в трубе, м/с; g – 9,8 м/с² – ускорение силы тяжести.

Полные или суммарные потери напора в трубопроводе определяются выражением:

$$h_{\omega} = h_{\omega \text{ дп}} + h_{\omega \text{ М}} = (s_0 l Q + \sum \zeta \frac{v^2}{2g}). \quad (1.37)$$

Величину расхода Q , проходящего через сечение трубопровода площадью F , определяют по уравнению – $Q = F \cdot v$. Площадь сечения трубопровода F вычисляют по уравнению площади круга:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \approx 0,785 d^2. \quad (1.38)$$

При вычислении диаметра трубы можно пользоваться формулой:

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}}. \quad (1.39)$$

В этих выражениях: d – диаметр труб, м; Q – заданный расход, $\text{м}^3/\text{с}$ и v – принятая скорость воды в трубе, $\text{м}/\text{с}$.

В системе трубопроводов насосной установки (рис. 1.6) имеются два участка, подлежащие гидравлическому расчету; поэтому, пользуясь вышеприведенными зависимостями, рассчитывают отдельно полные потери во всасывающем трубопроводе (от входа и до насоса) – $h_{\text{ов}}$ и полные потери напора в напорном трубопроводе (от насоса до бака) – $h_{\text{он}}$. Затем эти потери суммируют ($S_{\text{hw}} = h_{\text{ов}} + h_{\text{он}}$) и по уравнению (1.26)

$$H = H_{\Gamma} + \sum h_{\omega} \quad (1.40)$$

находят величину полного напора насосной установки H в м. В этом уравнении H_{Γ} – геометрическая высота подъема воды насосной установки в м, (рис. 1.6).

Длина всасывающего трубопровода в насосных установках обычно не превышает 30–40 м; допустимые скорости $v_{\text{доп}}$ принимают: при $d_{\text{тр}}$ до 250 мм – $v_{\text{доп}} = 1\text{--}1,25 \text{ м}/\text{с}$; $d_{\text{тр}} = 250 \text{ мм}$ и более – $v_{\text{доп}} = 1,2\text{--}1,5 \text{ м}/\text{с}$.

Напорные трубопроводы могут иметь разную длину, и их диаметр обычно определяют технико-экономическим расчетом.

Для ориентировочных расчетов можно пользоваться следующими допустимыми скоростями: при L трубопровода до 100 м – $v_{\text{доп}} = 1,5\text{--}2,75 \text{ м}/\text{с}$, при 100–300 м – $v_{\text{доп}} = 1,25\text{--}1,50$ и при более 300 м – $v_{\text{доп}} = 0,8\text{--}1,25$.

Пример [62]. Во избежание разрыва сплошности потока под поршнем в цилиндре (рис. 1.10) во время всасывания воды ($\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$) требуется рассчитать максимальную высоту всасывания $h_{\text{макс-вс}}$, если давление насыщенного пара $p_{\text{с}} = 10 \text{ Н}/\text{м}^2$.

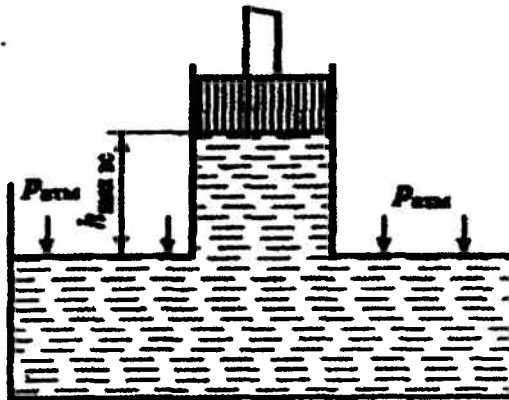


Рис. 1.10

Решение. Известно, что вакуумметрическое давление или разрежение показывает недостаток давления до атмосферного, а во избежание разрыва сплошности потока под поршнем в цилиндре во время всасывания необходимо определить максимально допустимое разрежение, т. е.

$$p_{\text{макс-раз}} = p_{\text{атм}} - p_0 = 100000 - 10 = 99990 \text{ Н/м}^2.$$

С другой стороны, по основному уравнению гидростатики

$$p_{\text{макс-раз}} = \rho_{\text{в}} \cdot g \cdot h_{\text{макс-вс}}.$$

$$\text{Тогда } h_{\text{макс-вс}} = p_{\text{макс-раз}} / \rho_{\text{в}} \cdot g = 99990 / 1000 \cdot 10 = 9,999 \text{ м} \sim 10 \text{ м}.$$

Пример закончен.

Пример [62]. Расход идеальной жидкости относительной плотности $\varepsilon = 0,860$ в расширяющемся трубопроводе с диаметрами $d_1 = 480$ мм (сечение 1-1) и $d_2 = 945$ мм (сечение 2-2) равен $Q = 0,18 \text{ м}^3/\text{с}$ (рис. 1.11). Разница в позициях центра сечений равна 2 м. Показание манометра в сечении 1-1 равно $p_1 = 3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. Определить скорость жидкости в сечениях 1-1 и 2-2, давление p_2 в сечении 2-2.

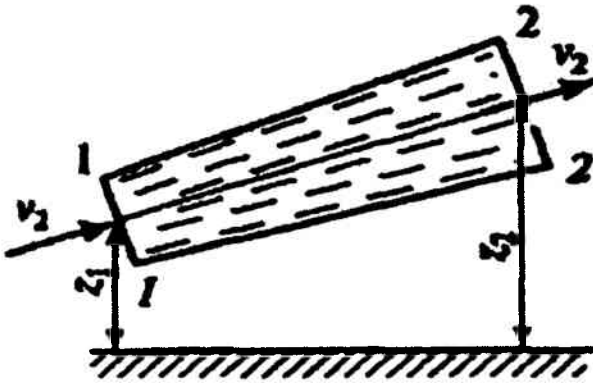


Рис. 1.11

Решение. Сечение 1-1 проведем через место подключения манометра, а плоскость сравнения О-О расположим на уровне z_1 и z_2 от центров сечений 1-1 и 2-2, тогда

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} = 0,995 \text{ м/с}; \quad v_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2} = 0,257 \text{ м/с}.$$

Относительная плотность жидкости $\varepsilon = \rho_{\text{ж}}/\rho_{\text{в}}$, откуда

$$\rho_{\text{ж}} = \varepsilon \cdot \rho_{\text{в}} = 10^3 \cdot 0,860 = 860 \text{ кг/м}^3.$$

Используем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \Delta h$$

Предположив, что режим течения турбулентный ($\alpha_1 = \alpha_2 = 1$), и пренебрегая потерями ($\Delta h = 0$), получим

$$p_2 = p_1 + \rho_{\text{ж}} g \Delta z + \frac{\rho_{\text{ж}}}{2} (v_1^2 - v_2^2) = 3 \cdot 10^5 + 860 \cdot 10 \cdot 2 + (860/2) \cdot (0,995^2 - 0,257^2) = 3 \cdot 10^5 + 0,17 \cdot 10^5 + 0,004 \cdot 10^5 = 3,174 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Пример закончен.

1.7. Определение рабочего режима насосной установки

Подача центробежного насоса зависит от напора и, следовательно, в значительной степени от гидравлического сопротивления водоводов и сети движению жидкости, определяемого их диаметром. Поэтому система «насос – трубопроводы» должна рассматриваться как единая система, а выбор насосного оборудования и трубопроводов должен решаться на основании расчета совместной работы составляющих элементов системы, которая характеризуется энергетическим и материальным равновесием.

Насосная установка, как указывалось ранее, включает насосный агрегат и систему трубопроводов. В процессе работы оба эти элемента установки находятся в определенной технологической связи [2, 23, 64]. Для перемещения жидкости по системе трубопроводов насосной установки (рис. 21) необходим избыточный напор:

$$H = H_{\Gamma} + \sum h_{\omega}, \quad (1.41)$$

который создается насосом за счет работы двигателя. Другими словами, напор насоса должен быть равен сумме геометрической высоты водоподъема и гидравлических сопротивлений системы трубопроводов.

Потери напора на гидравлические сопротивления в трубопроводах зависят от квадрата скорости v течения в них и могут определяться еще и уравнением следующего вида:

$$h_{\omega} = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{v^2}{2g}, \quad (1.42)$$

где, l - коэффициент шероховатости стенок трубопровода, а остальные члены те же, что и в уравнении (1.37).

Учитывая, что $v = \frac{Q}{F}$, где F – площадь живого сечения трубопровода, будем иметь:

$$h_{\omega} = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{Q^2}{2gF^2}. \quad (1.43)$$

Для заданного трубопровода величины l , d , F , $2g$, λ постоянны, поэтому формула (1.43) может быть записана так:

$$h_{\omega} = kQ^2. \quad (1.44)$$

где, $k = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{1}{2gF^2}$ постоянная для трубопровода величина, характеризующая его размеры и материал.

В таком случае напор насосной установки, необходимый для перемещения в нем жидкости с расходом Q , согласно выражению (1.26), будет равен:

$$H = H_{\Gamma} + kQ^2. \quad (1.45)$$

Это уравнение связывает между собой все величины, характеризующие систему трубопроводов насосной установки, и называется гидравлической характеристикой этой системы [1, 11, 52]. Графически характеристика трубопро-

вода изображается параболой. Суммарная характеристика нескольких трубопроводов соединенных последовательно, строится сложением ординат характеристик этих трубопроводов при одной и той же подаче, соединенных параллельно – сложением абсцисс характеристик трубопроводов при одинаковых ординатах (напорах).

Пересечение характеристик $Q - H$ насоса и трубопровода (рис. 1.12) дает рабочую точку насоса. Координаты этой точки в плоскости $Q - H$ соответствуют подаче и напору при данном режиме работы насоса и трубопровода.

Режим работы группы насосов определяется пересечением суммарной характеристики группы насосов с характеристикой трубопровода (системы трубопроводов). За пределами рабочей точки характеристики насосы работают с низкими значениями КПД, при этом возможна перегрузка насосного агрегата, а также существует опасность возникновения кавитации.

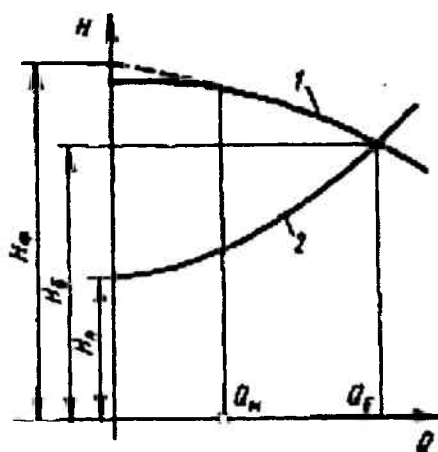


Рис. 1.12. График совместной работы насоса с трубопроводом:
1 – напорная характеристика насоса; 2 – характеристика трубопровода

Работа насоса наиболее экономична, когда его подача и напор соответствуют максимальному значению КПД.

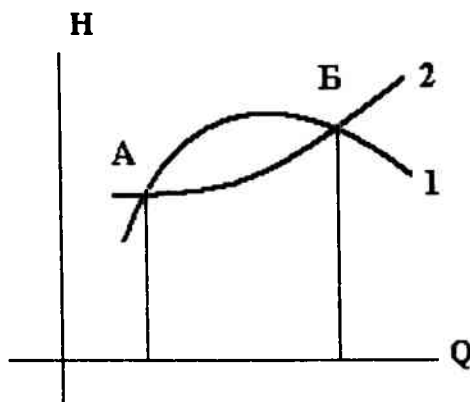


Рис. 1.13. К устойчивой работе системы «насос - трубопровод»:
1 – характеристика насоса, 2 – характеристика трубопровода

В насосах, характеристика $Q - H$ которых состоит из двух ветвей, возрастающей и падающей, возможно пересечение характеристики трубопровода с характеристикой насоса в двух точках: А и Б (рис. 1.13). При этом насос работает попеременно с рабочими параметрами, соответствующими точкам А и Б, а вся система работает неустойчиво, меняется нагрузка на агрегате, возникают гидравлические удары. Работа насоса в таких режимах недопустима.

1.8. Режимы движения жидкости

При движении реальных жидкостей в различных гидросистемах требуется точная оценка потерь напора на преодоление гидравлических сопротивлений. Точный учёт этих потерь во многом определяет надёжность технических расчётов. Кроме того, это позволяет найти экономически целесообразное инженерное решение, обладающее достаточной степенью совершенства. Для этого необходимо иметь ясное представление о механизме движения жидкости.

В процессе исследований известный физик Рейнольдс в 1883 году подтвердил теорию о существовании двух режимов движения жидкости [66]. Это, прежде всего, **ламинарный режим** движения жидкости, соответствующий малым скоростям. Ламинарное движение можно рассматривать как движение отдельных слоев жидкости, происходящее без перемешивания частиц.

При высоких скоростях движения жидкости наблюдается **турбулентный режим** («турбулентус» по-латыни - вихревой). Такое движение называют беспорядочным.

Для оценки режима движения жидкости Рейнольдс [66] ввёл безразмерный критерий Re , который учитывает влияние скорости v , диаметра (характерного размера) d , плотности ρ , а также динамической вязкости μ :

$$Re = \frac{vdp}{\mu} \quad \text{или} \quad Re = \frac{vd}{k}; \quad (1.46)$$

где, $k = \frac{\mu}{\rho}$ – кинематическая вязкость.

Граница существования того или иного режима движения жидкости определяется двумя критическими значениями числа Re : нижним $Re'_{кр}$ и верхним $Re''_{кр}$.

Так, при $Re'_{кр} < Re$ возможен только ламинарный режим, а при $Re''_{кр} > Re$ только турбулентный режим, при $Re'_{кр} < Re < Re''_{кр}$ наблюдается неустойчивое состояние потока.

При расчётах принято исходить из одного критического значения числа $Re = 2320$, что приводит к большей надёжности в гидравлических расчётах. Критерий Рейнольдса удобен тем, что может применяться для определения формы живого сечения через гидравлический радиус. Например, для круглого сечения

$$r = \frac{s}{\chi} = \frac{\pi D^2}{4\pi D} = \frac{D}{4}. \quad (1.47)$$

Тогда

$$Re = \frac{4rv}{k}. \quad (1.48)$$

Для сечения прямоугольной формы со сторонами b и h

$$r = \frac{bh}{2(b+h)}. \quad (1.49)$$

Тогда

$$Re = \frac{2bhv}{k(v+h)}. \quad (1.50)$$

Критерий Рейнольдса является мерой отношения кинетической энергии жидкости к работе сил вязкого трения. От критерия Рейнольдса в общем случае зависят все безразмерные коэффициенты, входящие в расчётные зависимости, которые применяются в практике гидравлических расчётов. Необходимые данные приводятся в приложении №1

Пример [62]. Применяемые в водоснабжении и канализации трубы имеют минимальный диаметр $d = 12$ мм, максимальный диаметр $d = 3500$ мм. Расчётные скорости движения воды в них составляют $v = 0,5-4$ м/с. Определить минимальное и максимальное значения числа Рейнольдса и режим течения воды в этих трубопроводах.

Решение. Температура воды в системах водоснабжения и канализации может изменяться в пределах $0 - 30^\circ\text{C}$, кинематические вязкости по таблицам приложения составляют $K_0 = 1,78 \cdot 10^{-6}$ м²/с и $K_{30} = 0,81 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Минимальное число Рейнольдса при $d = 0,012$ м, $v = 0,5$ м/с и $K_0 = 1,78 \cdot 10^{-6}$ м²/с составит:

$$Re_{\min} = \frac{vd}{K} = \frac{0,5 \cdot 0,012}{1,78 \cdot 10^{-6}} = 3370,$$

максимальное число Рейнольдса будет:

$$Re_{\max} = \frac{4 \cdot 3,5}{0,81 \cdot 10^{-6}} = 17284000.$$

Так как $Re_{\min} = 3370 > Re_{кр} = 2320$, то в трубопроводах систем водоснабжения и канализации режим движения воды всегда турбулентный.

Пример закончен.

Пример [62]. Определить потери напора по длине при равномерном движении жидкости по трубопроводу со средней скоростью $v_{ср} = 0,4$ м/с, если коэффициент кинематической вязкости жидкости $K = 0,4 \cdot 10^{-4}$ м²/с, диаметр трубопровода $d = 100$ мм, его длина $L = 1000$ м.

Решение. Определим режим течения жидкости:

$$Re = \frac{vd}{k} = \frac{0,4 \cdot 0,1}{0,4 \cdot 10^{-4}} = 1000 < Re_{кр}.$$

т. е. режим течения ламинарный, тогда

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1000} = 0,064.$$

Потери напора по длине определим по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta h = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} = 0,064 \frac{1000 \cdot 0,16}{0,1 \cdot 20} = 5,12 \text{ м.}$$

1.9. Мощности насоса и насосной установки, КПД насоса

Ранее указывалось, что напор, развиваемый насосом, численно равен мощности, переданной насосом 1 кг прошедшей через него жидкости. За 1 секунду через насос проходит $Q \text{ м}^3$, или γQ кг жидкости (γ - объемный вес жидкости), поэтому полезная мощность насоса будет равна [1, 23, 52]:

$$N_{\text{пол}} = \gamma Q H. \quad (1.51)$$

Для выражения мощности в киловаттах в формулу вводится переводной коэффициент 102 ($1 \text{ кВт} = 102 \text{ кгм/сек}$):

$$N_{\text{пол}} = \frac{\gamma Q H}{102} \text{ кВт.} \quad (1.52)$$

Если бы насос подавал теоретический расход Q с теоретическим напором H , то теоретическая мощность насоса была бы записана так:

$$N_{\text{пол}} = \frac{\gamma Q_T H_T}{102} \text{ кВт.} \quad (1.53)$$

Потребляемая насосом мощность N (мощность на валу насоса) больше полезной мощности $N_{\text{пол}}$ на величину суммы потерь мощности в насосе. Эти потери оцениваются полным КПД насоса η , который равен отношению полезной мощности насоса к потребляемой:

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N}. \quad (1.54)$$

Отсюда потребляемая насосом мощность будет равна:

$$N = \gamma Q H / (102 \eta), \text{ кВт.} \quad (1.55)$$

Сопоставляя потребляемую насосом мощность N и его теоретическую мощность N_T , можно заметить, что последняя представляет собой мощность, переданную насосом жидкости после преодоления в нем механических сопротивлений (трение в подшипниках, сальниках и пр.). В таком случае отношение теоретической мощности N_T к затраченной, то есть мощности на валу насоса N , будет определять механический КПД насоса:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_T}{N}. \quad (1.56)$$

Заменяя в уравнении (1.56) величины N_T и N их значениями из выражений (1.51) и (1.53), будем иметь:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{Q_T H_T}{Q H} \eta = \frac{1}{\eta_{\text{об}}} \frac{1}{\eta_{\text{гид}}} \eta.$$

Отсюда

$$\eta = \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{об}} \eta_{\text{гид}}. \quad (1.57)$$

Полученное выражение, наглядно представляющее взаимосвязь между общим КПД насоса и его частными значениями, зависящими от состояния от-

дельных конструктивных элементов насоса, имеет большое практическое значение в эксплуатационной практике, т. е. КПД насоса представляет собой произведение объемного, гидравлического и механического коэффициентов полезного действия. КПД насоса определяет степень совершенства его конструкции как в гидравлическом, так и в механическом отношении. У современных насосов $\eta_r = 0,9 - 0,95$; $\eta_{об} = 0,95 - 0,98$ и $\eta_{мех} = 0,9 - 0,97$. Значение η для каждого насоса меняется в зависимости от режима работы. Максимальные значения КПД серийно выпускаемых крупных насосов достигают 0,9 - 0,92, малых - 0,6 - 0,75 [1, 11, 52, 84].

Двигатель обычно соединяется с насосом при помощи специальных муфт, имеющих КПД, равный единице. В таком случае величина потребляемой насосом мощности, по выражению (1.55) будет равна используемой мощности двигателя. Однако, учитывая возможные перегрузки, необходимо иметь некоторый запас по мощности двигателя, поэтому его мощность следует подсчитывать по формуле:

$$N_{дв} = k \frac{\gamma Q H}{102 \eta}, \quad (1.58)$$

где, $k = 1,08-1,5$ – коэффициент запаса, принимаемый по справочным данным (для двигателей мощностью более 100 кВт принимают $k = 1,08-1,1$; с уменьшением мощности k увеличивается).

Все другие передачи крутящего момента (ременные, зубчатые и пр.) имеют КПД, меньший единицы; поэтому в таких случаях определение мощности двигателя следует производить по формуле:

$$N_{дв} = k \frac{\gamma Q H}{102 \eta \eta_{пер}}, \quad (1.59)$$

где, $\eta_{пер}$ – коэффициент полезного действия передачи.

Мощность двигателя насосной установки, определенную по уравнениям (1.58) или (1.59), часто называют установленной мощностью насосного агрегата.

Нужно иметь в виду, что каждый двигатель имеет собственный КПД, поэтому полная мощность, потребляемая двигателем (мощность на его клеммах), будет записываться так:

$$N_{п.дв} = \frac{\gamma Q H}{102 \eta \eta_{пер} \eta_{дв}}. \quad (1.60)$$

Указанная величина и будет представлять мощность, потребляемую насосной установкой. ✓

Пример [46]. Требуется определить мощность насоса, перекачивающего воду, исходя из следующих данных: подача насоса $Q = 3 \text{ м}^3/\text{с}$, статический напор $H_{ст} = 45 \text{ м}$, гидравлические потери во всасывающем трубопроводе насоса при рассматриваемой подаче $h_{обв} = 1,2 \text{ м}$, гидравлические потери в напорном трубопроводе $h_{он} = 5,8 \text{ м}$.

Решение. Напор насоса определяем по формуле:

$$H = H_{ст} + h_{обв} + h_{он} = 45 + 1,2 + 5,8 = 52 \text{ м}.$$

Полезная мощность насоса при $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$ и $g=9,81 \text{ м/с}^2$ будет
 $N_H = \rho g Q H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 3 \cdot 52 = 1\,528\,360 \text{ Вт} \approx 1530 \text{ кВт}.$

Мощность насоса с учетом его КПД $\eta = 0,82$ определим по формуле
 $N_H = \rho g Q H / \eta = 1530 / 0,82 = 1865 \text{ кВт}.$

Пример закончен. ✓

1.10. Экономические показатели работы насосных станций

✓ Количество электроэнергии, потребляемой агрегатом за время t , при работе с постоянной подачей и неизменным давлением определяется по формуле

$$W = P t, \quad (1.61)$$

где, t – время работы, ч.

В реальных установках насосные агрегаты обычно работают с переменной подачей (рис. 1.4) и соответственно с переменным давлением. Вследствие этого мощность, потребляемая агрегатом в течение некоторого времени, принимает различные значения. Поэтому использование формулы (1.61) ограничивается случаями, когда насосная установка работает в равномерном режиме.

Для определения общего количества электроэнергии в кВт.ч, потребляемой насосными станциями при работе в неравномерном режиме, используется выражение [1]:

$$W = \frac{N_6 T}{\eta_{ЭД}} \frac{(1+q)}{4} \left[(1+H_{\Pi}^*) + q^2(1-H_{\Pi}^*) \right], \quad (1.62)$$

где, N_6 – мощность, потребляемая насосом при максимальной подаче, кВт;

$H_{\Pi}^* = H_{\Pi} / H_6$ – относительный статический напор. T – длительность расчетного периода, ч; $q = Q_m / Q_6$ – относительная минимальная подача для данной установки, Q_m , Q_6 – наименьшая и наибольшая для данной насосной установки подача за расчетный период. Мощность N_6 вычисляется при подстановке соответствующих значений максимальной для данной установки подачи Q_6 и напора H_6 , соответствующего этой подаче.

Уравнение (1.62) позволяет вычислить потребление энергии насосной установкой за расчетный период времени T при условии, что ее агрегаты поддерживают минимально необходимый напор, т.е. установка работает без превышения напора. Погрешность вычислений составляет $\pm (10-15) \%$.

Если зависимость $H=f(Q)$ выразить уравнением характеристики насоса (1), а не трубопровода, аналогичным образом можно получить выражение для определения потребления электроэнергии насосным агрегатом при работе с превышением напора:

$$W = \frac{N_6 T}{\eta_{ЭД}} \frac{(1+\lambda)}{4} \left[(1+H_{\Phi}^*) + \lambda^2(1-H_{\Phi}^*) \right], \quad (1.63)$$

где, $H_{\Phi}^* = H_{\Phi} / H_6$ – относительный фиктивный напор насоса при нулевой подаче. Необходимо отметить, что в качестве расчетного периода принимается продолжительный отрезок времени, например, год, т.е. $T = 8760$ ч.

Количество электроэнергии, вычисленное по (1.62), соответствует оптимальному режиму работы насосной установки, т.е. работе без превышения напоров, при максимальных значениях КПД и т.д. В действительности реальные режимы работы отличаются от оптимальных, поэтому реальное энергопотребление в большинстве случаев превышает количество электроэнергии, вычисленное по (1.62).

Обычно энергопотребление насосных установок планируется на основе средних статистических норм величин, которых больше научно обоснованных. Основным экономическим показателем работы насосной станции является удельный расход электроэнергии. Удельный расход энергии на подачу и отведение 1 м³ воды в среднем в разных странах составляет 500-550 кВт.ч/тыс.м³ [2].

В зависимости от местных условий для каждой насосной установки норма энергопотребления может существенно отличаться от средней так в большую, так в меньшую сторону. Отличие вызвано тем, что высота подъема жидкости разных насосных установок различна [1, 11, 52].

Удельный расход электроэнергии насосного агрегата в кВт.ч исчисляют, как правило, из расчета подачи 1000 м³ воды (или сточной жидкости) на высоту 1 м по формуле:

$$N_{уд} = \frac{QH}{102 \cdot 3600 \eta_n \eta_{дв}} \quad (1.64)$$

где, η_n – КПД насоса; $\eta_{дв}$ – КПД двигателя.

На насосных станциях обычно работают совместно несколько насосных агрегатов. КПД совместно работающих агрегатов вычисляют по формулам:

- при параллельной работе

$$\eta_{\text{сп}} = \frac{Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n}{Q_1/\eta_1 + Q_2/\eta_2 + \dots + Q_n/\eta_n}, \quad (1.65)$$

- при последовательной работе

$$\eta_{\text{сп}} = \frac{H_1 + H_2 + \dots + H_n}{H_1/\eta_1 + H_2/\eta_2 + \dots + H_n/\eta_n}, \quad (1.66)$$

где, $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ – подача соответственно первого, второго и т. д. насоса; $H_1, H_2, \dots, H_n$ – напор, развиваемый соответственно первым, вторым и т. д. насосом; $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД соответственно первого, второго и т. д. насосного агрегата.

Для вычисления удельного расхода энергии совместно работающих насосных агрегатов в формулу (1.64) вместо произведения $\eta_n \eta_{дв}$ следует подставить значения $\eta_{\text{сп}}$, вычисленные по формуле (1.65) или (1.66).

Формула (1.65) справедлива для насосных станций с одновременно работающими насосами. В таких случаях, когда насосы работают разное число часов в сутки, следует учитывать фактор времени. В этих случаях при работе, например, трех насосов формула для подсчета среднего КПД насосной станции за сутки принимает вид:

$$\eta_{\text{ф}} = \frac{Q_1 p_1 t_1 + Q_2 p_2 t_2 + Q_3 p_3 t_3}{\frac{Q_1 p_1 t_1}{\eta_1} + \left(\frac{Q_1}{\eta_{1,2}} + \frac{Q_2}{\eta_2}\right) p_2 t_2 + \left(\frac{Q_1}{\eta_{1,3}} + \frac{Q_2}{\eta_{2,3}} + \frac{Q_3}{\eta_3}\right) p_3 t_3}, \quad (1.67)$$

где, Q_1 ; Q_2 ; Q_3 – подача соответственно первого, второго и третьего насосов; P_1 P_2 P_3 – давления, развиваемые первым, вторым и третьим насосами; t_1 – время работы одного насоса; t_2 и t_3 – время совместной работы соответственно двух и трех насосов; η_1 – КПД первого насосного агрегата; $\eta_{1,2}$ – КПД первого насосного агрегата при параллельной работе со вторым; η_2 – КПД второго агрегата при параллельной работе с первым, $\eta_{1,3}$ – КПД первого агрегата при параллельной работе со вторым и третьим агрегатами; $\eta_{2,3}$ – КПД второго агрегата при параллельной работе с первым и третьим агрегатами; η_3 – КПД третьего агрегата при параллельной работе с первым и вторым агрегатами.

Значения η_1 η_2 η_3 и т.д. определяют по характеристикам совместной работы насосов и системы. При необходимости получения точных значений КПД кривые $Q - H$, $Q - N$ и $Q - \eta$ определяют экспериментально для каждого агрегата в отдельности.

Сравнивая теоретическое значение удельной энергии, вычисленной по формуле (1.64), с фактическими затратами электроэнергии, можно установить, работает станция в экономичном режиме или нет. Из анализа уравнений (1.65) – (1.67) видно, что для обеспечения наибольшей экономичности работы станции при переменных режимах подачи насосов необходимо соблюдать следующие условия: насосы больших мощностей должны работать в режимах с наибольшим КПД; подачу в систему следует регулировать насосами наименьшей мощности; необходимо стремиться к тому, чтобы изменение режима работы регулируемого насоса не вызывало существенного изменения его КПД или чтобы отношение полезной мощности насосного агрегата и его КПД оставалось постоянным в принятом диапазоне регулирования. √

Пример [62]. Имеется центробежный насос производительностью $Q = 90$ л/с, состоящий из всасывающего и нагнетательного трубопроводов (рис. 1.14).

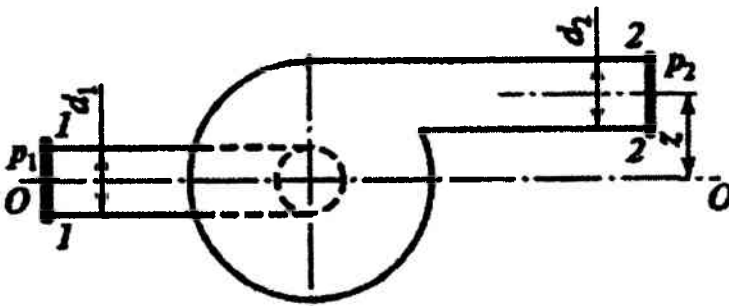


Рис. 1.14

На входе во всасывающий трубопровод диаметром $d_1 = 30$ см давление составляет $p_1 = 200$ мм.рт.ст., в нагнетательном трубопроводе диаметром $d_2 = 20$ см, находящемся на высоте $z = 1,22$ м над осью всасывающего трубопровода, давление $p_2 = 7$ Н/см². Определить гидравлическую мощность насоса.

Решение. Сечения 1-1 и 2-2 проводим во входном и выходном сечениях, плоскость сравнения – ось всасывающего трубопровода. Согласно уравнению Бернулли для входного и выходного сечений насоса имеем

$$H_n = z + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g},$$

где, H_n – напор в насосе, м.

Режим течения турбулентный, т.е. $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, тогда гидравлическую мощность определим по формуле

$$N = \rho g Q H_n,$$

По данным определим:

$$\frac{p_{1\text{ИЗБ}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{РТ}} g h_{\text{РТ}}}{\rho_B g} = \frac{13,6 \cdot 0,2}{1} = 2,72 \text{ м.}$$

$$\frac{p_{2\text{ИЗБ}}}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho_B g} = \frac{7 \cdot 10^4}{10^3 \cdot 9,8} = 7,14 \text{ м.}$$

Гидравлическая мощность насоса определим из соотношения:

$$N = \rho_B g Q \left[z + \frac{p_2 - p_1}{\rho_B} + \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi}{4}\right)^2 2g} \left(\frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right) \right] =$$

$$= 10^3 \cdot 9,8 \cdot 90 \cdot \left(1,22 + \frac{69,97 \cdot 10^3 - 26,6 \cdot 10^3}{10^3} \right) + \frac{9^2 \cdot 10^2}{0,785^2 \cdot 2 \cdot 9,8} \left(\frac{1}{0,2^4} - \frac{1}{0,3^4} \right) =$$

$$= 3,7 \cdot 10^2 \text{ кВт} = 0,37 \text{ МВт.}$$

Пример закончен.

Задача [62]. Определить мощность, расходуемую потоком воды на участке трубопровода длиной $L = 10$ м (рис. 1.15), если угол наклона трубопровода $\beta = 30^\circ$, диаметр большой трубы $D = 0,2$ м, диаметр малой трубы $d = 0,1$ м, расход воды $Q = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$, разность уровней ртути в дифференциальном манометре $h = 0,4$ м, движение воды турбулентное.

Решение. Сечения 1-1 и 2-2 проведем через места подключения дифманометра, а плоскость сравнения О-О расположим на уровне центра тяжести второго сечения. Используя уравнение Бернулли, найдем потери напора между рассматриваемыми сечениями:

$$H_{\text{пот1-2}} = (z_1 - z_2) + \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{p_2}{\rho g} \right) + \left(\alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} - \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} \right).$$

1.11. Электрическое оборудование насосных станций

Для пуска, регулирования и остановки приводных электродвигателей насосов, а также для управления электрифицированными вспомогательными механизмами насосные станции имеют электрическое хозяйство, основными элементами которого являются силовые трансформаторы, выключатели, разъединители, изоляторы, токоведущие части, силовые кабели, измерительные трансформаторы, релейной защиты и автоматики и др. [1, 23, 52, 68].

Силовые трансформаторы. Трансформатор представляет собой электромагнитный аппарат, в котором переменный ток одного напряжения преобразуется в переменный ток другого напряжения. Трансформаторы, от которых электроэнергией питаются электродвигатели силовых установок, называются силовыми в отличие от измерительных трансформаторов тока и напряжения, применяемых для снижения измеряемых величин тока и напряжения до пределов измерения приборов и питания вспомогательных цепей пониженного напряжения.

Конструктивной и механической основой силового трансформатора является его магнитная система, называемая сердечником. Магнитная система вместе с конструкциями и деталями, скрепляющими ее отдельные части, представляет собой остов трансформатора. На остова устанавливаются обмотки и крепятся проводники (отводы), соединяющие обмотки с вводами – проходными изоляторами или другими устройствами для присоединения внешней сети к обмоткам.

С целью повышения уровня изоляции и улучшения охлаждения силовых трансформаторов сердечники вместе с обмотками помещаются в бак с трансформаторным маслом. Для заполнения бака маслом до самой крышки при всех возможных в процессе эксплуатации колебаниях температуры и объема масла над крышкой устанавливают расширитель – стальной бачок, сообщающийся с основным баком трубопроводом. Объем расширителя обычно составляет 8–10% объема масла, находящегося в баке. На крышке бака устанавливают вводы и выводы для присоединения обмоток трансформатора к внешней сети, а также различные устройства для контроля за состоянием масла и для защиты трансформатора от аварийных и атмосферных электрических разрядов. Такова конструкция масляных трансформаторов.

Во время работы трансформатора в его сердечнике наблюдаются электрические и магнитные потери энергии, выделяющиеся в виде тепла. При длительной нагрузке все выделяющееся тепло должно полностью отводиться в окружающую среду. Гладкие стенки масляного бака имеют относительно малую площадь обдуваемой воздухом поверхности, достаточную для отвода тепла от трансформаторов мощностью лишь до 25–40 кВА. Ребра, трубы, навесные охладители, значительно увеличивающие площадь обдуваемой поверхности, обеспечивают отвод тепла от трансформаторов мощностью до 10–16 тыс. кВА. При еще большей мощности трансформаторов для отвода выделяющегося тепла обычно усиливают охлаждение, применяя искусственное форсирование движения воздуха у внешних поверхностей охладителей с помощью вентиляторов или движения масла у внутренних поверхностей с помощью специальных насосов. Все трансформаторы выполняются грозоупорными.

Номинальные мощности силовых трансформаторов определяются соответствующими стандартами. При выборе числа трансформаторов учитывают

класс надежности действия насосной станции и степень ответственности нагрузок, разделяемых на категории.

Трансформаторы небольшой мощности могут быть безмасляными - сухие трансформаторы.

Если на станции установлено несколько трансформаторов, то при выходе из работы одного из них допускается перегрузка оставшихся в работе трансформаторов. Величина допустимой аварийной перегрузки зависит от длительности перегрузки, конструкции трансформатора, способа его охлаждения и ряда других факторов. Обычно она не превышает 20-40% номинальной мощности трансформатора.

Выключатели. В качестве основных аппаратов, включающих и отключающих трехфазные электродвигатели переменного тока мощностью до 75 кВт и напряжением до 500 В в нормальном режиме их работы, используют магнитные пускатели.

При более высоких напряжениях разрыв цепи под током вызывает интенсивную электрическую дугу, обжигающую контакты пускателя и опасную для обслуживающего персонала, поэтому для включения и выключения электрических цепей в сетях высокого напряжения применяют выключатели.

При напряжении 3-10 кВ и силе тока до 400 А применяют различные типы выключателей, в том числе масляные выключатели многообъемного типа, характерной особенностью которых является наличие металлического бака заполненного маслом, выполняющим роль дугогасящей и изолирующей среды. При напряжении 10-35 кВ и силе тока от 600 до 1500 А применяют масляные выключатели с дугогасящей камерой, малым объемом масла и отдельным включением фаз.

Привод подвижных контактов масляных выключателей обоих типов может быть ручным, механическим (пружинным, пневматическим или пневмогидравлическим) и электромагнитным.

Кроме масляных используются вакуумные, электромагнитные, воздушные, элегазовые и другие типы высоковольтных выключателей.

Разъединители. Для отключения от сети высокого напряжения различных аппаратов, приборов или отдельных участков цепи применяют разъединители (в частности, до и после каждого масляного выключателя обязательно должны быть установлены разъединители, чтобы можно было отключать масляный выключатель от сети на время осмотра и ремонта).

Разъединителями пользуются только при снятой нагрузке, т.е. после отключения выключателем силового трансформатора или электродвигателя от сети.

Промышленностью выпускаются разъединители различных типов для внутренней и наружной установки. Разъединители внутренней установки для номинальных токов до 1000 А обычно бывают трехфазными. Более мощные разъединители изготавливаются в однофазном, однополюсном исполнении; отдельные полюса соединяют в трехполюсный разъединитель непосредственно на месте установки с помощью опорных конструкций и муфт.

Привод разъединителей, применяемых в электрических схемах насосных станций, как правило, ручной.

Изоляторы. В установках высокого напряжения изоляторы служат для электрической изоляции и поддержания токоведущих частей различных устройств и аппаратов. В качестве материалов для изготовления изоляторов применяют фарфор, стекло, керамика, пластмассы и т.д.

Токоведущие части (шины). Необходимой принадлежностью каждой электрической цепи являются металлические сборные шины, к которым энергия подводится от понизительного силового трансформатора или фидера распределительной сети, и от которых она распределяется между приемниками и контрольно-измерительными приборами.

Сборные шины изготавливают из меди, алюминия или стали. Для лучшего охлаждения шины изготавливают прямоугольного сечения в виде полос, укрепленных шинодержателями на ребро или плашмя на опорных изоляторах.

Силовые кабели. Для соединения элементов электрического хозяйства насосной станции применяют силовые кабели.

Измерительные трансформаторы. Измерительные трансформаторы (тока и напряжения) служат для преобразования этих параметров, регистрируемых измерительными приборами (вольтметрами, амперметрами, счетчиками и др.) и питающими реле и другие вспомогательные цепи.

Трансформаторы напряжения устанавливаются при напряжении сети 380 В (0,4 кВ) и выше. Работа измерительных трансформаторов основана на том же принципе, что и работа обычных трансформаторов. В цепях высокого напряжения подключение вольтметра, счетчиков, реле и т. д. возможно только через трансформатор напряжения. С высоковольтной стороны обмотка такого трансформатора рассчитывается на напряжение сети, с низковольтной стороны обмотка имеет напряжение 100 В.

Амперметры, последовательные обмотки ваттметров и счетчиков подключают к силовой сети высокого напряжения через трансформаторы тока, уменьшающие силу тока до 5 А для использования в обмотках указанных приборов.

Для защиты электрического оборудования и цепей от токов чрезмерной силы, возникающих при аварийных режимах, имеются устройства релейной защиты, которые при превышении допустимой максимальной величины тока воздействуют на приводы выключателей и прерывают цепь. Уставки срабатывания релейной защиты подбирают так, чтобы они не срабатывали при номинальных токах, а только при перегрузках, которые могут повредить электрооборудования.

Выбор схемы электрических соединений производится с учетом типа (асинхронный, синхронный) приводных электродвигателей основных насосов, их мощности и принятого способа пуска (асинхронный пуск от полного или пониженного напряжения, пуск разворотным асинхронным двигателем или синхронный частотный пуск от пускового агрегата меньшей мощности). Существенную роль в выборе схемы электрических соединений играет режим работы станции – круглый год или только определенный период, полное время суток или несколько часов. Режим работы определяет возможность проведения капитальных и плановых профилактических ремонтов, осмотра и чистки.

При наличии вблизи насосной станции населенных пунктов или промышленных предприятий схему электрических соединений выбирают с учетом комплексного электроснабжения других потребителей энергии.

При этом учитывают категорию потребителей, требуемую надежность питания и необходимые резервы.

Более подробно об электротехническом оборудовании насосных станций можно ознакомиться из [1, 2, 11, 23, 46, 50, 52].

2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ И НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ УЗБЕКИСТАНА

2.1. Насосы собственных нужд электрических станций и их характеристики

Агрегаты собственных нужд (СН) электрических станций относятся к числу наиболее ответственных рабочих машин, так как они должны обеспечивать непрерывную работу станции с максимальной надежностью и экономичностью [1, 68].

На тепловых электростанциях насосы используются в качестве питательных, конденсатных, циркуляционных и др.; на станциях всех типов – для технического, противопожарного и хозяйственного водоснабжения.

Наибольшее применение в системе собственных нужд электростанций имеют лопастные насосы [68], делящиеся на **центробежные** и **осевые**.

В центробежной машине лопасти вместе с боковыми стенками рабочего колеса образуют каналы, направленные от центра колеса к периферии (рис. 2.1). Поэтому при работе машины жидкость, поступающая в насос в осевом направлении, приходит во вращательное движение и под действием центробежных сил перемещается в радиальном направлении. Затем по спиральному отводу жидкость направляется в напорный патрубок.

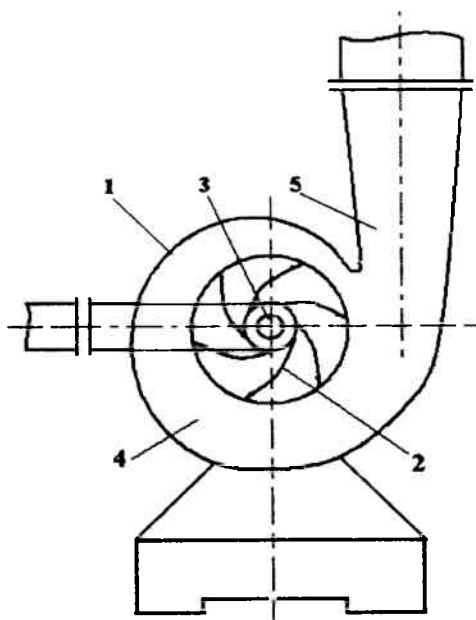


Рис. 2.1. Схема лопастной машины центробежного типа [2]:
1 – корпус; 2 – лопасть; 3 – входное отверстие; 4 – спиральный отвод;
5 – напорный патрубок

В осевой машине (рис. 2.2.) лопасти имеют обтекаемый профиль и закреплены на втулке под углом к плоскости вращения колеса. Благодаря этому по обе стороны каждой лопасти возникает разность давлений и, как следствие, движение жидкости в осевом направлении.

Осевые машины обладают рядом преимуществ перед центробежными: они легко обеспечивают большую производительность при умеренных напорах, более надежно работают в запылённой среде, имеют более высокий КПД в области расчетной производительности. Поэтому в последние годы они находят все большее применение в системе СН тепловых электростанций.

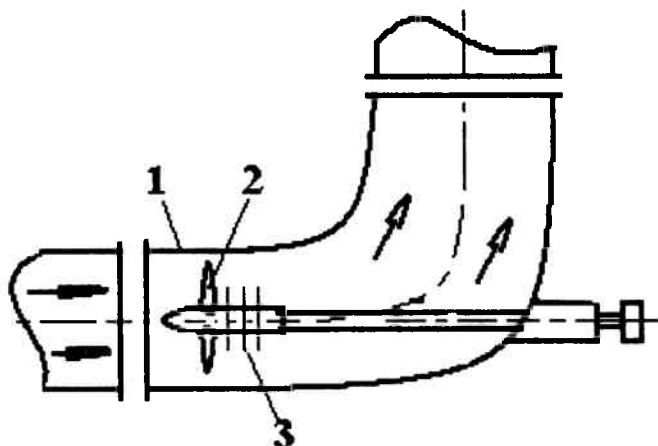


Рис. 2.2. Схема лопастной машины осевого типа [2]:

1 – корпус; 2 – лопасть; 3 – лопаточный отвод (направляющий аппарат)

Эксплуатационные качества лопастных насосов полностью определяются их рабочими характеристиками – зависимостями напора H , представляющего собой удельную энергию, которую сообщает машина жидкости, мощности на валу P и полного КПД от подачи Q . Эти характеристики зависят от типа машины.

Насосы центробежного типа обычно имеют выпуклую характеристику $H = f(Q)$ с восходящей и нисходящей частями (участки 1 - 2 и 2 - 3 кривой $H = f(Q)$, рис. 2.3). Работа насоса на восходящей части характеристики нежелательна, так как она сопровождается большими гидравлическими потерями, шумом и может быть неустойчивой.

Поэтому при разработке конструкций насосов стремятся добиться, чтобы эта часть характеристики была относительно небольшой. Нисходящая часть Q - H характеристики может быть как пологой (крутизна не превышает 10–12%), так и крутой (крутизна доходит до 25–30%).

Выбор насоса с той или иной крутизной характеристики определяется тем, какой параметр – напор или подача – должен мало меняться при изменении режима работы насоса. Зависимость КПД насосов центробежного типа от их подачи также представляет собой выпуклую кривую (линия η на рис. 2.3), которая при определенной величины $Q_{\text{опт}}$ имеет максимум $\eta_{\text{макс}}$. Поэтому величина по-дачи $Q_{\text{опт}}$ и соответствующий ей напор $H_{\text{опт}}$ являются оптимальными, а точка 4 главной характеристики – точкой оптимального режима.

В условиях эксплуатации насосы часто работают с подачей и напором, отличными от оптимальных и, следовательно, с пониженным КПД, снижение которого более чем на 7% нежелательно. Этим и определяется рабочий участок Q - H характеристики (рис. 2.3), ограниченный точками 5 и 6, которым соответствует допустимое отклонение КПД $\eta_{\text{доп}}$.

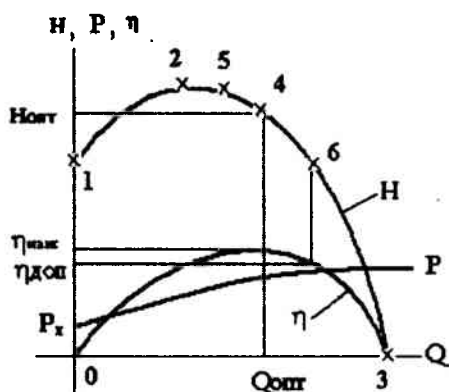


Рис. 2.3. Рабочие характеристики центробежного насоса

Зависимость мощности на валу насосов центробежного типа от их подачи обычно представляет собой слегка изогнутую восходящую линию (кривая P на рис. 2.3). Точка пересечения этой линии с осью ординат определяет мощность холостого хода P_x , которая расходуется на покрытие потерь, обусловленных циркуляционными потоками в насосе, трением дисков о жидкость, а также трением в сальниках и подшипниках. Мощность холостого хода обычно не превышает 30-40% номинальной мощности на валу насоса, поэтому пуск в ход центробежных насосов производят при закрытых напорных задвижках.

Насосы осевого типа передают энергию потоку жидкости или газа благодаря подъемной силе лопастей. Поэтому их рабочие характеристики по форме отличаются от характеристик машин центробежного типа. В частности, Q - H характеристики часто имеют седлообразную форму [11, 68]. Наличие в средней части характеристики восходящего участка может явиться причиной неустойчивой работы насоса, поэтому машины осевого типа обычно работают на нисходящей части характеристики, т. е. с большими подачами. Минимальную подачу насоса выбирают таким образом, чтобы развиваемый при этом напор машины составлял не менее 90% напора, соответствующего вершине горба главной рабочей характеристики.

Диапазон изменения производительности, в котором отклонения КПД от максимального не выходят за допустимые пределы, при постоянной частоте вращения зависит от угла поворота лопастей. Машины с жестким креплением лопастей имеют сравнительно небольшой рабочий участок Q - H характеристики. Насосы, снабженные устройством для поворота лопастей при остановленной машине, позволяют путем изменения угла их поворота изменять пределы регулирования подачи, однако при любом выбранном значении угла эти пределы остаются сравнительно небольшими. Более экономичное, широкое и плавное изменение подачи обеспечивают машины, оборудованные устройством для поворота лопастей на ходу. Объясняется это тем, что при неизменном угле поворота лопастей характеристика КПД машины осевого типа имеет резко выраженный максимум и существенное изменение производительности машины сопровождается быстрым уменьшением ее КПД; при изменении угла поворота лопастей происходит изменение как главной рабочей характеристики, так и характеристики КПД, причем максимум последней, мало изменяясь по величине, смещается в ту же сторону, что и рабочая часть Q - H характеристики.

Особенностью характеристики мощности на валу машин осевого типа является значительное превышение мощности холостого хода над номинальной мощностью. Поэтому в отличие от центробежных машин пуск осевых машин при закрытой задвижке на напорном трубопроводе недопустим.

Изменение скорости вращения лопастных насосов приводит к изменению их главных рабочих характеристик. Характеристику при любой частоте вращения n_i можно получить путем пересчета Q - H характеристики, снятой при частоте вращения n_1 , на частоту вращения n_i , с помощью формул называемыми формулами пропорциональности. При неучете изменения объемного и гидравлического КПД лопастных машин с изменением частоты вращения эти формулы имеют простой вид:

$$\frac{Q_i}{Q_1} = \frac{n_i}{n_1}, \quad (2.1)$$

$$\frac{H_i}{H_1} = \left(\frac{n_i}{n_1}\right)^2. \quad (2.2)$$

Из этих формул следует:

$$Q_i = Q_1 \frac{n_i}{n_1}, \quad (2.3)$$

$$H_i = H_1 \left(\frac{n_i}{n_1}\right)^2 = H_1 \left(\frac{Q_i}{Q_1}\right)^2. \quad (2.4)$$

Таким образом, при изменении частоты вращения лопастных насосов перемещение любой точки характеристики Q - H происходит **по параболе**, вершина которой находится в начале координат. Такие параболы называют линиями пропорциональности.

Производительность насоса при заданной частоте вращения определяется не только его главной характеристикой, но и свойствами трубопроводной системы (сети), на которую он работает. В общем случае насос должен создавать напор, достаточный для повышения давления от p_1 в резервуаре на стороне всасывания до p_2 в резервуаре на стороне нагнетания, подъема жидкости на высоту H_Γ , равную разности геодезических высот между уровнями жидкости или точками измерения давления в резервуарах. Набор должен покрывать увеличение скорости движения жидкости, соответственно от v_1 до v_2 (скорости v_1 до v_2 измеряются в тех же точках, что и давления) и потери напора ΔH в подводящем и напорном трубопроводах, обусловленных гидравлическим сопротивлением.

Если давления p_1 и p_2 выражены в паскалях, то требуемый напор H_0 , получается в м. Напор, который определяется трубопроводной системой, равен:

$$H_C = H_\Gamma + \frac{p_2 - p_1}{g\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \Delta H, \quad (2.5)$$

где, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; ρ – плотность жидкости, кг/м^3 .

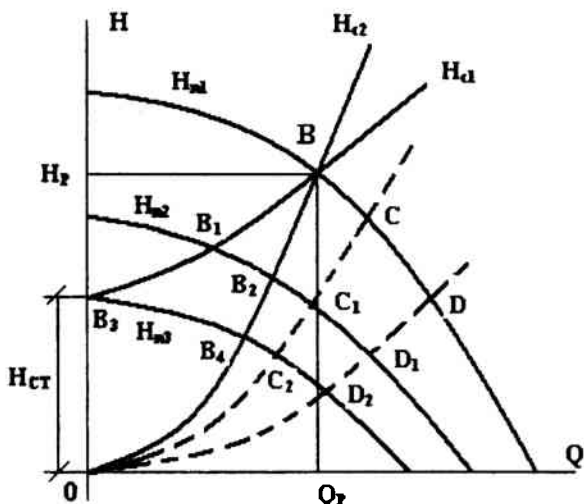


Рис. 2.4. Изменение главной рабочей характеристики насоса и положения рабочих точек при изменении его частоты вращения [1, 68]

Выражение (2.5) называется **характеристикой трубопровода**. Первое и второе слагаемые этого выражения не зависят от скорости движения жидкости, поэтому определяемый ими напор

$$H_r + (p_2 - p_1)/(g\rho) = H_{ст} \quad (2.6)$$

называется **статическим**. Третье и четвертое слагаемые зависят от скорости движения жидкости, поэтому соответствующий напор

$$\frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2g} + \Delta H = H_{дин} \quad (2.7)$$

называется **динамическим**. Таким образом, характеристику трубопроводной сети можно представить так:

$$H_C = H_{ст} + H_{дин} \quad (2.8)$$

В осях Q-H характеристика трубопроводной сети представляет собой кривую, отсекающую на оси ординат отрезок $H_{ст}$ (кривую H_{c1} на рис. 2.4).

При турбулентном движении жидкости суммарные потери напора в подводящем и напорном трубопроводах с достаточной точностью можно считать пропорциональными квадрату скорости движения жидкости и, следовательно, квадрату подачи:

$$\Delta H = KQ^2 \quad (2.9)$$

где, K - коэффициент пропорциональности или характеристический коэффициент трубопровода (сети).

Скорости движения жидкости в резервуарах на сторонах всасывания и нагнетания в большинстве случаев малы, поэтому с учетом (2.6) выражение (2.5) можно представить в следующем виде:

$$H_C = H_{ст} + KQ^2 \quad (2.10)$$

Влияние отдельных членов выражения (2.10) различно в зависимости от конструкции насоса.

Если и на стороне всасывания, и на стороне нагнетания резервуары с жидкостью находятся под атмосферным давлением (это имеет место, например, в системах водоснабжения), второй член выражения (2.5), определяемый разностью давлений воздуха в конце и начале трубопроводной системы, весьма мал и им можно пренебречь. Характеристика сети в этом случае представляет собой параболу, проходящую через начало координат (кривая H_{c2} на рис. 2.4).

При установившемся режиме работы насоса мощность, передаваемая потоку жидкости машиной, равна мощности, расходуемой в трубопроводной сети. Очевидно, равенство этих мощностей соблюдается только в точке пересечения Q-H характеристики насоса, соответствующей заданной скорости вращения (кривая H_{n1} на рис. 2.4), с характеристиками сети (кривые H_{c1} и H_{c2}). Таким образом, точка В, в которой пересекаются указанные характеристики, полностью определяет установившийся режим работы насоса: напор H_p , расход Q_p , мощность на валу P_p и КПД η_p . Эта точка должна лежать на рабочем участке Q-H характеристики машины и называется **рабочей**.

Изменение частоты вращения насоса приводит к смещению точки пересечения его Q-H характеристики с характеристикой трубопроводной сети и, соответственно к изменению напора, подачи, мощности на валу и КПД машины, которые зависят также от степени изменения частоты характеристики трубопроводной сети, в частности от статического напора. Чем больше статический напор, тем быстрее снижается производительность машины при уменьшении ее скорости вращения. Это следует, например, из сравнения абсцисс точек B_1 и B_2 в которых пересекается главная рабочая характеристика машины, построенная для скорости вращения $n_2 < n_1$ (кривая H_{n2}), с характеристиками трубопроводной сети соответственно при $H_{CT} = 0$ (кривая H_{c1}) и $H_{CT} = 0$ (кривая H_{c2}). При значительных статических напорах, характерных, в частности, для питательных насосов, даже сравнительно небольшое уменьшение скорости вращения насоса приводит к резкому снижению его производительности или даже полному прекращению подачи жидкости. Последнее имеет место, если в результате снижения скорости вращения насоса его Q-H характеристика не пересекается с характеристикой сети (см. кривые H_{n3} и H_{c1} на рис. 2.4), т. е. если напор, развиваемый машиной, оказывается равным или меньше статического.

Соотношение моментов на валу насоса при частотах вращения n_i и n_1 определяется следующим выражением:

$$\frac{M_i}{M_1} = \frac{P_i / \omega_i}{P_1 / \omega_1} = \frac{Q_i H_i \eta_i n_1}{Q_1 H_1 \eta_1 n_i} \quad (2.11)$$

или

$$\frac{M_i}{M_1} = \frac{Q_i (H_{CT} + KQ_i^2)^2 \eta_i n_1}{Q_1 (H_{CT} + KQ_1^2) \eta_1 n_i} \quad (2.12)$$

В случае, когда статический напор равен нулю, подача и скорость вращения лопастной машины связаны соотношением (2.1), поэтому выражение для механической характеристики принимает вид:

$$\frac{M_i}{M_1} = \frac{\eta_1}{\eta_i} \left(\frac{n_1}{n_i} \right)^2. \quad (2.13)$$

Таким образом, лишь при отсутствии статического напора и небольших изменениях скорости вращения лопастной машины, когда изменение ее КПД незначительно, механическую характеристику в первом приближении можно считать параболической. При наличии статического напора момент на валу машины является сложной функцией этого напора и скорости вращения, так как подача не пропорциональна скорости и зависит от статического напора.

На электрических станциях производительность значительной части рабочих машин системы собственных нужд не остается постоянной. Это связано с изменением во времени нагрузки электростанций и соответствующего изменения производительности котлов и мощности, развиваемой турбинами. В ряде случаев необходимость регулирования производительности рабочих машин системы с.н. связана с изменением внешних условий. Например, производительность циркуляционных насосов зависит не только от нагрузки турбин, но и от температуры охлаждающей воды и т.д. Изменение производительности лопастных машин, т.е. изменение положения рабочей точки на Q-N - характеристике, может быть осуществлено или изменением их главной характеристики, или изменением характеристики трубопроводной системы. Поэтому возможны различные способы регулирования производительности насосов.

Регулирование машин центробежного типа производится:

- 1) изменением положения задвижки (дроссельное регулирование), при неизменной частоте вращения приводного двигателя и рабочей машины;
- 2) изменением частоты вращения насоса.

Регулирование производительности машин осевого типа обычно осуществляется:

- 1) изменением частоты вращения;
- 2) поворотом лопастей рабочего колеса.

Выбор способа регулирования производительности определяется требованиями к плавности и пределам регулирования, экономичности, надежности работы регулирующих устройств в различных условиях (как нормальных, так и аварийных), возможности применения дистанционного управления. На выбор способа регулирования существенно влияют также тип электростанции, назначение и мощность рабочих машин и пр. Например, для рабочих машин на тепловых электрических станциях, условие экономичности регулирования является одним из определяющих, так как уменьшение энергии, затрачиваемой на привод рабочих машин системы с.н. тепловых электростанций, даже на доли процента дает значительный экономический эффект.

Дроссельное регулирование центробежного насоса осуществляют дросселем (задвижкой), установленным на напорном трубопроводе. При закрытии дросселя характеристический коэффициент сети K , входящий в уравнение (2.10), увеличивается, характеристика сети становится более крутой (см. кривую H_{C2} на рис. 2.5) и рабочая точка машины, определяемая пересечением характеристики сети с главной рабочей характеристикой насоса, перемещается в сторону уменьшения расхода (точка B_1). Новой производительности Q_1 соответствует напор машины H_1 , хотя до закрытия дросселя для обеспечения той же подачи достаточен был напор H_1 , определяемый точкой B_1 на характеристике трубопроводной сети H_{C1} .

Таким образом, разность напоров ($H_1 - H_1^1$) представляет собой потерю напора (энергии) в дросселе. Очевидно, потеря мощности на дросселирование в долях от мощности на валу машины, работающей в номинальном (оптимальном) режиме, составляет:

$$\frac{\Delta P}{P_{\text{НОМ}}} = \frac{Q_1 \Delta H_1}{Q_{\text{НОМ}} H_{\text{НОМ}}} \frac{\eta_{\text{МАКС}}}{\eta_1} \quad (2.14)$$

С увеличением глубины такого регулирования возрастает потеря напора в дросселе и, следовательно, возрастают непроизводительные потери мощности. Эти потери особенно велики при отсутствии противодавления. Следовательно, дроссельное регулирование производительности центробежных машин весьма неэкономично. Однако благодаря простоте и отсутствию каких-либо дополнительных устройств (задвижка необходима не только для регулирования производительности, но и для отделения машины от трубопроводной сети в периоды ее остановок) такое регулирование получило широкое применение, особенно для машин небольшой производительности, приводимых в движение асинхронными электродвигателями с короткозамкнутым ротором.

Для машин осевого типа дроссельное регулирование не применяется, поскольку уменьшение их производительности обычно сопровождается существенным увеличением мощности на валу и, следовательно, мощности, потребляемой приводным электродвигателем.

Изменение скорости вращения лопастной машины сопровождается соответствующим изменением ее главной рабочей характеристики и перемещением рабочей точки по неизменной характеристике сети (т. е. по кривым H_{C1} или H_{C2} на рис. 2.4). При этом отсутствуют потери напора в задвижке. Таким образом, регулирование производительности лопастных машин изменением их частоты вращения с точки зрения потерь мощности значительно экономичнее дроссельного, поэтому оно широко применяется как для центробежных, так и для осевых насосов.

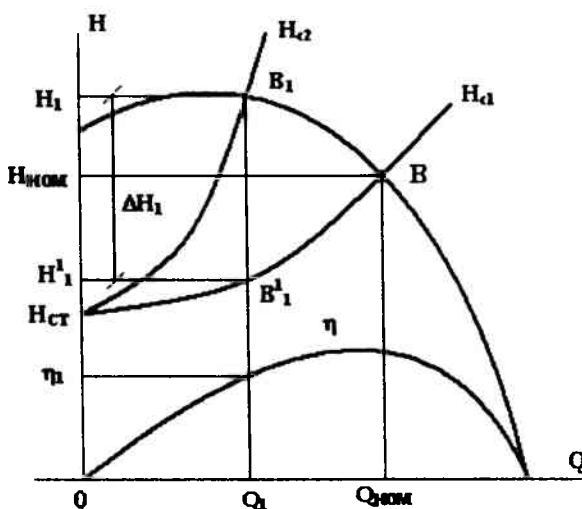


Рис. 2.5. Изменение напора и подачи центробежной машины при дроссельном регулировании ее производительности [68]

Особенно большой эффект такое регулирование дает при отсутствии противодействия. При дроссельном регулировании производительности машины центробежного типа мощность на ее валу изменяется в соответствии с характеристикой мощности, построенной для номинальной частоты вращения, т. е. практически по линейному закону. При регулировании изменением частоты вращения эта мощность в первом приближении (в предположении, что КПД машины остается неизменным при изменении ее подачи и частоты вращения) пропорциональна кубу производительности:

$$\frac{P_1}{P_{НОМ}} = \frac{Q_1 H_1}{Q_{НОМ} H_{НОМ}} \frac{\eta_{МАКС}}{\eta_1'} \approx \left(\frac{Q_1}{Q_{НОМ}}\right)^3, \tag{2.15}$$

где, η_1' – КПД насоса (вентилятора) при частоте вращения n_1 и производительности Q_1 .

Регулирование частоты вращения лопастных машин может быть осуществлено или с помощью частотного регулирования электродвигателей [2, 21], позволяющей изменять скорость вращения, или использованием электромагнитных муфт скольжения и другими способами.

2.2. Насосные станции орошения Узбекистана

Водообеспеченность Узбекистана. Общая площадь территории Республики Узбекистан составляет 447,4 тыс. км² [4-6].

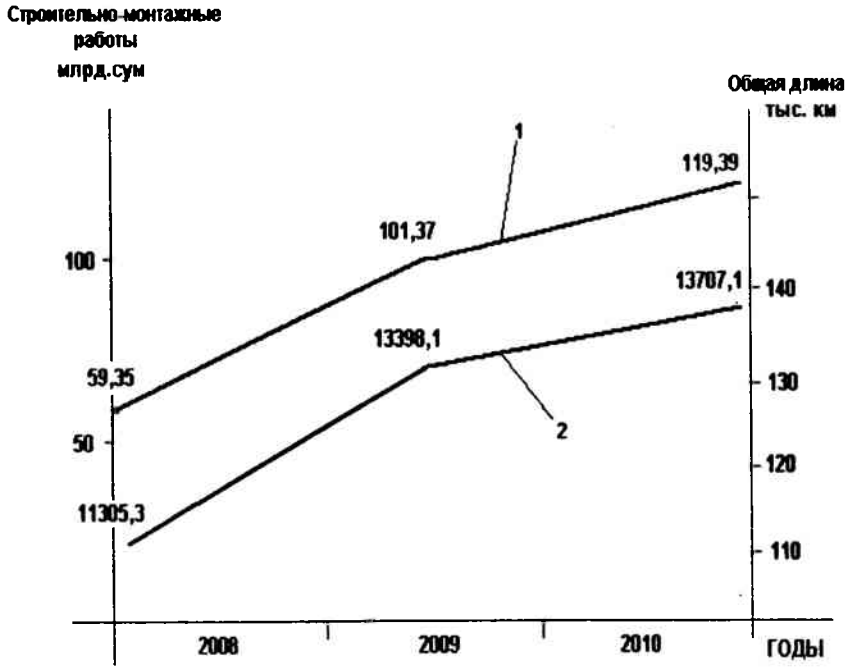


Рис. 2.6. Динамика роста объемов мелиоративных работ в Узбекистане [4]:
1 – строительно-монтажные работы, 2 – длина коллекторно-дренажных систем

Ресурсы поверхностных речных вод бассейнов рек Амударьи и Сырдарьи составляют 114,4 км³ при обеспеченности стока 50% и 90,6 км³ при обеспеченности 90%. Доля собственных водных ресурсов Узбекистана при стоке 90% обеспеченности равна по бассейну Сырдарьи 16%, Амударьи – 6%, а в целом по республике – 10 % [69].

Общие запасы подземных вод республики составляют 18,9 км³, в том числе с минерализацией до 1 г/л – 7,6 км³ и от 1 до 3 г/л – 7,9 км³. Около 85% запасов подземных вод Узбекистана формируется из поверхностных вод, что дает основание отнести их к национальным запасам, а внешний приток подземных вод к орошаемым территориям по экспертной оценке лишь на 1/3 формируется на территории соседних государств и поэтому считается трансграничным.

Утвержденный объем располагаемых водных ресурсов в целом по бассейнам Амударьи и Сырдарьи составляет 133,6 км³. Из указанной величины на долю Узбекистана приходится 72,4 км³, в том числе 61,1 км³ для орошения и 11,3 км³ для неирригационных потребителей [70].

Площади машинного орошения и установленные мощности насосных станций в областях Республики Узбекистан (без Республики Каракалпакстан) [4, 5]

Таблица 2.1

Области	Общая орошаемая площадь тыс.га	Площадь машинного орошения тыс.га	Общее количество НС	Суммарная установленная мощность насосов тыс.кВт	Средняя установленная мощность насосов на 1 га машинного орошения, тыс.кВт/га
Андижанская	273,2	73,3	130,0	279,9	3,8
Бухарская	274,9	273,0	23,0	287,0	1,0
Джизакская	299,6	78,7	21,0	167,4	2,0
Кашкадарьинская	512,6	372,6	55,0	668,0	1,8
Навойнская	123,8	89,0	33,0	222,4	2,5
Наманганская	282,6	77,7	216,0	581,5	7,5
Самаркандская	377,9	62,6	88,0	21,7	0,4
Сурхандарьинская	325,7	223,0	105,0	552,9	2,5
Сырдарьинская	292,2	63,0	32,0	60,6	1,0
Ташкентская	394,2	58,4	107,0	103,4	1,8
Ферганская	359,8	113,3	140,0	261,0	2,3
Хорезмская	280,2	45,0	184,0	49,9	1,1
Всего по республике	4297,1	1529,6	1133,0	3253,2	2,1

На площадь более 2,2 млн. гектаров республики вода подается с помощью насосных станций. О масштабах машинного орошения можно судить по

следующим примерам: насосные станции Каршинского каскада – суммарный расход $200 \text{ м}^3/\text{с}$; высота подъема 132 м; площадь орошения 350 тыс.га; насосные станции на Аму-Бухарском канале – суммарный расход $263 \text{ м}^3/\text{с}$; площадь орошения 285 тыс.га; высота подъема 69 м. На балансе Минсельводхоза находится около 1600 насосных станций, с суммарной подачей около $7000 \text{ м}^3/\text{с}$, где установлено 5003 насосных агрегатов годовой мощностью 8,2 млрд.кВт [10]. Номинальное напряжение крупнейших насосных агрегатов достигает 10 кВ, а единичная мощность – 12,5 МВт. Из общего количества насосных станций 76 являются уникальными ($>100 \text{ м}^3/\text{с}$), 496 – средними (до $10 \text{ м}^3/\text{с}$) и 561 мелкими (менее $1 \text{ м}^3/\text{с}$). В целом, 80% крупных, 50% средних и 30% малых насосных станций требуют ремонта и реконструкции [6].

Узбекистан является наиболее насыщенной насосами республикой, здесь сосредоточено более половины насосных мощностей всего региона [4, 5, 74].

За три года (2008-2010) построены и реконструированы более 750 км оросительных и 3700 км коллекторно-дренажных систем (рис. 2.6), а также другие водохозяйственные объекты [4]. В табл. 2.1 показаны площади машинного орошения по областям республики и значения установленных мощностей насосных станций. Эти данные дают представление о масштабности проблемы [4-5, 71-74].

2.3. Трубопроводы в нефтегазовой отрасли Узбекистана

В нефтегазовой отрасли источником энергии для транспортирования газа и нефти по трубопроводам являются природный газ и электроэнергия. На 25 компрессорных станциях магистральных газопроводов Узбекистана установлены компрессоры, использующие в качестве приводов, в основном, авиационные двигатели. Длина магистральных газопроводов Узбекистана на начало 2007 г. составляла 13 000 км. За последние 11 лет длина магистральных трубопроводов увеличилась на 6% [4, 69].

Нефтеперекачивающие насосные станции с электроприводами представлены средними и малыми станциями, по назначению относящимися к местным и внутренним трубопроводам. Наиболее крупная нефтеперекачивающая насосная станция находится на месторождении Кокдумалак, на долю которого приходится около 42% всей добычи нефти. Насосная станция имеет длину нефтепровода, превышающую 80 км.

В нефтегазовой отрасли кроме нефтеперекачивающих насосных станций эксплуатируется значительное число электрифицированных водоперекачивающих насосных станций. Они предназначены для закачки воды в пласт с целью поддержания пластового давления нефтяных и газоконденсатных месторождений. Характеристики насосных станций отличаются высокими давлениями и большими длинами трубопроводов. Насосы, применяемые для сайклинг-процесса месторождения Кокдумалак, развивают давление до 180 атм. Насосные станции, перекачивающие воду для нужд Бухарского нефтеперерабатывающего завода и УДП «Мубарекнефтегаз» из Кую-Мазарского водохранилища, имеют длину трубопроводов более 40 км.

2.3.1. Классификация и категории магистральных трубопроводов

Магистральные газопроводы в зависимости от рабочего давления в трубопроводе подразделяются на два класса: I – при рабочем давлении от 2,5 до 10,0 МПа (25 до 100 кгс/см²) и II – при рабочем давлении от 1,2 до 2,5 МПа (12 до 25 кгс/см²).

Магистральные нефтепроводы и нефтепродуктопроводы в зависимости от диаметра трубопровода подразделяются на четыре класса, (мм): I – при условном диаметре свыше 1000 до 1200; II – то же, свыше 500 до 1000; III – то же свыше 300 до 500; IV – 300 и менее.

Магистральные трубопроводы и их участки подразделяются на категории, требования к которым зависят от условий работы, объема неразрушающего контроля сварных соединений и величины испытательного давления.

Состав сооружений магистральных нефтепроводов. В состав магистральных нефтепроводов входят: линейные сооружения, головные и промежуточные перекачивающие и наливные насосные станции, резервуарные парки (рис. 2.7) [124].

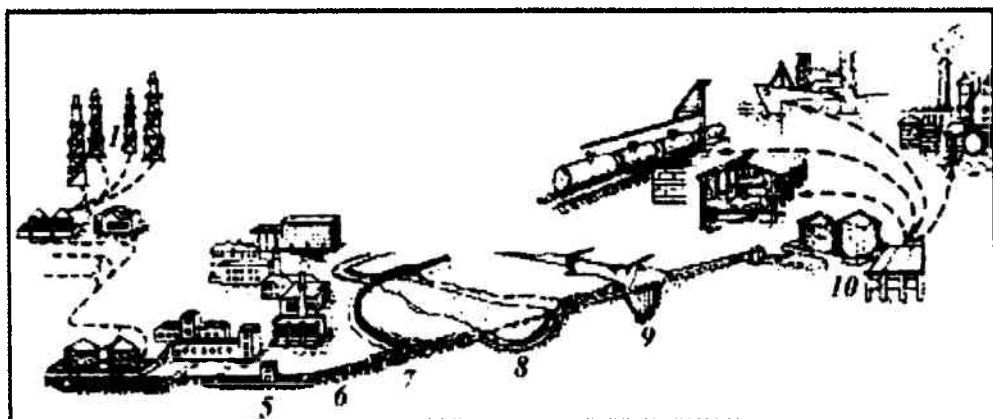


Рис. 2.7 Схема магистрального нефтепровода [124]:

1 – промысел; 2 – нефтесборный пункт; 3 – подводные трубопроводы; 4 – головные сооружения (резервуары, насосная, электростанция и др.); 5 – узел пуска скребка; 6 – линейный колодец; 7 – переход под железной дорогой; 8 – подводный переход через реку; 9 – наземный переход через овраг (ручей); 10 – конечный распределительный пункт

В свою очередь линейные сооружения включают: трубопровод (с промысла от места выхода подготовленной к дальнейму транспорту товарной нефти) с ответвлениями и лупингами, запорной арматурой, переходами через естественные и искусственные препятствия, узлами подключения нефтеперекачивающих станций, узлами пуска и приема очистных устройств и разделителей при последовательной перекачке; установки электрохимической защиты трубопроводов от коррозии; линии и сооружения технологической связи; средства телемеханики трубопровода; линии электропередачи (ЛЭП), предназначенные для обслуживания трубопроводов, и устройства электроснабжения и дистанционного управления запорной арматурой и установками электрохимической защиты (ЭХЗ) тру-

бопроводов; противопожарные средства, противоэрозийные и защитные сооружения трубопровода; емкости для хранения и разгазирования конденсата; земляные амбары для аварийного выпуска нефти; здания и сооружения линейной службы эксплуатации трубопроводов; постоянные дороги и вертолетные площадки, расположенные вдоль трассы трубопровода с подъездами к ним; опознавательные и сигнальные знаки местонахождения трубопровода; пункты подогрева нефти; указатели, предупредительные знаки и т.д.

Основные элементы магистрального трубопровода - сваренные в непрерывную нитку трубы, представляющие собой собственно трубопровод. Как правило, магистральные трубопроводы заглубляют в грунт обычно на глубину 0,8 м до верхней образующей трубы, если большая или меньшая глубина заложения не диктуется особыми геологическими условиями или необходимостью поддержания температуры перекачиваемого продукта на определенном уровне (например, для исключения возможности замерзания скопившейся воды). Для магистральных трубопроводов применяют цельнотянутые и сварные трубы диаметром 300-1420 мм. Толщина стенок труб определяется проектным давлением в трубопроводе, которое может достигать 10 МПа. Трубопровод, прокладываемый по районам с вечномерзлыми грунтами или через болота, можно укладывать на опоры или в искусственные насыпи [3].

На пересечениях с крупными реками нефтепроводы утяжеляют закрепленными на трубах грузами или сплошными бетонными покрытиями, закрепляют специальными анкерами и заглубляют ниже дна реки. Кроме основной укладывают резервную нитку перехода того же диаметра. Пересечения железными и крупными шоссейными дорогами трубопроводы проходят в патроне из труб, диаметр которых на 100-200 мм больше диаметра трубопровода.

С интервалом 10-30 км в зависимости от рельефа трассы, на трубопроводе устанавливаются линейные задвижки для перекрытия участков в случае аварии или ремонта.

Вдоль трассы проходит линия связи (телефонная, радиорелейная), которая в основном имеет диспетчерское назначение. Ее можно использовать для передачи сигналов телеизмерения и телеуправления. Располагаемые вдоль трассы станции катодной и дренажной защиты, а также протекторы защищают трубопровод от наружной коррозии, являясь дополнением к противокоррозионному изоляционному покрытию трубопровода.

Нефтеперекачивающие станции (НПС) располагаются на нефтепроводах с интервалом 70-150 км. Перекачивающие (насосные) станции нефтепроводов и нефтепродуктопроводов оборудуются, как правило, центробежными насосами с электроприводом. Подача применяемых в настоящее время магистральных насосов достигает 12500 м³/ч. В начале нефтепровода находится головная нефтеперекачивающая станция (ГНПС), которая располагается вблизи нефтяного промысла. ГНПС располагается в конце подводящих трубопроводов, если магистральный нефтепровод обслуживают несколько промыслов или один промысел, разбросанный на большой территории. ГНПС отличается от промежуточных наличием резервуарного парка объемом, равным двух- или трехсуточной пропускной способности нефтепровода. Кроме основных объектов, на каждой насосной станции имеется комплекс вспомогательных сооружений: трансформаторная подстанция, снижающая подаваемое по линии электропере-

дачи напряжение от 110 или 35 до 6 кВ, котельная, а также системы водоснабжения, канализации, охлаждения и т.д. Если длина нефтепровода превышает 800 км, его разбивают на эксплуатационные участки длиной 100-300 км, в пределах которых возможна независимая работа насосного оборудования. Промежуточные насосные станции на границах участков должны располагать резервуарным парком объемом, равным 0,3-1,5 суточной пропускной способности трубопровода. Как головная, так и промежуточные насосные станции с резервуарными парками оборудуются подпорными насосами. Аналогично устройство насосных станций магистральных нефтепродуктопроводов.

Тепловые узлы устанавливаются на трубопроводах, транспортирующих высоко застывающие и высоковязкие нефти и нефтепродукты; иногда такие узлы совмещаются с насосными станциями. Для подогрева перекачиваемого продукта применяют паровые или огневые подогреватели (печи подогрева) для снижения тепловых потерь такие трубопроводы могут быть снабжены теплоизоляционным покрытием.

По трассе нефтепровода могут сооружаться наливные пункты для перевалки и налива нефти в железнодорожные цистерны. Конечный пункт нефтепровода - либо сырьевой парк нефтеперерабатывающего завода, либо перевалочная нефтебаза, обычно морская, откуда нефть танкерами перевозится к нефтеперерабатывающим заводам или экспортируется за границу.

2.3.2. Состав сооружений магистрального газопровода

Как правило, к магистральным газопроводам относят трубопроводы и ответвления (отводы) от них диаметром до 1420 мм с избыточным давлением транспортируемого продукта не более 10 МПа, предназначенные для транспортировки: природного или попутного нефтяного углеводородного газа из районов добычи (от головных компрессорных станций (КС) до газораспределительных станций (ГРС)) городов и населенных пунктов; сжиженных углеводородных газов с упругостью насыщенных паров не более 1,6 МПа при температуре 45°C с мест производства (заводов) до мест потребления (перевалочные базы, пункты налива, промышленные и сельскохозяйственные предприятия, порты, ГРС, пусковые базы); товарной продукции в пределах головных и промежуточных КС, станций подземного хранения газа (ПХГ), ГРС, замерных пунктов.

Аналогично определяются магистральные водо-, конденсато- и аммиакопроводы [3].

В состав подземного магистрального газопровода входят линейная часть и наземные объекты (рис. 2.8).

На промысле газ от скважин под действием пластового давления по сборным индивидуальным газопроводам («шлейфам») поступает на газосборные пункты, где осуществляются его первичные замеры, а при необходимости и редуцирование. От газосборных пунктов газ поступает в промысловый газосборный коллектор и по нему на головные сооружения (установку комплексной подготовки газа - УКПГ), где проводят его очистку, сушку, вторичные замеры и доведение до товарной кондиции. На головной КС газ компрессируется до номинального рабочего давления (как правило, до 7,5 МПа). Затем он поступает в линейную часть магистрального газопровода.

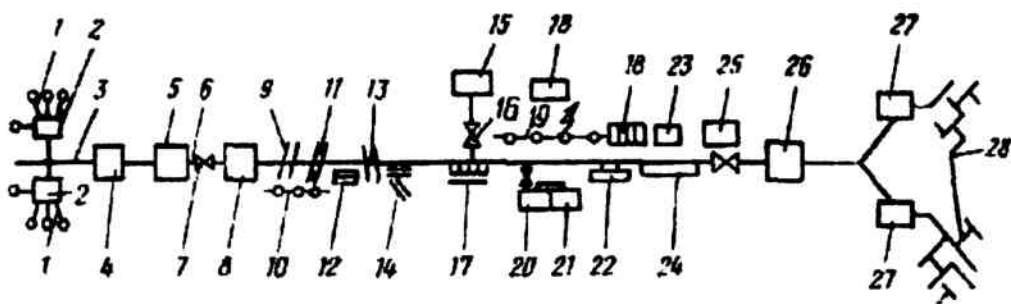


Рис. 2.8. Схема магистрального газопровода [124]:

- 1 – газовая скважина; 2 – газосборный пункт; 3 – газопромысловый коллектор;
 4 – головные сооружения; 5 – ГКС; 6 – магистральный газопровод; 7 – запорная арматура; 8 – промежуточная КС; 9, 11, 13 – переходы соответственно через малую преграду, дорогу и крупную водную преграду; 10 – линия связи; 12 – аварийный запас труб; 14 – вдольтрассовая дорога с подъездами; 15, 26 – ГРС; 16 – отвод от газопровода; 17 – защитное сооружение; 18 – система ЭХЗ; 19 – ЛЭП; 20 – ПХГ; 21 – КС ПХГ; 22 – водосборник; 23 – дом линейного ремонтника-связиста; 24 – лупинг; 25 – вертолетная площадка; 27 – ГРП; 28 – городские газовые сети

К линейной части магистрального газопровода относят собственно магистральный газопровод с линейной арматурой, переходами через естественные и искусственные преграды, линиями технологической связи и электропередачи, вдоль трассовыми и подъездными дорогами, защитными сооружениями, отводами к промежуточным потребителям, водо- и конденсатосборниками и другими узлами; системой электрохимической защиты. К ней относятся лупинги, аварийный запас труб, вертолетные площадки, дома линейных ремонтников, связистов и т.д.

В состав наземных объектов магистрального газопровода входят КС, ГРС и газораспределительные пункты (ГРП). Основные сооружения КС - компрессорная станция, ремонтно-эксплуатационный и служебно-эксплуатационные блоки, площадка с пылеуловителями, градирня, резервуар для воды, масляное хозяйство, установки охлаждения газа и др. При КС, как правило, сооружают жилой поселок. Головные сооружения и головная КС часто представляют собой единый комплекс. КС отстоят друг от друга на расстоянии примерно 125 км.

Газ, поступающий на ГРС, дополнительно обезвоживается, очищается, редуцируется (до 1,2 МПа), одоризуется, замеряется и распределяется по трубопроводам отдельных потребителей или групп их.

Подземные хранилища газа (с КС или без них) предназначены для регулирования сезонной неравномерности потребления газа (летом газ в них накапливается, а зимой подается потребителям). Подземные хранилища газа сооружают вблизи крупных городов и промышленных центров. Обычно газ закачивают в водоносные горизонты пористых пород, выработанные нефтяные и газовые месторождения или в специально разработанные (вымытые) хранилища в соляных отложениях значительной мощности.

2.4. Энергопотребление насосных станций Узбекистана

Применение насосных установок, с учетом специфических особенностей орошаемого земледелия в Узбекистане, позволило решить сложные инженерно-мелиоративные задачи. Строительство и ввод в действие крупных машинных каналов с уникальными каскадами насосных станций и сложными гидротехническими сооружениями позволили перебросить сток многоводных рек на крупные орошаемые массивы, расположенные в низовьях маловодных рек Заравшана, Кашкадарьи, Сурхандарьи, Исфайрамсая и др., где недостаток воды и систематически повторяющееся маловодье тормозили развитие сельского хозяйства [4].

С помощью насосных станций в настоящее время орошается более 2,2 млн. га из 4,3 млн. га орошаемых земель. Ежегодно всеми насосами перекачивается около 59 млрд. м³ поливной воды, причем 27 млрд. м³ перекачивается головными насосными станциями, а 32 млрд. м³ – вторым и последующим подъемами.

Построенные и введенные в действие крупнейшие насосные станции в комплексе Аму-Бухарского, Шерабадского, Каршинского, Джизакского, Амузангского машинных каналов позволили резко повысить водообеспеченность староорошаемых земель и освоить сотни тысяч гектаров новых земель. Насосами только на этих пяти каналах перекачивается около 2000 м³/с воды, а мощность основных электродвигателей составляет 1,2 млн. кВт [4].

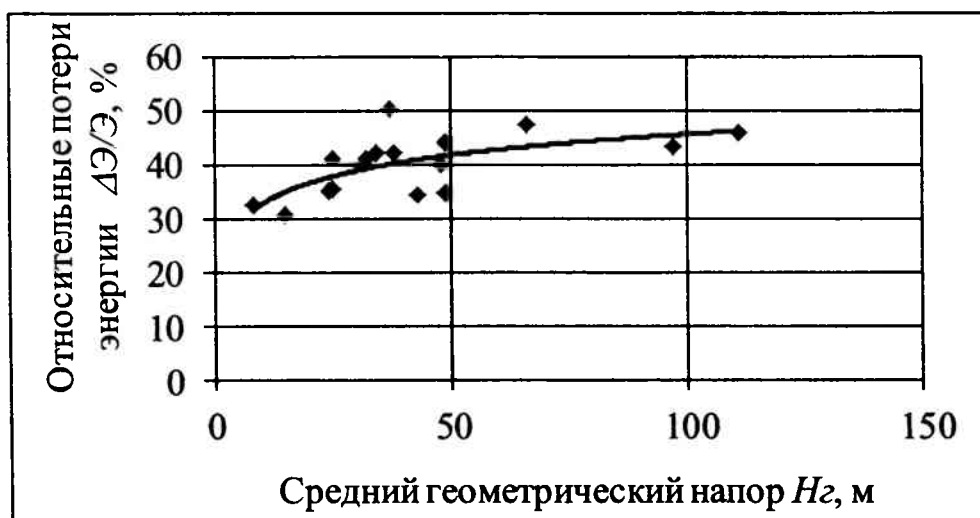


Рис 2.9. Зависимость относительных потерь энергии от среднегеометрического напора насосных станций

В перспективе энергопотребление насосных станций будет неуклонно расти. Это связано с тем, что вновь вводимые земли будут орошаться с помощью насосных станций, причем освоение новых массивов сопряжено не только с подъемом оросительной воды, но и ее перемещением на значительные расстояния от водоисточника.

Эксплуатационные затраты насосных станций в Республике Узбекистан, в том числе расходы электроснабжения, находятся на полном финансировании государственного бюджета.

Совместный анализ приведенных данных на основе разработанной одним из авторов методики [8], позволил выявить общие зависимости потерь энергии (в процентном соотношении от общего энергопотребления) от средних значений геометрического напора и длины напорного трубопровода (рис. 2.9, 2.10).

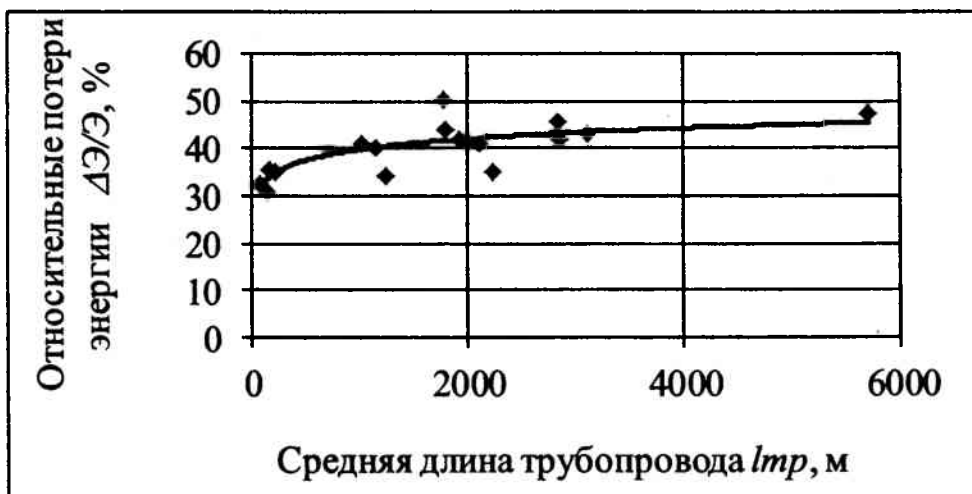


Рис 2.10. Зависимость относительных потерь энергии от средней длины одной нитки напорного трубопровода насосных станций

Зависимости, представленные соответственно на рис. 2.9 и 2.10, позволяют сделать вывод, что потери энергии на насосных станциях составляют от 30 до 48%, причем большие значения потерь соответствуют тем областям, в которых больше длины напорных трубопроводов и геометрические напоры станций.

Использование методики позволит сделать анализ зависимостей потерь энергии и нормативных величин электропотребления на насосных станциях Аму-Бухарского машинного канала. Исходные технические данные по оборудованию насосных станций Аму-Бухарского машинного канала представлены в табл. 2.2. Дополнительные данные о насосных станциях Аму-Бухарского машинного канала представлены в табл. 2.3.

Различные насосы и насосные станции при подаче определенного расхода воды (например, 1000 м^3) потребляют разное количество электроэнергии.

Для внедрения энергосберегающих мероприятий на какой-либо конкретной насосной станции необходимо выяснить эффективность её работы. В качестве критерия энергоэффективности должна выступить нормативная величина энергопотребления за определенный период, например за один поливной сезон.

**Технические данные по оборудованию насосных станций
Аму-Бухарского машинного канала**

Таблица 2.2

№	Наименование насосной станции	Кол-во агрегатов	Марка насоса	Подача нас. м ³ /с	Сум. подача, м ³ /с	Марка электро-двигателя	Мощность эл.дв., кВт	Сум. мощность, тыс. кВт	Напряжение, В	Об/мин
1	Хамза-1	9	56В17	8	72	ВДСО-325-44-18	5000	45	6000	333
2	Хамза-2	10	82В17	15	150	ВДС-375-130-24	12500	125	10000	250
3	Хамза вс.	30	24НДС	1,5	45	СДНЗ-2-17-44ВУЗ	1600	46	6000	750
4	Жондор-1	16	48-Д-22	3,5	56	СДНЗ-16-44-12УЗ	1250	20	6000	500
5	Куй-Мазар	6	ОП10-185	17	102	ВДСО-525-44-18	5000	30	6000	500
6	ПНС-1	6	48-Д-22	3,5	21	СДНЗ-41-16-12	1250	7,5	6000	500
7	ПНС-2	6	48-Д-22	3,5	21	СДНЗ-41-16-12	1250	7,5	6000	500
8	Дустлик	18	24НДС	1,5	27	СДНЗ-2-56-ВУЗ	2000	18	6000	750
9	К-Бозор	5	1000В-4/63	4,5	22	СДН-2-17-44-ВУЗ ВДСН1759-12УХЛ4	1600	12,8	6000	750
							3200	16	6000	500
		4	В20-13/45	15	60	ВДС-375-130-24	12500	125	10000	250
10	Кизил-Тепо-1	6	В14-14/65	12	72	ВДС-375-105-24-1	12500		10000	250
11	Кизил-Тепо-вс.	26	24НДС	1,5	39	СДНЗ-2-17-56	2000	52	6000	250
12	Маликообод	6	16НДН	0,3	3	АЛ-184-6	160	0,96	400	750

Сопоставление фактических и нормативных величин энергозатрат даст объективную оценку технического качества эксплуатации, позволит судить количественно об использованных резервах или об имеющихся технологических упущениях, т.е. будет являться механизмом контроля энергопотребления насосов и насосных станций и стимулирования экономии электроэнергии.

Фактические объемы перекачки и энергопотребления насосных станций Аму-Бухарского машинного канала за 2005 представлены в табл. 2.4.

**Технические данные насосных станций
Аму-Бухарского машинного канала.**

Таблица 2.3

№№	Наименование насосной станции	Год ввода	Кол-во агрегатов	Высота подъема, м	Диаметр напорного трубопровода, мм	Длина напорного трубопровода, м
1	Хамза-1	1963	9	50	3640	1504,6
2	Хамза-2	1975	10	55	4240	1500
3	Хамза вс.	1981	30	60	720	13500
4	Жондор-1	1981	16	21	1220	2304
5	Куй-Мазар	1965	6	21	2840	371,6
6	ПНС-1	1980	6	24	1020	2160
7	ПНС-2	1982	6	24	1420	4020
8	Дустлик	1982	18	70	1020	7500
9	К-Бозор	1997	5	60	1420	3250
10	Кизил-Тепо-1	1975	10	46,65	3240	3250
11	Кизил-Тепо-вс.	1982	26	80	3640	3160
12	Маликообод	1969	6	11	520	102

**Фактические объемы перекачки и энергопотребления
насосных станций Аму-Бухарского машинного канала**

Таблица 2.4

№	Наименование насосной станции	Год ввода	Годовой объем перекачки, млн м ³	Годовое потребление электроэнергии, тыс. кВт.ч	Диаметр напорного трубопровода, мм	Длина напорного трубопровода, мм	Кол-во нараб. машиночасов	
							с начала эксплуатации	за 2005 год
1	Хамза-1	1963	639,8	116336	3640	1504	1632791	24830
2	Хамза-2	1975	2206,8	460198	4240	1500	1480581	40265
3	Хамза вс.	1981	69,9	13120	720	13500	704909	15098
4	Жондор-1	1981	741,2	53164	1220	2304	1103164	62195
5	Куй-Мазар	1965	1035,9	77750	2840	371	683986	16612
6	ПНС-1	1980	198,31	20246	1020	2160	425764	21116
7	ПНС-2	1982	196,16	20129	1420	4020	306659	24845
8	Дустлик	1982	29,5	5726	1020	7500	104016	5051
9	К-Бозор	1997	287,1	51448	1420	3250	711913	18083
10	Кизил-Тепо-1	1975	1275,7	318867	3240	3250	839958	29019
11	Кизил-Тепо-вс.	1982	101,7	33169	3640	3160	440894	20659
12	Маликообод	1969	17,9	1185	520	102	356472	11599

2.5. Оптимизация энергопотребления крупных насосных станций

В связи с исчерпанием ресурса оборудования большинства крупных насосных станций, эффективность их эксплуатации снижается [30]. Износ элементов проточных трактов насосных агрегатов (НА) в процессе эксплуатации

вследствие кавитации и истирания взвешенными наносами приводит к ухудшению режимов их работы.

Одной из основных причин неэкономичной работы насосной станции является отсутствие научно обоснованных методов регулирования работы насосных агрегатов и станции в целом, необходимого при изменении внешних условий в процессе эксплуатации станций.

На насосных станциях, оборудованных крупными осевыми насосами, регулирование режимами их работы осуществляется изменением угла поворота лопастей рабочего колеса. Такое регулирование применялось при эксплуатации таких водоподъемных систем как Каршинский магистральный канал, Аму-Бухарская машинная система и др.

Для регулирования режимов работы крупных центробежных насосов в последние годы стали использовать поворотные-лопастные входные направляющие аппараты, устанавливаемые непосредственно перед входом в насос. Такие аппараты, в частности, были установлены на основных агрегатах Джизакской головной насосной станции, седьмой насосной станции Каршинского магистрального канала. Входные направляющие аппараты состоят из цилиндрического или конического корпуса, в котором размещаются обтекатель и несколько поворотных лопаток, расположенных по окружности конуса [1, 51].

Направляющий аппарат снабжен устройством, обеспечивающим синхронный поворот лопаток на один и тот же угол. Поворот лопаток изменяет крутизну напоров характеристик насоса, и, следовательно, обеспечивает возможность плавного регулирования режимов работы насоса в обозначенных пределах.

Рассмотрим оптимальный вариант распределения нагрузок между насосными агрегатами, приняв за критерий минимум суммарных энергозатрат одновременно работающих насосных агрегатов.

Представим полную оптимизационную модель насосных станций в виде системы соотношений, связывающих показатели процесса энергопотребления, выходные и входные параметры с остальными параметрами и ограничениями насосных станций, оборудованных однотипными и разнотипными насосами. Для этого рассмотрим насосную станцию, на которой установлено n насосных агрегатов, имеющих возможность регулирования. Задача состоит в определении наивыгоднейшего распределения нагрузки с учетом потерь мощности. Известными являются рабочие характеристики насосов $N_i(Q_i)$ и суммарная подача насосной станции Q_c .

Минимизируем потребление электроэнергии насосной станцией за время T .

$$\mathcal{E}_{\text{опт}} = \int_0^T N_i(Q_i(t)) dt \rightarrow \min. \quad (2.16)$$

Уравнение целевой функции (уравнение эффективности) будет следующим:

$$N_H = N_1(Q_1) + N_2(Q_2) + \dots + N_n(Q_n) \rightarrow \min. \quad (2.17)$$

где, N_H – суммарная полезная потребляемая мощность насосных агрегатов.

Суммарная подача насосной станции составит

$$Q_c = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n. \quad (2.18)$$

В качестве уравнений связи, описывающих технологический процесс, выступают мощностные характеристики агрегатов $N_i(Q_i)$.

В качестве ограничения выступает балансовое уравнение мощности:

$$\sum N_i - N_H - N_{\Pi} = 0, \quad (2.19)$$

где, $\sum N_i$ – мощность, потребляемая из электросети; N_{Π} – суммарные потери мощности в насосе, электродвигателе, трубопроводе и электрических сетях.

Уравнением оптимизации насосной станции должна быть такая функция, которая показывает зависимость управляемых параметров системы от цели, выходных и неуправляемых параметров. Таковой будет функция Лагранжа:

$$\Phi = (N_1 + N_2 + \dots + N_n) + \lambda(\sum N_i - N_H - N_{\Pi}) = 0, \quad (2.20)$$

где, λ – неопределенный множитель Лагранжа.

Исходя из того, что $\sum N_i - N_H - N_{\Pi} = 0$, минимум функции Лагранжа (2.20) и целевой функции (2.17) совпадают.

Дифференцируя функцию Лагранжа по переменным $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ и приравнявая производные нулю, получим:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi}{\partial Q_1} &= \frac{\partial N_1}{\partial Q_1} + \lambda \left(1 - \frac{\partial N_{\Pi}}{\partial Q_1} \right) = 0, \\ \frac{\partial \Phi}{\partial Q_2} &= \frac{\partial N_2}{\partial Q_2} + \lambda \left(1 - \frac{\partial N_{\Pi}}{\partial Q_2} \right) = 0, \\ &\dots\dots\dots \\ \frac{\partial \Phi}{\partial Q_n} &= \frac{\partial N_n}{\partial Q_n} + \lambda \left(1 - \frac{\partial N_{\Pi}}{\partial Q_n} \right) = 0. \end{aligned} \quad (2.21)$$

Из этого уравнения видно, что:

$$\frac{\frac{\partial N_1}{\partial Q_1}}{1 - \frac{\partial N_{\Pi}}{\partial Q_1}} = \frac{\frac{\partial N_2}{\partial Q_2}}{1 - \frac{\partial N_{\Pi}}{\partial Q_2}} = \dots = \frac{\frac{\partial N_n}{\partial Q_n}}{1 - \frac{\partial N_{\Pi}}{\partial Q_n}}, \quad (2.22)$$

где, $\frac{\partial N_i}{\partial Q_i}$ – относительный прирост мощности агрегата, показывающий, как изменится потребляемая мощность, если подача изменится на величину ∂Q_i ; $\frac{\partial N_{\Pi}}{\partial Q_i}$ – относительный прирост потерь мощности.

Обозначив относительный прирост потерь мощности через δ , получим условие наивыгоднейшего распределения нагрузки между агрегатами:

$$\mu = \frac{N_i}{1 - \delta_i} = \text{idem} \quad (2.23)$$

При выполнении условия уравнения (2.23) минимум функции будет только в том случае, если

$$\frac{d^2 N_i}{d^2 Q_i} \geq 0 \quad (2.24)$$

Это означает, что характеристики относительных приростов мощности должны быть монотонно возрастающими.

Для более детального анализа уравнений (2.17-2.23), используется стандартный пакет прикладных задач Optimization Toolbox 3.0.1. Пакет прикладных задач Optimization Toolbox применяется для решения оптимизационных задач и систем нелинейных уравнений и поддерживает такие методы оптимизации функций как: безусловная оптимизация нелинейных функций, метод наименьших квадратов, нелинейная интерполяция, решение нелинейных уравнений, линейное программирование, квадратичное программирование, условная минимизация нелинейных функций, метод минимакса и многокритериальная оптимизация.

Анализ проведенных расчетов показывает, что наивыгоднейшее распределение нагрузки происходит в том случае, когда прирост потребляемой мощности на прирост подачи насосной станции будет одинаковым для всех агрегатов.

Решение задачи оптимизации для случаев распределения нагрузки между двумя и тремя агрегатами. Показано на рис. 2.12, где представлено трехмерное графическое изображение определения энергоэффективности при распределении нагрузки между двумя агрегатами. Снижение потребления электроэнергии в оптимальной области составило $\mathcal{E}_{\text{опт}}^* = 3,1\%$.

При известном составе регулируемых насосных агрегатов оптимизация режима заключается в решении задачи наивыгоднейшего распределения нагрузки между агрегатами при подаче заданного объема поливной воды. Если нагрузку между агрегатами распределить в соответствии с законом равенства относительных приростов, то на насосных станциях, оснащенных однотипным оборудованием, задача будет решаться путем одновременного и равномерного изменения подачи на всех насосных агрегатах.

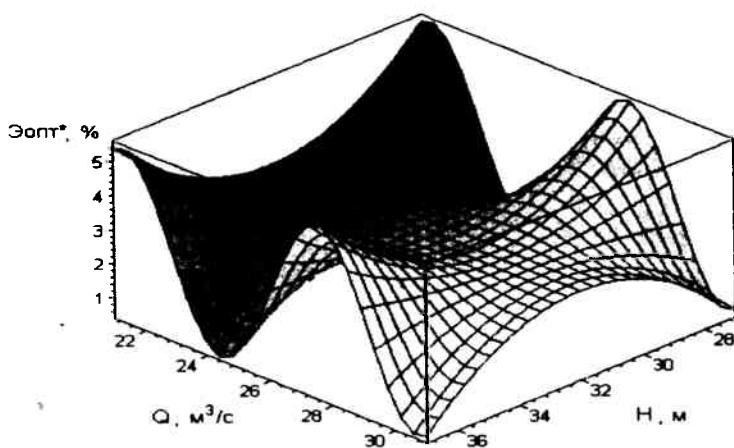


Рис. 2.12. Трехмерное графическое представление оптимального распределения нагрузки между двумя агрегатами с определением энергоэффективности $\mathcal{E}_{\text{опт}}^*$

В этом случае будет сохраняться оптимальный режим эксплуатации насосно-силового оборудования. Если же на насосной станции установлено разнотипное оборудование, то необходимо в первую очередь изменять подачу на агрегатах, имеющих меньший относительный прирост мощности, опять же, равномерно и одновременно на всех этих агрегатах. А после того, как возможности их регулирования исчерпаются, следует переходить к агрегатам, имеющим больший относительный прирост мощности.

Проведенные расчеты и эксперименты на ряде крупных насосных станций показали, что изложенные принципы распределения нагрузки между насосными агрегатами обеспечивают до 5% экономии электроэнергии [8].

2.6. Синхронные двигатели насосных станций как регуляторы нагрузки электрической системы

Синхронная машина может работать не только как источник активной мощности, но также как и источник реактивной мощности [68, 75]. Это видно из нижеприведенной диаграммы (рис. 2.13), показывающей возможности синхронного двигателя в широком диапазоне изменять реактивную мощность (в пределах допускаяемый по техническим условиям). Эта диаграмма построена при условии постоянства потребляемой машиной активной мощности $P = \text{const}$.

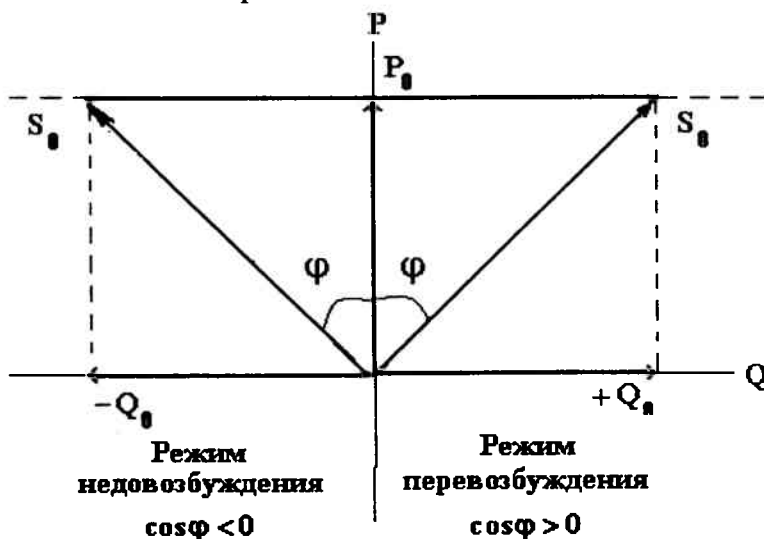


Рис. 2.13. Режимы выдачи ($\cos \varphi > 0$) и потребления ($\cos \varphi < 0$) реактивной мощности синхронным двигателем

Как известно, полная мощность двигателя определяется выражением:

$$S = P + jQ \text{ или } S = \sqrt{P^2 + Q^2}, \quad (2.25)$$

где, P , Q – потребляемые синхронным двигателем активная и реактивная мощности. Степень загрузки машины активной мощностью определяется соотношением – коэффициентом мощности

$$\cos \varphi = \frac{P}{S} = \frac{P}{\sqrt{P^2 + Q^2}}.$$

В случае перевозбуждения синхронный двигатель выдает реактивную мощность в электрическую систему ($\cos\varphi > 0$, $Q > 0$), при недовозбуждении потребляет ($\cos\varphi < 0$, $Q < 0$).

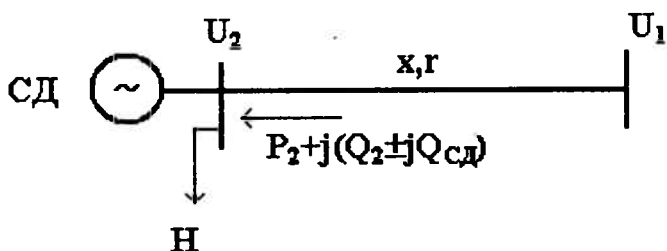


Рис. 2.14. Схема сети с синхронным двигателем, как регулятором реактивной мощности

Сущность регулирования напряжения путем воздействия на потоки реактивной мощности по элементам электрической сети заключается в том, что при изменении реактивной мощности изменяются потери напряжения в реактивных сопротивлениях. Так, для схемы сети, приведенной на рис. 2.14, связь между напряжениями начала U_1 и конца U_2 можно записать в виде:

$$U_2 = U_1 - \Delta U = U_1 - \frac{P_2 r + (Q_2 \pm Q_{сд}) x}{U_2} \quad (2.26)$$

В отличие от активной мощности, реактивную мощность в узлах сети можно изменять путем установки в них устройств поперечной компенсации, т. е. компенсирующих устройств [75, 109]. В качестве таких устройств могут служить синхронные компенсаторы, шунтирующие и управляемые реакторы, статические тиристорные компенсаторы, а также генераторы местных электростанций, подключенные к системе передачи и распределения электро-энергии; синхронные электродвигатели и др. Часть компенсирующих устройств может только выдавать в сеть реактивную мощность, некоторые – только потреблять из сети реактивную мощность (шунтирующие и управляемые реакторы). Наиболее приемлемыми для регулирования напряжения являются устройства, обладающие возможностями, в зависимости от режима сети, как генерировать, так и поглощать реактивную мощность (синхронные двигатели, компенсаторы, статические тиристорные компенсаторы) [109].

Компенсирующие устройства могут быть нерегулируемыми и регулируемы. При включении нерегулируемого компенсирующего устройства в сети создается постоянная по величине компенсация потери напряжения (отрицательная или положительная). Если же компенсирующее устройство позволяет изменить направление реактивной мощности в зависимости от режима сети, то по величине компенсация потери напряжения, как это следует из формулы (2.26), оказывается переменной, в результате чего появляется возможность регулировать напряжение. Так, в схеме сети, приведенной на рис. 2.14, при изменении компенсирующим устройством реактивной мощности от генерации (знак «минус» в формуле (2.26) перед $Q_{сд}$) до потребления (знак «плюс» перед $Q_{сд}$) будет изменяться величина потери напряжения, что при неизменном напряже-

нии $U_1 = \text{const}$ приведет также к изменению напряжения U_2 в конце сети, т. е. будет обеспечено регулирование напряжения.

Как следует из формулы (2.26), эффективность регулирования напряжения с помощью поперечных компенсирующих устройств повышается в сетях с относительно большими реактивными сопротивлениями по сравнению с активными, например, в воздушных сетях по сравнению с кабельными. При этом наибольший эффект достигается при установке компенсирующих устройств в наиболее удаленных от центров питания узлах нагрузки, каковыми являются насосные станции с синхронными двигателями.

С помощью поперечного компенсирующего устройства можно создать режим, в котором величина напряжения в конце сети окажется больше величина напряжения в начале ($U_2 > U_1$). Это произойдет тогда, когда величина потеря напряжения в формуле (2.26) станет отрицательной:

$$\frac{P_2 r}{U_2} + \frac{Q_2 x}{U_2} - \frac{Q_{\text{сд}} x}{U_2} < 0. \quad (2.27)$$

Отсюда мощность компенсирующего устройства для такого режима,

$$Q_{\text{сд}} > P \frac{r}{x} + Q_2.$$

Физическую сущность регулирования напряжения с помощью синхронных двигателей дополнительно поясняет векторная диаграмма (рис. 2.15).

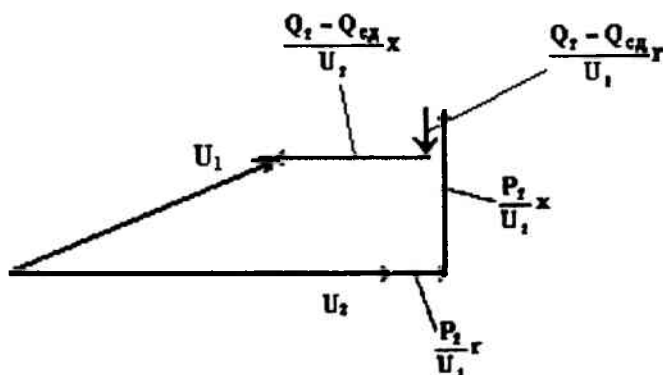


Рис. 2.15. Векторная диаграмма синхронного двигателя, режим перевозбуждения ($Q_{\text{сд}} > 0$, $\cos \varphi > 0$)

Для этого связь между напряжением U_1 и U_2 запишем через падение напряжения:

$$U_1 = U_2 + \frac{P_2 r + Q_2 x}{U_2} + j \frac{P_2 x - Q_2 r}{U_2} = U_2 + \frac{P_2}{U_2} r + j \frac{P_2}{U_2} x - j \frac{Q_2}{U_2} r + \frac{Q_2}{U_2} x. \quad (2.28)$$

При установке синхронного двигателя выдающего реактивную мощность уравнение (2.28) приобретает вид:

$$U_1 = U_2 + \frac{P_2}{U_2} r + j \frac{P_2}{U_2} x - j \frac{Q_2 - Q_{\text{сд}}}{U_2} r + \frac{Q_2 - Q_{\text{сд}}}{U_2} x.$$

Поскольку $\frac{Q_2 - Q_{сд}}{U_2} x > \frac{P_2}{U_2} r$, следовательно $|U_2| > |U_1|$.

Для случая, когда генерируемая реактивная мощность синхронного двигателя полностью компенсирует реактивную нагрузку потребителей ($Q_{сд} = Q_2$):

$$U_1 = U_2 + \frac{P_2}{U_2} r + j \frac{P_2}{U_2} x. \quad (2.29)$$

Компенсирующие устройства поперечной компенсации оказывают комплексное положительное влияние на режим электрических сетей. Кроме возможности регулирования напряжения, они позволяют снизить потери активной мощности и электроэнергии за счет разгрузки элементов сети от реактивной мощности и, соответственно, снижения рабочих токов. В ряде случаев, когда передаваемая активная мощность ограничивается допустимым током по нагреву проводников или допустимой потерей напряжения, за счет разгрузки сети от реактивной мощности, можно увеличить пропускную активную мощность. Поэтому вопросы выбора мощности и мест установки компенсирующих устройств должны решаться комплексно. Рассмотрим особенности выбора мощности компенсирующего устройства по условию регулирования напряжения [76-78, 109].

Пусть при $U_1 = \text{const}$ напряжение U_2 по каким-то причинам не удовлетворяет потребителей (рис. 2.14), и его надо повысить до $U_{2ж}$ с помощью выбора соответствующей мощности компенсирующего устройства, устанавливаемого в конце сети. При расчете следует учесть, что при повышении напряжения U_2 до $U_{2ж}$ произойдет изменение потребляемых нагрузок P_2 и Q_2 до $P_{2ж}$ и $Q_{2ж}$ в соответствии с их статическими характеристиками $P_2 = f(U_2)$ и $Q_2 = f(U_2)$. Этот фактор может не учитываться в том случае, если нагрузка подключена к вторичной стороне трансформатора, имеющего устройство регулирования (РПН), которое позволяет сохранить напряжение на шинах вторичного напряжения неизменным.

До и после установки синхронного двигателя мощностью $Q_{сд}$ связь между напряжениями начала и конца сети соответственно, представляются в виде:

$$U_1 = U_2 + \frac{P_2 r + Q_2 x}{U_2}, \quad U_1 = U_{2ж} + \frac{P_{2ж} r + (Q_{2ж} - Q_{сд}) x}{U_{2ж}}. \quad (2.30)$$

Приравнивая правые части данных уравнений по условию $U_1 = \text{const}$, найдем мощность компенсирующего устройства:

$$Q_{сд} = \frac{(U_{2ж} - U_2) U_{2ж}}{x} + (P_{2ж} - P_2 \frac{U_{2ж}}{U_2}) \frac{r}{x} + (Q_{2ж} - Q_2 \frac{U_{2ж}}{U_2}). \quad (2.31)$$

Здесь мощности P_2 , Q_2 , $P_{2ж}$, $Q_{2ж}$ находятся по соответствующим статическим характеристикам.

Таким образом, синхронные двигатели насосных станций могут успешно выполнять роль потребителей-регуляторов реактивной мощности и напряжения, тем более, когда они оснащаются автоматическими регуляторами возбуждения (АРВ).

ЧАСТЬ I I

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ С НАСОСНЫМИ СТАНЦИЯМИ

Вторая часть книги посвящена исследованию режимов электрических систем, содержащих насосные станции. Она состоит из четырех разделов, а также заключения. В третьем и четвертом разделах приведены математические модели элементов рассматриваемой системы – электрической и гидромеханической частей. На их основе в пятом и шестом разделах исследованы нормальные и переходные режимы в электрической системе и насосных станциях, с учетом процессов в трубопроводах и возможного гидравлического удара в них. Особенностью в данном случае является то, что насосная станция рассматривается как элемент электрической системы, поэтому комплекс «трубопровод – насос – синхронный двигатель – электрическая сеть» представляется как единое целое.

Приводятся условия, при которых синхронный двигатель может быть представлен различными моделями, позволяющими рассматривать электро- и гидромеханические переходные процессы в исследуемой системе с учетом регулирующих устройств и постоянных времени элементов электрической системы. Для облегчения понимания исследуемых процессов приведены соответствующие примеры.

3. УРАВНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Каждый элемент электрической системы описывается алгебраическими и дифференциальными уравнениями, определяющими взаимосвязь электромагнитных и электромеханических процессов происходящих в них, и представляющими собой соответствующие математические модели [74-78].

Обычно энергосистема и ее элементы при расчетах установившихся режимов и их оптимизации описываются нелинейными алгебраическими уравнениями; при анализе статической устойчивости - линейными дифференциальными и линейными алгебраическими уравнениями; при исследовании электромагнитных и электромеханических переходных процессов - нелинейными дифференциальными и нелинейными алгебраическими уравнениями [76-80, 109].

Необходимость в упрощении используемых уравнений появляется из-за сложности математического описания процессов, и решение задач сводится к более простым математическим формулировкам. При этом нужно иметь в виду, что при использовании более простых математических моделей основным требованием является получение результатов, адекватных процессам, происходящим в реальной системе, поскольку на их основе, как правило, принимаются решения при проектировании и управлении режимами ЭЭС.

Эти уравнения имеют различную форму, в зависимости от того, какая задача решается и какие имеются начальные условия.

Как правило, соединение насосной станции с электрической сетью осуществляется по приведенным на рис. 3.1 схемам [1, 2, 3].

Схема а) соответствует случаю, когда питание насосной станции осуществляется от двух источников напряжения и, как правило, применяется в случаях крупных станций. Схема б) характерна для многих насосных станций и удобна при эксплуатации, так как капитальные и эксплуатационные расходы меньше, чем в первом случае. Схема в) является расчетной, на основе которой проводятся необходимые расчеты. Местная нагрузка H включает, в том числе нагрузку собственных нужд насосной станции.

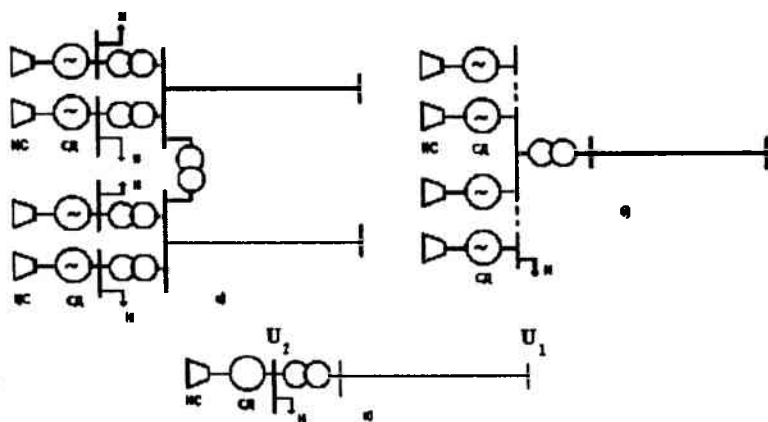


Рис. 3.1. Схемы электрических соединений насосных станций орошения к электрической сети: НС – насосы, СД – синхронные двигатели, Н – местная нагрузка

Необходимо отметить, что в качестве приводов насосных станций, как правило, используются синхронный или асинхронный двигатели. Ниже рассмотрены уравнения элементов ЭЭС, на основе которых проведены расчетные исследования.

3.1. Уравнения синхронного и асинхронного двигателей

Особенность синхронных двигателей заключается в том, что в режиме перевозбуждения они сами могут вырабатывать и отдавать в сеть реактивную мощность, а в режиме недовозбуждения – потреблять её, т.е. в первом случае выдается реактивная мощность емкостного характера, во втором – индуктивного. Так как синхронные двигатели, кроме компенсации реактивной мощности, производят полезную работу, то их компенсационные способности могут меняться от максимальной (на холостом ходу) до нуля, в режиме максимальной нагрузки. Это означает, что для того чтобы увеличить выработку синхронным двигателем реактивной мощности, необходимо снизить потребление активной. Это свойство режима синхронного двигателя можно использовать для выравнивания графика активной нагрузки в часы максимальных нагрузок [76].

Для регулирования тока возбуждения синхронных машин используются различные типы регуляторов возбуждения (АРВ), обеспечивающих устойчивость машины при различных переходных процессах и регулирование параметров режима по заданной программе [75].

Оснащение синхронных двигателей автоматическими регуляторами возбуждения, позволяет изменять направление реактивной мощности, вырабатываемой машиной и, следовательно, активно участвовать машине в управлении режимами электрической системой. Таким образом, оснащение синхронных двигателей АРВ может нести двойную выгоду:

1. Участие в управлении режимами электрической системы;
2. Увеличение выработки реактивной энергии и передачу ее в сеть.

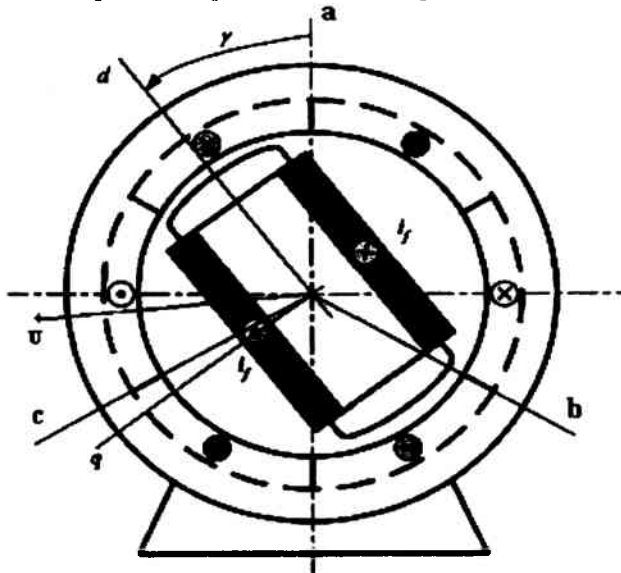


Рис. 3.2. Синхронный двигатель и оси его магнитных полей

Принцип действия трехфазного синхронного двигателя основан на взаимодействии магнитных полей статора и ротора (рис. 3.2). На проводники статора подается переменный ток, образующий переменное вращающееся магнитное поле, которое при взаимодействии с магнитным полем ротора, определяет его вращающий момент. Диаграмма вращения токов в проводниках статора вращается с такой же угловой скоростью, как и ротор. Когда двигатель работает от сети, образующийся момент заставляет ротор вращаться с угловой скоростью поля статора.

Постоянное магнитное поле ротора создается системой возбуждения [75]. Принципиальные схемы основных систем возбуждения, приводятся на рис. 3.3.

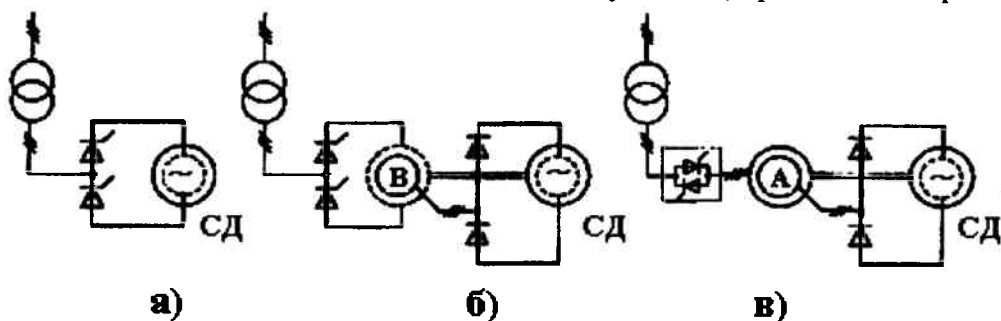


Рис. 3.3. Системы возбуждения СД

Наиболее распространённая система возбуждения – с питанием обмотки возбуждения через контактные кольца и щётки от тиристорного выпрямителя (на рис.3.3 а).

Наряду с этим, используют также бесщёточные системы. В этих вариантах используется возбудитель на валу СД. В варианте с синхронным возбудителем В (на рис. 3.3 б) используется обращённая синхронная машина с трехфазной обмоткой на роторе и обмоткой возбуждения на статоре. Напряжение трехфазной обмотки выпрямляется выпрямителем и подводится к обмотке возбуждения СД; диодный выпрямитель размещён на роторе СД и вращается вместе с ним. Серьёзный недостаток данного варианта – при нулевой скорости СД отсутствует ЭДС возбудителя и, следовательно, невозможно обеспечить ток возбуждения СД [2, 27], поэтому необходим пусковой привод небольшой мощности.

От этого недостатка свободна система с асинхронным возбудителем (на рис. 3.3 в). В качестве возбудителя используется асинхронная машина А. Обмотка возбуждения питается от ротора возбудителя через выпрямитель.

Взаимосвязь электромагнитных параметров и процессов, происходящих в синхронном и асинхронном двигателях, наиболее полно описывается классическими уравнениями Парка-Горева [75,78,81,82].

Приведем систему уравнений элементов электрической системы использованных в данной работе. В ней уравнения машин записаны в координатах собственных осей, а статических элементов - в системе, вращающейся с произвольной скоростью ω_k , с дальнейшим приведением к оси синхронной машины, выбранной в качестве ведущей. К этой же оси приводятся также уравнения других статических и динамических элементов ЭЭС. В принятой координатной

системе d , q ось q опережает ось d , при этом положительные значения составляющих токов и напряжений генераторов расположены в первом квадранте [80]. В случае сложной системы используются уравнения связей и узловых напряжений [80, 109].

Рассмотрим основные элементы вывода дифференциальных уравнений Парка-Горева для синхронных машин, используемых на насосных станциях.

Для исследования переходных процессов синхронных машин необходимо иметь уравнения электрических цепей и механического движения ротора в дифференциальной форме. Для фазных обмоток статора справедливы следующие уравнения [75, 79-83, 109 и др.]:

$$\begin{aligned} u_a &= -\frac{d\psi_a}{dt} - i_a r, \\ u_b &= -\frac{d\psi_b}{dt} - i_b r, \\ u_c &= -\frac{d\psi_c}{dt} - i_c r, \end{aligned} \quad (3.1)$$

где, ψ_a, ψ_b, ψ_c – полные потокосцепления с фазными обмотками a, b, c ; u_a, u_b, u_c и i_a, i_b, i_c – мгновенные значения фазных напряжений и токов; r – сопротивление фазной обмотки.

Обычно считают, что потокосцепление с какой-либо фазной или другой обмоткой машины является суммой потокосцеплений, обусловленных, током каждой учтенной обмотки в отдельности и имеют вид (например, для обмотки фазы a):

$$\psi_a = L_a i_a + M_{ab} i_b + M_{ac} i_c + M_{aB} i_B + M_{ld} i_{ld} + M_{lq} i_{lq}, \quad (3.2)$$

где, $L_a = L_0 + M \cos 2\gamma$, индуктивность фазной обмотки, L_0 – среднее значение фазной индуктивности, а M – взаимная индуктивность между ней и другими обмотками, γ – угол между продольной осью d и осью фазы a .

Можно написать

$$\gamma = \omega_0 t + \delta, \quad \frac{d\gamma}{dt} = \omega = \omega_0 + \frac{d\delta}{dt}, \quad \text{при } \omega_0 = 1, \quad \frac{d\gamma}{dt} = 1 + \frac{d\delta}{dt}, \quad (3.3)$$

где, δ – угол нагрузки, определяющий устойчивость синхронного двигателя при переходных режимах (рис.3.4.).

Уравнение цепи обмотки возбуждения [75]:

$$u_B = \frac{d\psi_B}{dt} + i_B r_B, \quad (3.4)$$

где, u_B, i_B – напряжение, приложенное к обмотке возбуждения, и, соответственно ток в ней; ψ_B, r_B – полное потокосцепление и сопротивление этой обмотки.

Следовательно, в синхронной машине суммарное магнитное поле создается совместным действием полей ротора и статора.

Все индуктивности, входящие в (3.2), в общем случае не являются постоянными величинами, а зависят от положения ротора в пространстве. Можно

считать, что взаимные индуктивности между фазными обмотками статора и контурами ротора (M_{ab} , M_m и т. д.) пропорциональны первой гармонической представляемой углом между магнитной осью фазы a и осью d (рис. 3.4). Индуктивности фазных обмоток и взаимные индуктивности между ними (например, L_a , M_{ab} и т. д.) остаются постоянными только для неявнополусной машины. Для синхронных машин с явными полюсами они, кроме постоянной составляющей, содержат еще вторую гармоническую, представляемую углом γ .

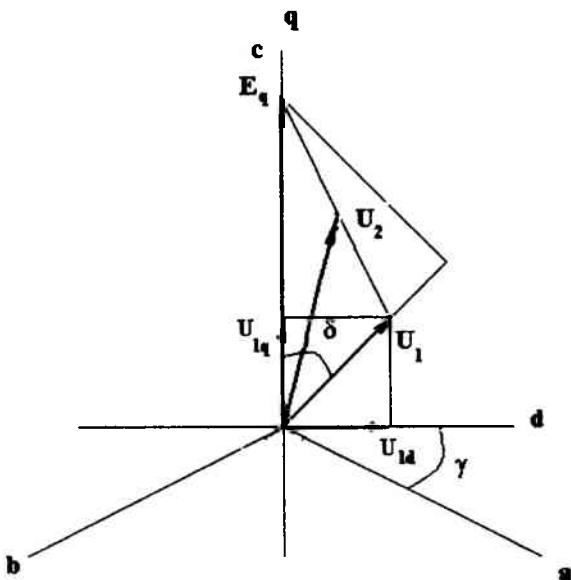


Рис. 3.4. Векторная диаграмма синхронного двигателя в режиме перевозбуждения: U_1 , U_2 – напряжения на шинах сети и двигателя, E_q – внутренняя э.д.с. двигателя

Зависимость индуктивностей цепей от угла γ приводит к тому, что дифференциальные уравнения напряжения, включающие производную потокосцепления, становятся сложными: коэффициенты при токах и их производных имеют вид гармонических функций γ .

Таким образом, уравнения синхронной машины, записанные относительно реальных переменных – токов в цепях машины (в фазных координатах), представляют дифференциальные уравнения с переменными коэффициентами и потому неудобны для исследования.

Необходимо преобразовать исходные уравнения таким образом, чтобы они, по возможности, стали уравнениями с постоянными коэффициентами. Подобное преобразование возможно, если обратиться к теории двух реакций [75, 80, 81], согласно которой рассматривается не реальный магнитный поток в зазоре, а его составляющие по продольной и поперечной осям машины. Смысл такого разложения поля состоит в том, что магнитная проводимость для составляющих поля по продольной и поперечной осям постоянна. Поэтому продольный и поперечный потоки реакции якоря пропорциональны, соответственно, продольному и поперечному токам якоря.

Напомним [75, 78, 80 и др.], что продольный и поперечный токи якоря могут определяться в виде проекций изображающего вектора тока I_d, I_q на оси d, q не только в установившемся, но и в переходном режимах. Это дает возможность связать токи i_d, i_q с фазными токами i_a, i_b, i_c . Применяя систему координат d, q и изображая все величины в виде двух составляющих, направленных соответственно по осям d и q , представим векторы потокосцеплений ($\dot{\psi}$) и э.д.с. ($\dot{e}$) в каждый момент времени в виде:

$$\begin{aligned}\dot{\psi} &= (\psi_q + j\psi_d)e^{j\gamma}, \\ \dot{e} &= (e_q + je_d)e^{j\gamma}.\end{aligned}\quad (3.5)$$

Тогда:
$$\dot{e} = -\frac{d\psi}{dt} = \left(\frac{d\psi_q}{dt} + j\frac{d\psi_d}{dt}\right)e^{j\gamma} - j(\psi_q + j\psi_d)e^{j\gamma}\frac{d\gamma}{dt}; \quad (3.6)$$

и окончательно имеем:

$$\begin{aligned}e_d &= -\frac{d\psi_d}{dt} - \psi_q \frac{d\gamma}{dt}, \\ e_q &= \psi_d \frac{d\gamma}{dt} - \frac{d\psi_q}{dt}.\end{aligned}\quad (3.7)$$

При холостом ходе $e_d = u_d = U_{d0}$, $e_q = u_q = U_{q0}$.

Для получения уравнений нагруженной машины достаточно вычесть из составляющих э.д.с. e_d и e_q падения напряжения, созданные токами i_d и i_q в сопротивлениях рассеяния и активном сопротивлении статора генератора.

$$\begin{aligned}e_d &= -\frac{d\psi_d}{dt} - \psi_q \frac{d\gamma}{dt} - i_d r, \\ e_q &= \psi_d \frac{d\gamma}{dt} - \frac{d\psi_q}{dt} - i_q r.\end{aligned}\quad (3.8)$$

Если на роторе машины расположена демпферная обмотка, замещаемая с электромагнитной точки зрения, двумя эквивалентными короткозамкнутыми контурами по продольной и поперечной осям, то должны быть добавлены два дифференциальных уравнения напряжения этих контуров:

$$\begin{aligned}\frac{d\psi_{ld}}{dt} + i_{ld}r_{ld} &= 0, \\ \frac{d\psi_{lq}}{dt} + i_{lq}r_{lq} &= 0,\end{aligned}\quad (3.9)$$

где, ψ_{ld}, ψ_{lq} - составляющие полного потокосцепления демпферных обмоток, i_{ld}, i_{lq} - составляющие мгновенного тока в демпферной обмотке; r_{ld}, r_{lq} - сопротивления демпферной обмотки по продольной и поперечной осям.

$$\begin{aligned}
u_0 &= d\psi_{A0}/dt + i_{A0}r_s, \\
0 &= d\psi_{dr}/dt - (s_K - s_A)\psi_{qr} + i_{dr}r_r, \\
0 &= d\psi_{qr}/dt + (s_K - s_A)\psi_{dr} + i_{qr}r_r, \\
\psi_{dA} &= x_m \sum_1^n i_{md} - x_s i_{dA}, \\
\psi_{qA} &= x_m \sum_1^n i_{mq} - x_s i_{qA}, \\
\psi_{A0} &= L_{A0} i_{A0}, \\
\psi_{rd1} &= x_{ld} i_{rld} + x_m \left(\sum_2^n i_{md} - i_{dA} \right), \\
&\dots\dots\dots \\
\psi_{rq1} &= x_{lq} i_{rlq} + x_m \left(\sum_2^n i_{mq} - i_{qA} \right). \\
&\dots\dots\dots
\end{aligned}
\tag{3.11}$$

В уравнениях (3.10-3.11) $u_d, u_q, \psi_{dC}, \psi_{qC}, \psi_{dA}, \psi_{qA}$ - продольные и поперечные составляющие напряжения и потокосцепления статоров синхронного и асинхронного двигателей; r_C, r_{kqC}, r_r - активные сопротивления по осям d и q эквивалентных контуров машин (в асинхронном двигателе для всех учитываемых контуров сопротивления принимаются одинаковыми); $\psi_f, \psi_{nd}, \psi_{nq}, \psi_{md}, \psi_{mq}$ - потокосцепления обмотки возбуждения и эквивалентных замкнутых контуров роторов синхронного и асинхронного двигателей; $i_f, i_{dC}, i_{qC}, i_{dA}, i_{qA}$ - токи возбуждения синхронного двигателя, продольные и поперечные составляющие токов статоров машин; $i_{ndC}, i_{nqC}, i_{md}, i_{mq}$ - продольные и поперечные составляющие токов в n-ом эквивалентном короткозамкнутом контуре роторов двигателей; $X_d, X_q, X_f, X_{ld}, X_{lq}, X_{ad}, X_{aq}$ - полные индуктивные сопротивления статора, демпферных контуров и обмотки возбуждения, сопротивления взаимоиндукции статора и ротора синхронного двигателя по соответствующим осям;

$$X_f = X_{ad} + X_{lf\sigma}, \quad X_d = X_{ad} + X_{l\sigma}, \quad X_q = X_{aq} + X_{lq\sigma},$$

$$X_s = X_m + X_{sl}, \quad X_{ld} = X_{lq} = X_m + X_{rl}, \quad X_{md} = X_{mq} = X_m + X_{mdl},$$

$X_{l\sigma}, X_{lf\sigma}$ - полные индуктивные сопротивления, сопротивления взаимоиндукции контуров статора и ротора, а также сопротивления рассеяния соответствующих контуров синхронного и асинхронного двигателя (x_{sl} - статора, $x_{rl} = x_{mdl} = x_{mq1}$ - ротора); параметры с индексом 0 соответствуют нулевым составляющим; n - количество учитываемых контуров.

Уравнения движения роторов электрических машин:

- синхронного двигателя:

$$T_{jc} d^2\delta/dt^2 = M_{dC} - M_H, \tag{3.12}$$

- асинхронного двигателя:

$$T_{JA} ds_A / dt = M_{AD} - M_H, \quad (3.13)$$

где, T_{JC}, T_{JA} - инерционные постоянные машин; δ, s - угол нагрузки синхронного двигателя и скольжение асинхронного двигателя; $\frac{d\omega_k}{dt} = s_k$ - скольжение соответствующей координатной оси; $M_{ДС}, M_{AD}, M_H$ - вращающие моменты двигателей и тормозной момент насоса.

3.1.3. Электромагнитный момент

Для того чтобы с помощью полученных уравнений можно было рассматривать и электромеханические процессы, необходимо получить выражение для определения электромагнитного момента в установившихся и переходных процессах. Общее выражение момента нетрудно получить на основе простых физических явлений.

Все процессы в генераторе сведены, согласно принятым предположениям, к взаимодействию токов I_d и I_q , протекающих по обмоткам d, q соответственно, и потоков или, в более общем случае, потокосцеплений Ψ_d и Ψ_q , пронизывающих эти обмотки. При определении действующего на ротор электромагнитного момента можно рассматривать его как сумму двух составляющих: момента, действующего на виток d , и момента, действующего на виток q . При этом:

$$M = M_q + M_d. \quad (3.14)$$

В витке q протекает ток I_q . Механические силы, получающиеся от взаимодействия этого тока с потоками Φ_d и Φ_q , определяются согласно правилу левой руки. Очевидно, что электромагнитный момент будет создан только взаимодействием I_q и Φ_d .

С учетом этого для обмотки q запишем:

$$M_q = - \Psi_d I_q. \quad (3.15)$$

Аналогично для обмотки d имеем:

$$M_d = \Psi_q I_d. \quad (3.16)$$

и, следовательно, электромагнитный момент машины

$$M = \Psi_q I_d - \Psi_d I_q. \quad (3.17)$$

Мощность в переходном режиме, подведенная из сети определяется через мгновенные значения токов и напряжений следующим образом:

$$P = i_a U_a + i_b U_b + i_c U_c, \quad (3.18)$$

где, $i_a, i_b, i_c, U_a, U_b, U_c$ - фазные токи и напряжения машины.

После перехода к координатам d, q получим:

$$P = (3/2) U_d i_d + (3/2) U_q i_q + 3 U_0 i_0. \quad (3.19)$$

Связь между мощностью, отдаваемой в сеть, и моментом будет следующей:

$$P = (\Psi_q I_d - \Psi_d I_q) \omega + (dW_{ст}/dt) - \Delta P_{ст} = M \omega + (dW_{ст}/dt) - \Delta P_{ст}, \quad (3.20)$$

где, $\omega = \omega_0 + (d\delta/dt)$ - скорость ротора; $M \omega = M \omega_0 + M d\delta/dt$ - электромагнитная мощность двигателя, передаваемая на ротор; $dW_{ст}/dt$ - дополнительная мощ-

ность, появляющаяся за счет изменения электромагнитной энергии, запасенной индуктивностью цепей статора, равная:

$$dW_{\text{ст}}/dt \approx I_d(d\Psi_d/dt) + I_q(d\Psi_q/dt) + 2I_0(d\Psi_0/dt). \quad (3.21)$$

Третья составляющая $\Delta P_{\text{ст}} = (i_a^2 + i_b^2 + i_c^2)r$ – сумма потерь в активном сопротивлении обмоток статора.

Вращающий момент, приложенный к валу машины, связан с электрической мощностью, потребляемой в переходном процессе из сети и расходуемой на покрытие потерь в статоре; появление мощности $dW_{\text{ст}}/dt$ может вызвать дополнительный вращающий момент, тормозящий или ускоряющий движения ротора. (Например, при коротком замыкании взаимодействие апериодической составляющей тока статора и периодической составляющей тока ротора приводит к торможению ротора, а при отключении короткого замыкания - к его ускорению).

Уравнение относительного движения ротора с учетом сказанного запишется следующим образом:

$$T_J(d^2\delta/dt) = T_J(d\omega/dt) = M_{\text{мех}} - (P + \Delta P_{\text{ст}} - (dW_{\text{ст}}/dt))/(\omega_0 + d\delta/dt), \quad (3.22)$$

где, T_J – постоянная, характеризующая механическую инерцию машины.

Соотношение (3.22) будет справедливым при любых электромеханических переходных процессах, в том числе и при асинхронном ходе синхронного двигателя. Оно справедливо и для рассмотрения режимов асинхронных машин – при соответствующем учете изменений параметров, характеризующих машины [79-82].

Электромагнитные моменты двигателей могут быть определены и по следующим формулам:

- для синхронного двигателя –

$$M_C = x_{\text{ад}}[i_{qC}(i_f + i_{ld}) - i_{dC}i_{lq}](1 + s_k); \quad (3.23)$$

- для асинхронного –

$$M_A = x_m(i_{qA}i_{dr} - i_{dA}i_{qr})((1 + s_k)). \quad (3.24)$$

Для асинхронного двигателя используется также упрощенная формула Клосса [75, 109]:

$$M_{\text{АД}} = M_{\text{Д}}^{\text{м}} \frac{2(1 + s_{\text{кр}})}{\frac{s}{s_{\text{кр}}} + \frac{s_{\text{кр}}}{s} + 2s_{\text{кр}}}, \quad (3.25)$$

где, $M_{\text{Д}}^{\text{м}}$ – максимальный момент асинхронного двигателя, $s_{\text{кр}}$ – критическое скольжение машины.

3.2. Уравнения элементов электрической сети

В зависимости от решаемой задачи – исследование электромагнитных или электромеханических процессов – элементы электрической системы представляются различными моделями (схемами замещения) [75, 79]. В нашем случае будем ориентироваться на традиционные схемы замещения, позволяющие исследовать электромеханические переходные процессы, т.е. с учетом измене-

ния скорости вращения насосного агрегата. Тем более, что мы должны учесть и гидромеханические переходные процессы, постоянные времени которых измеряются десятками и более секунд [64]. Рассмотрим уравнения элементов, которые должны быть записаны относительно продольных d и поперечных q составляющих параметров режима [79-82].

3.2.1. Линия электропередачи

Линии электропередачи учитываются только продольными составляющими сопротивлений (рис. 3.5):

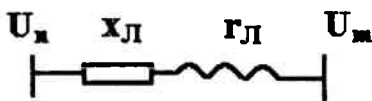


Рис. 3.5. Схема замещения линии электропередачи

$$\begin{aligned} u_{dm} &= u_{dn} + r_{\text{л}} i_d + x_{\text{л}} \frac{di_d}{dt} - x_{\text{л}} i_q (1 + s_k), \\ u_{qm} &= u_{qn} + r_{\text{л}} i_q + x_{\text{л}} \frac{di_q}{dt} + x_{\text{л}} i_d (1 + s_k), \\ u_{mo} &= u_{no} + r_{\text{л}} i_{\text{ло}} + x_{\text{л}} \frac{di_{\text{ло}}}{dt}. \end{aligned} \quad (3.26)$$

3.2.2. Узел комплексной нагрузки

Нагрузочный узел может содержать как статические, так и динамические элементы (рис. 3.6).

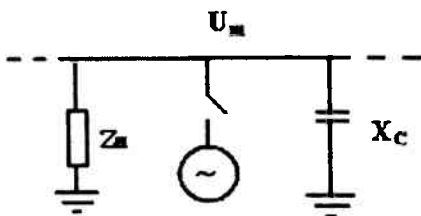


Рис. 3.6. Схема замещения узла комплексной нагрузки

В случае статического элемента уравнения d , q составляющих имеют вид:

$$\begin{aligned} u_{dm} &= r_{\text{н}} i_d + x_{\text{н}} \frac{di_d}{dt} - x_{\text{л}} i_q (1 + s_k), \\ u_{qm} &= r_{\text{н}} i_q + x_{\text{н}} \frac{di_q}{dt} + x_{\text{н}} i_d (1 + s_k), \\ u_{mo} &= r_{\text{н}} i_{\text{но}} + x_{\text{н}} \frac{di_{\text{но}}}{dt}, \end{aligned} \quad (3.27)$$

а, при наличии вращающихся машин следует использовать вышеприведенные уравнения или их модификации [75, 80].

3.2.3. Шунтирующий реактор

Такие элементы могут быть использованы в линиях 500 кВ и более, в целях компенсации зарядной мощности в режимах холостого хода или режимах, близких к ним (рис. 3.7).

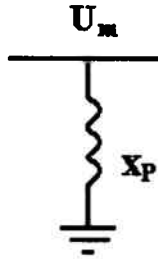


Рис. 3.7. Схема замещения реактора

Так как они влияют на режим системы, особенно по реактивной мощности, то их учет в расчетах переходных режимов становится обязательным путем использование уравнений [75]:

$$\begin{aligned} u_{dm} &= x_p di_{pd}/dt + x_p i_{pq}(1 + s_k), \\ u_{qm} &= x_p di_{pq}/dt - x_p i_{pd}(1 + s_k), \\ u_{mo} &= x_p di_{po}/dt, \end{aligned} \quad (3.28)$$

3.2.4. Поперечная емкость

В нагрузочных узлах в качестве таких элементов, как правило, используются батареи статических конденсаторов (рис. 3.6), повышающих коэффициент мощности нагрузки. Поэтому они должны быть учтены по тем же причинам использованием уравнений:

$$\begin{aligned} du_{dm}/dt + u_{qm}(1 + s_k) &= x_c i_d, \\ du_{qm}/dt - u_{dm}(1 + s_k) &= x_c i_q, \\ u_{mo} &= \frac{1}{c_0} \int i_0 dt. \end{aligned} \quad (3.29)$$

Для обозначения параметров элементов в уравнениях ЭЭС приняты общеизвестные символы [75, 79, 109]. Уравнения регулирующих устройств приводятся далее, в соответствующих разделах.

Уравнения элементов в сложной системе должны быть приведены к одной оси, что требует выбора ведущего вектора или оси системы [80]. Обычно такой осью является поперечная ось наиболее мощного генератора электрической системы. В случае рассмотрения одиночно работающей синхронной машины ее ось принимается основной и уравнения всех других элементов приводятся к ней. В качестве системы относительных единиц используется система x_{ad} [80, 83].

4. УРАВНЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Процессы, происходящие в элементах насосного агрегата являющегося частью гидромеханической системы, влияют на режим работы, как насосной станции, так и электроэнергетической системы. Насосные станции, как было отмечено выше, могут быть использованы не только как источники реактивной мощности, но и как регуляторы активной нагрузки системы. Эти обстоятельства требуют учета процессов, происходящих в насосных агрегатах и трубопроводе при анализе режимов ЭЭС. Рассмотрим уравнения насосного агрегата и трубопровода для дальнейшего их использования в расчетах. Целью является определение их влияния на режим исследуемой системы «трубопровод – насос – синхронный двигатель – электрическая сеть».

4.1. Уравнение насоса

4.1.1. Установившийся режим

Первое условие связи насоса с трубопроводной системой следует из уравнения неразрывности и заключается в равенстве масс водоподач, проходящих через насос и присоединенные к нему всасывающий и напорный трубопроводы:

$$M_{\text{нас}} = M_{\text{тр}} \quad (4.1)$$

Для несжимаемой жидкости $\rho_{\text{нас}} = \rho_{\text{тр}}$ и поэтому имеет место равенство объемных подач:

$$Q_{\text{нас}} = Q_{\text{тр}}, \quad (4.2)$$

где, $Q_{\text{нас}}$, $Q_{\text{тр}}$ – плотности жидкости в насосе и напорной трубопроводе.

Второе условие связи основывается на уравнении сохранения энергии. Каждый насос при заданной частоте вращения обладает определенной характеристикой, выражающей связь между его подачей и напором.

Кинематические параметры движения жидкости через рабочие органы лопастного насоса оказывают решающее влияние на его энергетические показатели. Напор насоса и его коэффициент полезного действия тесно связаны с величинами и направлениями скоростей потока жидкости в межлопастных каналах колеса. Для установления этой связи обычно используют теорему об изменении моментов количества движения, которая может быть сформулирована следующим образом [48-50, 64, 84-90]: производная по времени от главного момента количества движения системы материальных точек относительно некоторой оси равна сумме моментов всех внешних сил, действующих на эту систему. Математически теорема записывается следующим образом:

$$\frac{d|(mv)r|}{dt} = \sum M, \quad (4.3)$$

где, m – масса рассматриваемой системы материальных точек, v – абсолютная скорость их движения, r – расстояние до оси, $\sum M$ – суммарный момент количества движения.

Удобство теоремы об изменении моментов количества движения в приложении к сплошной среде заключается в том, что с ее помощью динамическое взаимодействие между жидкостью и обтекаемыми поверхностями можно определить по характеру течения в контрольных сечениях без учета структуры потока внутри выделенного объема.

Уравнения насоса получим исходя из следующих положений [89, 90].

Рассматривая движение жидкости внутри рабочего колеса, сделаем следующие допущения [64]: насос перекачивает идеальную жидкость в виде струй, т. е. в насосе отсутствуют все виды потерь энергии. Число одинаковых лопастей насоса бесконечно большое ($z = \mu$), толщина их равна нулю ($d = 0$), а угловая скорость вращения колеса постоянна ($\omega = \text{const.}$).

Жидкость к рабочему колесу центробежного насоса подводится аксиально, т.е. в направлении оси вала со скоростью V_0 . Затем направление струй жидкости изменяется от осевого до радиального, перпендикулярного оси вала, а скорость благодаря центробежной силе, увеличивается от значения V_1 в пространстве между лопастями рабочего колеса до значения V_2 на выходе из колеса.

В межлопастном пространстве рабочего колеса при движении жидкости различают абсолютную и относительную скорости потока. Относительная скорость потока – скорость относительно рабочего колеса, а абсолютная – относительно корпуса насоса.

При движении рабочего колеса частицы жидкости движутся вдоль лопастей. Вращаясь вместе с рабочим колесом, они приобретают окружную скорость (u), а перемещаясь вдоль лопастей – относительную (w).

Абсолютная скорость жидкости определяется относительной скоростью жидкости и окружной скорости рабочего колеса.

Окружная скорость жидкости, выходящей между лопастями рабочего колеса, совпадает с окружной скоростью колеса в данной точке.

Окружная скорость жидкости (м/с) на входе в рабочее колесо определяется выражением:

$$v_1 = \pi D_1 n / 60 = \omega D_1 / 2. \quad (4.4)$$

Окружная скорость жидкости на выходе из рабочего колеса (м/с) :

$$v_2 = \pi D_2 n / 60 = \omega D_2 / 2, \quad (4.5)$$

где, n – частота вращения рабочего колеса, об/мин; D_1 и D_2 – внутренний и внешний диаметры рабочего колеса, м, ω – угловая скорость вращения рабочего колеса рад/с.

Абсолютная скорость v движения жидкости равна геометрической сумме ее составляющих: относительной скорости w и окружной u , т. е. $v = w + u$.

Связь между скоростями частиц жидкости выражается параллелограммом или треугольниками скоростей (рис.4.1), что позволяет дать понятие о радиальной и окружной составляющих абсолютной скорости.

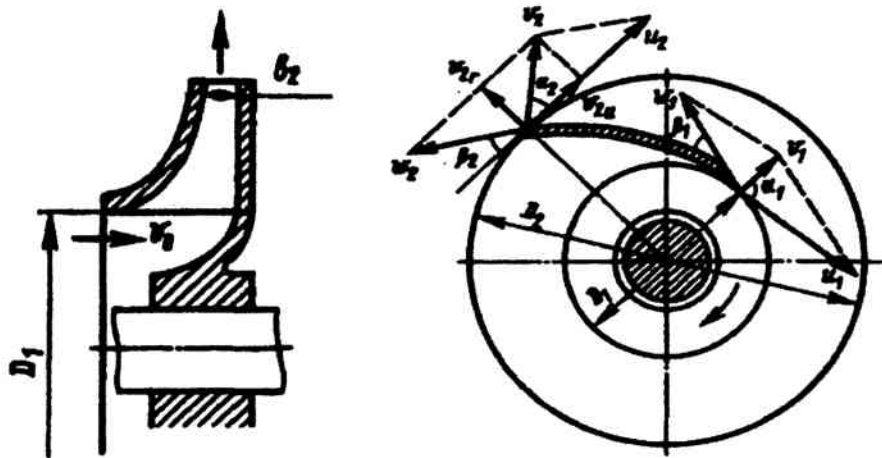


Рис. 4.1. Схема движения жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

$$\text{Радиальная составляющая } v_r = v \sin \alpha, \quad (4.6)$$

$$\text{окружная составляющая } v_u = v \cos \alpha, \quad (4.7)$$

где, α - угол между абсолютной и окружной скоростями (на входе рабочего колеса α_1 и на выходе α_2).

Угол β между относительной и окружной скоростями характеризует очертание лопастей насоса.

Исследуем изменение за время 1 с момента количества движения массы жидкости ρQ , где ρ - плотность жидкости; Q - подача насоса.

Используя теорему механики об изменении моментов количества движения применительно к движению жидкости в канале рабочего колеса, выведем основное уравнение центробежного насоса, которое позволит определить развиваемый насосом напор (или давление). Согласно данной теореме [89, 91 и др.], изменение во времени главного момента количества движения системы материальных точек относительно некоторой оси равно сумме моментов всех сил, действующих на эту систему.

Момент количества движения жидкости относительно оси рабочего колеса во входном сечении

$$M_1 = \rho Q v_1 r_1, \quad (4.8)$$

Момент количества движения на выходе из рабочего колеса

$$M_2 = \rho Q v_2 r_2, \quad (4.9)$$

где, r_1 и r_2 - расстояния от оси колеса до векторов входной V_1 и выходной V_2 скоростей, соответственно.

Согласно определению можно записать:

$$\sum M_C = M_2 - M_1 = \rho Q (v_2 r_2 - v_1 r_1), \quad (4.10)$$

Так как $r_1 = (D_1/2) \cos \alpha_1$, $r_2 = (D_2/2) \cos \alpha_2$ то,

$$\sum M_C = \rho Q \left(v_2 \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2 - v_1 \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1 \right). \quad (4.11)$$

Группы внешних сил – силы тяжести, силы давления в расчетных сечениях (входа-выхода) и со стороны рабочего колеса и силы трения жидкости на обтекаемых поверхностях лопастей рабочего колеса – действуют на массу жидкости, заполняющей его межлопастные каналы.

Момент сил тяжести относительно оси вращения всегда равен нулю, так как плечо этих сил равно нулю. Момент сил давления в расчетных сечениях по этой же причине также равен нулю. Если силами трения пренебрегают, то и момент сил трения равен нулю. Тогда момент всех внешних сил относительно оси вращения колеса сводится к моменту M_K динамического воздействия рабочего колеса на протекающую через него жидкость, т. е.

$$\sum M_C = M_K, \quad (4.12)$$

Произведение M_K на относительную скорость равно произведению расхода на теоретическое давление P_T , создаваемое насосом, т. е. равно мощности, передаваемой жидкостью рабочим колесом. Следовательно,

$$M_K w = Q p_T. \quad (4.13)$$

Это уравнение можно представить в виде

$$Q p_T = w \rho \left(v_2 \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2 - v_1 \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1 \right). \quad (4.14)$$

Разделив обе его части на Q , получим

$$p_T = \rho (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1). \quad (4.15)$$

Учитывая, что напор $H = P/(\rho g)$ и подставив это значение получим

$$H_T = (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1) / g. \quad (4.16)$$

Зависимость (4.16) была впервые выведена в середине XVIII века выдающимся ученым Леонардом Эйлером, поэтому она называется уравнением Эйлера или основным уравнением лопастного насоса.

При использовании основных уравнений величины скоростей v_2 и v_1 , по окружностям радиусов r_1 и r_2 , принимаются постоянными, так же как и прочие составляющие параллелограммов скоростей на входе и выходе. В действительности это не так, потому что лопасти, развивая силу взаимодействия с потоком, должны, по теореме Жуковского о подъемной силе крыла, иметь положительное значение циркуляции. Это имеет место только при разных значениях относительной скорости на выпуклой (рабочей) и вогнутой (нерабочей) поверхностях лопастей. Таким образом, относительная скорость в межлопастных каналах должна изменяться от наибольшего значения, на вогнутой стороне лопасти, до наименьшего значения на выпуклой, а не оставаться постоянной.

Анализ основного уравнения позволяет установить, что напор центробежного насоса тем больше, чем больше переносная скорость u_2 на выходе из рабочего колеса. Это, в свою очередь, указывает на две принципиально различные возможности повышения напора: путем увеличения выходного диаметра рабочего колеса D_2 или за счет увеличения частоты вращения n . Повышение напора может быть также достигнуто уменьшением угла α_2 . Теоретически произведение $v_2 u_2 \cos \alpha_2$ имеет максимум при $\alpha_2 = 0$, однако практически это означает прекращение подачи, поэтому при конструировании рабочих колес центробежных насосов обычно принимают $\alpha_2 = 8-12^\circ$.

При неизменных параметрах потока на выходе из рабочего колеса напор насоса, согласно основному уравнению, достигает максимума при условии

$$v_1 u_1 \cos \alpha_1 = 0, \quad (4.17)$$

что практически означает $\cos \alpha_1 = 0$ или $\alpha_1 = 90^\circ$.

Из параллелограмма скоростей (рис.4.1) видно, что вектор абсолютной скорости жидкости v_1 в этом случае должен быть направлен по радиусу, поэтому условие (4.17) обычно называют условием радиального входа.

Поскольку при $\alpha_1 = 90^\circ$ проекция абсолютной скорости на направление переносной скорости равна нулю, то условие радиального входа также означает, что жидкость подводится к рабочему колесу без предварительного закручивания. Уравнение Эйлера при этом принимает вид:

$$H_T = v_2 u_2 \cos \alpha_2 / g. \quad (4.18)$$

Уравнение Эйлера имеет и другие формы [89], которые являются фундаментальной основой теории лопастных насосов и имеют огромное практическое значение, так как позволяют установить связь между энергетическими показателями машины и условиями движения жидкости через рабочее колесо. Эти уравнения отражают зависимость теоретического давления или напора от основных параметров рабочего колеса. Переносные скорости на входе в осевой насос и на выходе из него одинаковы, поэтому уравнение (4.16) принимает вид:

$$H_T = u(v_2 - v_1) / g. \quad (4.19)$$

В большинстве насосов жидкость в рабочее колесо поступает практически радиально и, следовательно, скорость $v_1 = 0$. С учетом вышеизложенного получим соотношения для теоретического давления и напора:

$$p_T = \rho u_2 v_2 \quad \text{или} \quad H_T = u_2 v_2 / g. \quad (4.20)$$

Теоретические давление и напор, развиваемые насосом, тем больше, чем больше окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса, т. е. чем больше его диаметр, частота вращения и угол α_2 , т. е. чем «круче» расположены лопатки рабочего колеса.

Действительные значения давления и напора, развиваемые насосом, меньше теоретических, так как реальные условия работы насоса отличаются от идеальных, принятых при выводе уравнения. Давление, развиваемое насосом, уменьшается главным образом из-за того, что при конечном числе лопастей рабочего колеса не все частицы жидкости отклоняются равномерно, вследствие чего уменьшается абсолютная скорость. Кроме того, часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений. Влияние конечного числа лопастей учитывают введением поправочного коэффициента k (характеризующего уменьшение окружной составляющей скорости V_{2u}), а уменьшение давления вследствие гидравлических потерь – введением гидравлического коэффициента полезного действия η_r . С учетом этих поправок полное давление

$$p_T = k \eta_r \rho u_2 v_{2u}, \quad \text{а полный напор} \quad H_T = k \eta_r \frac{u_2 v_{2u}}{g}. \quad (4.21)$$

Значение коэффициента η_r зависит от конструкции насоса, его размеров и качества выполнения внутренних поверхностей проточной части колеса.

Обычно значение η_r составляет 0,8...0,95. Значение k при числе лопастей от 6 до 10, $\alpha_2 = 8...14^\circ$ и $V_{2u} = 1,5...4$ м/с колеблется от 0,75 до 0,9.

Центробежный насос может работать только в том случае, когда его внутренняя полость заполнена перекачиваемой жидкостью не ниже оси насоса, поэтому насосную установку оборудуют устройством для залива насоса.

При вращении рабочего колеса центробежного насоса жидкость, находящаяся между лопатками, благодаря развиваемой центробежной силе выбрасывается через спиральную камеру в напорный трубопровод. Уходящая жидкость освобождает занимаемое ею пространство в каналах на внутренней окружности рабочего колеса, поэтому у входа в рабочее колесо образуется вакуум, а на периферии – избыточное давление. Под действием разности атмосферного давления в приемном резервуаре и пониженного давления на входе в рабочее колесо жидкость по всасывающему водопроводу поступает в межлопаточные каналы рабочего колеса.

Таким образом, анализ уравнения Л. Эйлера (4.16) позволяет сделать следующие выводы:

1. Величина напора развивается центробежным насосом не зависит от рода жидкости и числа лопаток его рабочего колеса.

2. Величина напора насоса будет тем больше, чем больше окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса, пропорциональная его диаметру и частоте вращения.

3. Величина напора насоса будет увеличиваться по мере уменьшения угла между векторами окружной скорости колеса и абсолютной скорости жидкости на выходе.

Отметим, что основное уравнение Л. Эйлера справедливо не только для лопастных насосов, но и для гидравлических турбин, также представляющих собой лопастные машины, но с процессом обратным в насосах.

4.1.2. Неустановившиеся и переходные режимы работы насосов

Особенности протекания переходных режимов в насосном агрегате описываются зависимостью вида [60, 92]:

$$T_H \frac{dQ}{dt} = k_H (H_H - \Delta H) - Q. \quad (4.22)$$

Характеристики центробежных насосов описываются следующими зависимостями:

- напорно-расходная характеристика

$$H_H = H_{0H} - R_x Q_H^2, \quad (4.23)$$

- мощностная характеристика

$$N_H = H_H Q_{Hpe} / \eta_H, \quad (4.24)$$

где, $k_H = Q_{кном} / H_{кном}$ – коэффициент передачи насоса; $T_H = \frac{4(d_2 - d_1)}{\Omega_{OTH} Z_P \ln \frac{d_2}{d_1}}$, по-

стоянная времени насоса, с; ΔH – потери напора в насосе, м; d_1, d_2 – входной и выходной диаметры круговой решетки рабочего колеса насоса соответственно,

м; $\Omega_{отн}$ – относительная скорость жидкости в межлопаточном пространстве круговой решетки; z_p – число лопаток круговой решетки, H_n , Q_n , η_n , N_n – напор, подача, к.п.д. и мощность насосного агрегата соответственно, м, м³/с, кВт; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; $\rho = 1000$ кг/м³ – плотность воды; R_x – внутреннее сопротивление насоса, с²/м⁵; H_{0n} – напор насоса при нулевой подаче, м.

Приведенные уравнения позволяют делать расчеты нормальных и переходных режимов работы насоса.

4.2. Уравнения трубопроводов

В зависимости от длины различают два типа трубопроводов – короткие и длинные [90]:

короткие трубопроводы, которые имеют малую длину (не более 200 м) и большое число местных сопротивлений. Для коротких трубопроводов местные потери напора являются существенными, составляя более 10 % от потерь напора по длине;

длинные трубопроводы, имеющие значительную протяженность (более 200 м.), в которых местные потери напора не так значительны (не более 10 % от потерь напора по длине).

В зависимости от гидравлической схемы работы трубопроводы подразделяются на:

простые трубопроводы, не имеющие ответвлений и изготовленные из труб одного или нескольких диаметров;

сложные трубопроводы – сети труб различного диаметра с магистральными линиями и ответвлениями (тупиковые, кольцевые).

Целью гидравлического расчета трубопроводов, как правило, является решение одной из трех задач:

1. Определение потери напора $h_{пот}$ при известных: длине l , внутреннем диаметре d и расходе Q трубопровода.

2. Определение расхода трубопровода Q при заданных: длине l , внутреннем диаметре d и потере напора $h_{пот}$.

3. Определение необходимого диаметра трубопровода d при заданных: длине l , расходе Q трубопровода и потере напора $h_{пот}$.

При решении этих задач широко используется понятие модуль расхода – K . Эта величина соотносит потери напора $h_{пот}$ в трубопроводе с расходом жидкости Q [47]:

$$Q = K \sqrt{\frac{h_{пот}}{\lambda}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.25)$$

Модуль расхода является справочной величиной, и зависит от конструктивных особенностей труб: диаметра, шероховатости поверхности и т.д.

При решении инженерных задач четыре величины – расход Q , скорость v , диаметр трубопровода d и потери напора h – являются переменными и взаимозависимыми. Их связывают между собой уравнения Бернулли, неразрывности (расхода), потерь по длине трубопровода и на местных сопротивлениях.

4.2.1. Установившийся режим

Гидравлический расчет трубопроводов основан на следующих уравнениях:

– уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} + h_v = H = \text{const}, \quad (4.26)$$

– уравнение неразрывности для установившегося потока жидкости (уравнение расхода):

$$Q = v\omega = \text{const}, \quad (4.26a)$$

– формула Дарси-Вейсбаха для учета потерь на трение (по длине трубопровода):

$$h_L = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (4.27)$$

– формула для учета местных потерь:

$$h_M = \xi_M \frac{v^2}{2g}, \quad (4.28)$$

– формула Шези при расчете длинных трубопроводов:

$$v = c\sqrt{iR} \quad \text{или} \quad Q = \omega c\sqrt{iR}, \quad (4.29)$$

где, $c = \frac{1}{n} R^y$ – коэффициент Шези; n – коэффициент шероховатости; R – гидравлический радиус; y – показатель степени, $y = f(n, R)$. В случае расширения (сужения) трубы с диаметра d_1 на d_2 , коэффициент местного сопротивления

$$\zeta_M = \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} - 1 \right)^2. \quad (4.30)$$

Обозначим в формуле (4.29) через $K = \omega c\sqrt{R}$, получим

$$Q = K\sqrt{i}, \quad (4.31)$$

где, K – расходная характеристика (модуль расхода), представляющая собой расход при гидравлическом уклоне, равном единице;

Формула для определения гидравлического уклона (удельных потерь напора по длине):

$$i = \frac{h_L}{L} = \frac{v^2}{c^2 R} = \frac{Q^2}{\omega^2 c^2 R}, \quad (4.32)$$

или по формуле Дарси-Вейсбаха (4.27):

$$i = \frac{h_L}{L} = \frac{\lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}}{L} = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2g}. \quad (4.33)$$

Заменяя скорость v на расход Q , из уравнения расхода $Q = v\omega$ получим

$$i = \frac{16\lambda Q^2}{2g\pi^2 d^5} = \frac{8\lambda Q^2}{g\pi^2 d^5}. \quad (4.34)$$

Обозначим $A = \frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5}$ – удельное сопротивление трубопровода, получим

$$i = AQ^2. \quad (4.35)$$

Тогда

$$h_L = iL = AQ^2 L = SQ^2, \quad (4.36)$$

где, S – линейное сопротивление трубопровода.

Из формулы (4.31):

$$K^2 = \frac{Q^2}{i}. \quad (4.37)$$

Подставляя значение i из формулы (4.34), получим

$$K^2 = \frac{Q^2}{8\lambda} \frac{g\pi^2 d^5}{Q^2} = \frac{g\pi^2 d^5}{8\lambda} = \frac{1}{A}. \quad (4.38)$$

Из выражений (4.38) и (4.35), находим

$$i = \frac{Q^2}{K^2} L. \quad (4.39)$$

Тогда потери по длине определяются по формуле

$$h_L = iL = \frac{Q^2}{K^2} L. \quad (4.40)$$

Учитывая (4.32) получим

$$Q = K \sqrt{\frac{h_L}{L}} = \frac{K}{\sqrt{L}} \sqrt{h_L}. \quad (4.41)$$

Обозначая $P = \frac{K}{\sqrt{L}}$, получим:

$$Q = P \sqrt{h_{тр}}, \quad (4.42)$$

где, P – проводимость, выражающая собой расход жидкости при $h_{тр} = 1$.

Сравнивая выражения (4.35) и (4.42), найдем связь между P и S .

Из выражения (4.36) имеем $Q = \sqrt{\frac{h_L}{S}}$, тогда:

$$P \sqrt{h_L} = \sqrt{\frac{h_L}{S}} \quad \text{или} \quad P = \frac{1}{\sqrt{S}}; \quad S = \frac{1}{P^2}. \quad (4.43)$$

Значения A и K приводятся в таблицах.

4.2.2. Переходный режим

Динамические процессы в трубопроводной сети описываются известными из гидравлики уравнениями распространения давления в трубопроводе [66, 91]:

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{gS} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\lambda}{d} \frac{1}{S^2} \frac{Q|Q|}{2g} = 0, \quad (4.44)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{gS} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0, \quad (4.45)$$

где, $S = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь поперечного сечения трубопровода, м; d – диаметр трубопровода, м; λ – коэффициент сопротивления трубопровода.

Путем замены линии с распределенными параметрами системой эквивалентных четырехполюсников с сосредоточенными параметрами трубопроводная сеть может быть представлена участками с постоянными длиной, диаметром и свойствами материала трубы. Тогда для i -го участка трубопровода уравнения напора и расхода имеют вид [60]:

$$H_i - H_{i-1} + l_0 L_{\text{уч}} \frac{dQ_i}{dt} + r_0 L_{\text{уч}} Q|Q| = 0, \quad (4.46)$$

$$\frac{dH_i}{dt} + c_0 \frac{1}{L_{\text{уч}}} (Q_i - Q_{i-1}) = 0, \quad (4.47)$$

где, $r_0 = \frac{\lambda}{S^2 d} \frac{1}{2g}$, $c_0 = \frac{c^2}{Sg}$, $l_0 = \frac{1}{Sg}$ – удельные сопротивления участка трубопровода; H_i , Q_i , H_{i-1} , Q_{i-1} – напоры и расходы на выходе и входе i -го трубопровода соответственно, м и м³/с; $L_{\text{уч}}$ – длина участка трубопровода, м.

Эти уравнения используются далее при анализе переходных процессов всей системы «насос – трубопровод – двигатель – электрическая сеть».

Пример [90]. В системе отопления циркулирует вода при средней температуре 60 °С. Стояк, подводящий нагретую воду, выполнен из труб с внутренним диаметром $d_1 = 25$ мм. В качестве нагревательных использованы трубы с внутренним диаметром $d_2 = 100$ мм. Определить потерю давления воды при входе в обогревательные трубы, если скорость воды в стояке $v_1 = 0,4$ м/с.

Решение. Плотность и кинематический коэффициент вязкости воды при 60°С определим по справочнику [11]: $\rho = 983$ кг/м³, $\nu = 0,0048 \cdot 10^{-4}$ м²/с.

Определим величину критерия Рейнольдса в трубах стояка:

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{0,4 \cdot 0,025}{0,0048 \cdot 10^{-4}} = 20833.$$

Так как $Re > 2300$, режим движения турбулентный и поэтому определим потерю напора на преодоление внезапного расширения:

$$h_{\text{вп}} = \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g} = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2 \frac{v_1^2}{2g} = \left(1 - \frac{0,025^2}{0,1^2} \right)^2 \frac{0,4^2}{2 \cdot 9,8} = 0,007 \text{ м}$$

или, в единицах давления

$$\rho g h_{\text{вп}} = 983 \cdot 9,8 \cdot 0,007 = 67,4 \text{ Па.}$$

Пример закончен.

Пример. По приведенным уравнениям (4.46–4.47) необходимо рассчитать переходный процесс в трубопроводе, для случая внезапной остановки двигателя. Параметры трубопровода: $Q_0 = 5 \text{ м}^3/\text{с}$, $H = 20 \text{ м}$, $d = 4,24 \text{ м}$, $L_A = 1500 \text{ м}$, $L_B = 300 \text{ м}$. На рис.4.2. показаны графики переходных процессов для длинного (А) и короткого (Б) трубопроводов.

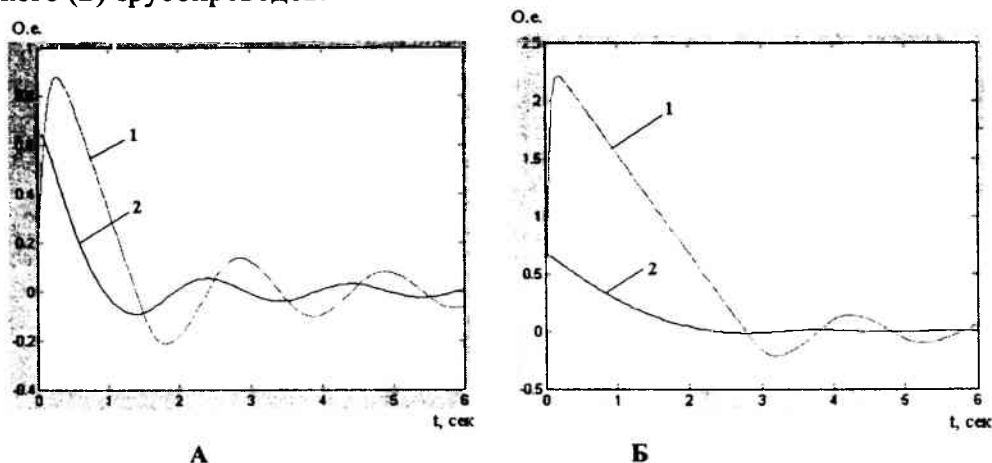


Рис. 4.2. Переходный процесс в трубопроводе с параметрами $d = 4,24 \text{ м.}$, $Q_0 = 5 \text{ м}^3/\text{с}$, $H = 20 \text{ м.}$, при внезапной остановке двигателя насоса.

А - $L = 1500 \text{ м.}$, Б - $L = 300 \text{ м.}$, (Характеристики в относительных единицах: 1 – расход, 2 – напор)

Пример закончен.

4.3. Уравнения гидравлического удара

Процессы, происходящие в гидравлических частях насосных станций, оказывают влияние и на переходные режимы в электрической части ЭЭС. Поэтому при проектировании электростанции таких ЭЭС, необходимо обеспечение динамической устойчивости системы, что требует более точного учета влияния гидравлического удара в напорной системе «трубопровод - насос» на режим агрегатов и ЭЭС при переходных процессах [24, 25, 64, 91, 93].

В случае больших возмущений электромеханические переходные процессы становятся зависимыми от характеристик насосных агрегатов, от явлений гидравлических ударов [64], которые значительно осложняют протекание процессов, делая их практически неподдающимися аналитическому анализу.

Переходные процессы в гидравлических системах по своей природе относятся к сложным, динамическим процессам. Факторы, определяющие протекание этих процессов, многообразны и учет их влияния весьма затруднен.

Изменения давления в напорных системах водоподачи могут происходить при переходных процессах, возникающих при плановых и аварийных остановках насосных агрегатов, их пусках, изменениях частоты вращения насосных агрегатов, закрытиях запорной арматуры, заполнениях трубопроводов водой.

При расчетах переходных процессов в таких условиях в целях предупреждения возникновения гидравлического удара особое внимание следует уделять изменениям расходов, давлений и скоростей распространения волн.

Опыт эксплуатации гидравлических систем показывает, что резкие колебания давления (гидравлические удары) могут привести к разрушению сети, поломкам трубопроводной арматуры, насосов и даже к полному выходу из строя насосных станций.

Аварии, возникающие при гидравлических ударах, наносят существенный экономический ущерб, вследствие затрат на их ликвидацию и перерывов в подаче воды потребителям, связанных с ремонтом. В связи с этим важным становится вопрос исследования в насосных станциях и трубопроводе гидравлических ударов.

Гидравлическим ударом называется резкое повышение давления в напорном трубопроводе, вызываемое свойствами жидкости при быстрых изменениях скорости движения жидкости. Гидравлический удар представляет собой колебательный процесс с чередованием резких повышений и понижений давления [24, 84, 91, 94]. Он возникает чаще всего вследствие быстрого закрытия или открытия запорных устройств. Давление в трубопроводе возрастает до значений, в несколько раз превышающих номинальное, что может привести к разрушению трубопровода или его арматуры.

Основное содержание физического процесса гидравлического удара по теории Н.Е. Жуковского заключается в следующем [91, 95]. Как правило, жидкость считается не вязкой, сжимаемой и подчиняющейся закону Гука, а трубопровод абсолютно жесткий. Физический процесс, протекающий при гидравлическом ударе, представляет собой четыре фазы преобразования энергии движущейся жидкости (рис. 4.3).

Первая фаза. При внезапном и полном закрытии задвижки в конце трубопровода вся движущаяся в нем жидкость должна остановиться. Реальная жидкость, обладающая свойством упругости, останавливается постепенно, сжимаясь от слоя к слою, начиная от конца трубопровода. Фронт остановившейся жидкости (сечение $n-n$) будет перемещаться от задвижки к резервуару. В остановившемся объеме между задвижкой и сечением $n-n$ возникает дополнительное давление Δp . Скорость перемещения этого фронта называется скоростью распространения ударной волны и обозначается символом C_v :

$$C_v = \frac{L}{\tau_\phi}, \quad (4.48)$$

где L, τ_ϕ - соответственно длина трубы и длительность первой фазы.

На рис. 4.4 показана теоретическая характеристика изменения давления.

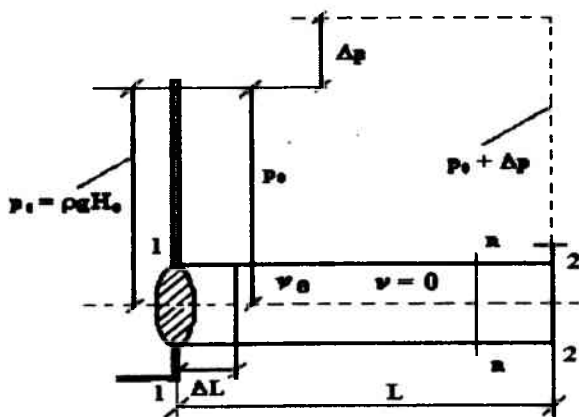


Рис. 4.3. Фаза преобразования движущейся жидкости

Таким образом, упругая деформация сжатия и повышения давления распространяется вверх по трубе и за время T достигает конца трубы. При этом освободившееся пространство на расстоянии Δl заполняется жидкостью из резервуара. В конце первой фазы вся жидкость в трубе неподвижна ($v_0 = 0$) и находится под давлением: $p + \Delta p$. Плотность жидкости при этом увеличивается до $\rho' = \rho + \Delta \rho$.

Вторая фаза. Начало второй фазы совпадает с концом первой. Жидкость в трубе находится под давлением, которое уравновешено давлением в резервуаре. Поэтому жидкость в трубе начинает оказывать давление к двигателю в сторону резервуара. Сначала приобретают движение слои жидкости, близкие к резервуару, а затем фронт спада давления $n-n$ станет перемещаться от резервуара к задвижке со скоростью C_v .

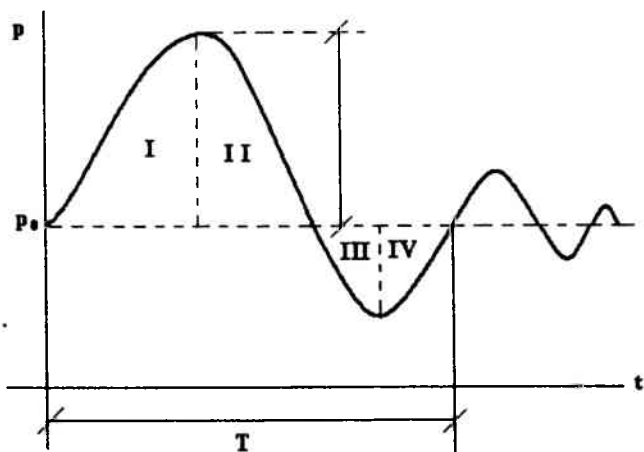


Рис. 4.4. К объяснению гидравлического удара [96]

К концу второй фазы вся жидкость в трубе окажется в движении со скоростью v в сторону резервуара и давление в трубе восстановится до первоначального.

Третья фаза. Эта фаза растяжения и остановки движения. В начальный момент вся жидкость движется в обратную сторону и стремится оторваться от задвижки. Если отрыва не произойдет, то начнется растяжение жидкости с

дальнейшим понижением давления до $p'' = p - \Delta p$. В конце третьей фазы вся жидкость останавливается и находится под действием пониженного давления. Это состояние оказывается также неуравновешенным, т.к. давление в резервуаре равно p , а в трубе $(p - \Delta p)$.

Четвертая фаза. Данная фаза восстановления движения до состояния, имевшего место перед закрытием задвижки. В начале четвертой фазы жидкость из резервуара начнет втекать в трубу со скоростью U_0 и давление будет повышаться до p . Фронт первоначального давления $n-n$ будет перемещаться в сторону задвижки со скоростью распространения ударной волны C_v . К концу четвертой фазы скорость движения по всей длине трубы будет равна U_0 , а давление p . Так как задвижка закрыта, то, начиная с конца четвертой фазы, процесс гидравлического удара будет повторяться.

В реальных условиях, когда существуют гидравлические сопротивления и упругие деформации стенок трубопровода, процесс гидравлического удара будет более сложным и затухающим. При этом наиболее опасным является первое повышение давления (рис. 4.4).

Время одного цикла, включающего повышение и понижение давления, называется фазой удара T . Считая скорость ударной волны при повышении и понижении давления одинаковой, определим фазу удара:

$$T = \frac{2L}{C_v}. \quad (4.49)$$

Если время закрытия задвижки меньше или равно фазе удара ($t_3 \leq T$), то удар называется прямым. При $t_3 \geq T$ не вся кинетическая энергия переходит в потенциальную энергию давления и повышение давления при тех же условиях меньше, чем при прямом ударе. Такой удар называется непрямым.

Так как характеристики движения жидкости при гидравлическом ударе изменяются с течением времени, то такой процесс называется неустановившимся.

Гидравлический удар может возникнуть при внезапной остановке насоса, подающего воду по нагнетательному трубопроводу в резервуар.

Описанный процесс происходит чрезвычайно быстро. Как правило [91], изменения давления во времени у задвижки близки к характеристике, приведенной на рис.4.5. На графике пунктирной линией показано теоретическое изменение ударного давления в сечении $n-n$ в случае мгновенного закрытия задвижки и при отсутствии сил трения. В действительности задвижка закрывается не мгновенно, и имеют место потери энергии на трение и деформацию стенок трубы. Поэтому повышение давления $\Delta p_{уд}$ также происходит не мгновенно и колебания ударных волн давлений затухают (показано сплошной линией) до некоторого первоначального давления.

Рассмотрим гидравлический удар в трубопроводе при внезапном (мгновенном) закрытии задвижки в конце трубопровода с учетом реальных условий движения жидкости, а именно: жидкость практически несжимаема, а стенки трубопровода обладают некоторыми упругими свойствами.

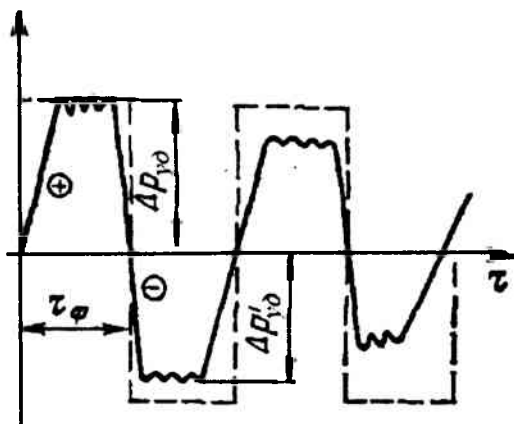


Рис. 4.5. Изменение давления во времени при гидравлическом ударе в трубопроводе [90]

За бесконечно малый промежуток времени dt после закрытия задвижки движение жидкости прекращается на расстоянии $C_v dt$ от задвижки. На этом бесконечно малом участке трубопровода произойдет повышение давления на величину Δp .

Определим величину Δp с помощью закона изменения количества движения. До закрытия задвижки количество движения в рассматриваемом объеме:

$$W = \rho \omega C_v dt v_0, \quad (4.50)$$

где, ω – площадь сечения трубы; ρ – плотность жидкости; v_0 – скорость движения жидкости; C_v – скорость распространения ударной волны.

После закрытия задвижки скорость и количество движения уменьшились до нуля, т.е. в этом случае изменение количества движения стало равно начальному количеству движения.

Это изменение количества движения должно быть равно импульсу действующих сил. Учитывая, что давление в сечении 1–1 равно p_0 , а в сечении 2–2 повысилось до $p_0 + \Delta p$, находим импульс действующих сил в виде

$$F_{\text{И}} = (p_0 + \Delta p) \omega dt - p_0 \omega dt = \Delta p \omega dt. \quad (4.51)$$

Запишем закон изменения количества движения с учетом выражений

$$(4.50) \text{ и } (4.51): \rho \omega C_v dt v_0 = \Delta p \omega dt, \quad (4.52)$$

$$\text{и окончательно:} \quad \Delta p = \rho C_v v_0. \quad (4.53)$$

Формула (4.53) впервые получена Н.Е. Жуковским и позволяет определить повышение давления при прямом гидравлическом ударе при известной скорости распространения ударной волны C_v .

При абсолютно жестких стенках трубопровода скорость распространения ударной волны C_v равна скорости распространения звука в воде ($C_v = 1425$ м/с).

Определим скорость распространения ударной волны с учетом деформации стенок трубопровода и упругих свойств жидкости из условия сохранения массы жидкости при гидравлическом ударе. До удара между сечениями 1–1 и 2–2 масса жидкости

$$m = \rho \omega C_v dt. \quad (4.54)$$

За время dt после закрытия задвижки жидкости практически не сжимаемы. Именно это является причиной гидроударов между сечениями 1–1 и 2–2, где накопилась масса

$$m' = (\rho + d\rho)(\omega + d\omega)C_v dt. \quad (4.55)$$

Накопленная масса в трубопроводе в конце первой фазы имеет объем $\omega \Delta L$ (рис. 4.3): $m_0 = \rho \omega v_0 dt.$ (4.56)

Условие сохранения массы при гидравлическом ударе с учетом выражений (4.54)–(4.55) и (4.56) запишется в виде $m_0 = m' - m$:

$$\rho \omega v_0 dt = (\rho + d\rho)(\omega + d\omega)C_v dt - \rho \omega C_v dt. \quad (4.57)$$

Сокращая выражение (4.57) на dt и пренебрегая бесконечно малыми величинами второго порядка, получим

$$\rho \omega v_0 = \rho C_v d\omega + \omega C_v d\rho = C_v (\rho d\omega + \omega d\rho). \quad (4.58)$$

Выражение (4.58) является законом сохранения массы при гидравлическом ударе, из которого находим скорость C_v в виде:

$$C_v = \frac{v_0}{\frac{d\omega}{\omega} + \frac{d\rho}{\rho}}. \quad (4.59)$$

Из выражения (4.59) видно, что скорость ударной волны зависит от деформации трубы $\frac{d\omega}{\omega}$ и сжатия $\frac{d\rho}{\rho}$, которые характеризуются свойствами упругости материала трубы и жидкости.

С учетом законов механики упругих тел [91], после ряда преобразований можно получить выражение:

$$C_v = \frac{v_0}{\sqrt{\frac{\Delta p D}{E_{тр} \varepsilon} + \frac{\Delta p}{E_{ж}}}}, \quad (4.60)$$

где, Δp – давление при гидравлическом ударе; ε – толщина стенки трубы; D – диаметр трубы, $E_{тр}$ и $E_{ж}$ – модули упругости материала трубы и жидкости.

Рассмотрим физический смысл величин, находящихся под корнем в правой части формулы (4.60).

Если гидравлический удар, происходящий в трубе из абсолютно неупругого материала $E_{тр} = \infty$, то

$$C'_v = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}}, \quad (4.61)$$

где, C'_v – скорость распространения упругих деформаций (ударной волны) в жидкости, м/с. Для воды как было отмечено $C_v = 1425$ м/с.

В другом предельном случае при $E_{ж} = \infty$ можно считать, что гидравлический удар происходит в трубе, по которой движется абсолютно неупругая жидкость.

Тогда:

$$C_v'' = \frac{1}{\sqrt{\frac{D}{\varepsilon} \frac{\rho}{E_{\text{тр}}}}} = \sqrt{\frac{\varepsilon E_{\text{тр}}}{\rho D}}. \quad (4.62)$$

Можно также считать, что C_v'' является скоростью распространения упругих деформаций (ударной волны) исключительно по телу трубы.

С учетом формул (4.61) и (4.62) преобразуем формулу (4.60) к виду:

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(C_v')^2} + \frac{1}{(C_v'')^2}}} = \frac{C_v'}{\sqrt{1 + \frac{C_v'^2}{C_v''^2}}}, \quad (4.63)$$

или

$$C_v = \frac{\sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{D}{\varepsilon} \cdot \frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{тр}}}}}. \quad (4.64)$$

Учитывая, что для воды $\sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho}} = 1425$ м/с, получим, м/с:

$$C_v = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{D}{\varepsilon} \cdot \frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{тр}}}}}. \quad (4.65)$$

Подставим выражение (4.65) в формулу (4.53) и получим, Па:

$$\Delta p = \frac{1425 \rho v_0}{\sqrt{1 + \frac{D}{\varepsilon} \cdot \frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{тр}}}}}. \quad (4.66)$$

Отношение $\frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{тр}}}$ для воды в зависимости от материала стенки трубы приведены в приложении.

Зависимость (4.53) эквивалентна традиционной записи [91]:

$$h - h_0 = \frac{c}{g} (v_0 - v), \quad (4.67)$$

которая показывает, что изменение напора ($h - h_0$) пропорционально изменению скорости жидкости ($v_0 - v$) и скорости распространения ударной волны a . Согласно данному соотношению изменение напора не зависит от процесса регулирования расхода жидкости, т. е. закона изменения v по t , а только от значения скорости для рассматриваемого момента времени.

Если регулирующий орган закрывается ($v < v_0$), то в трубопроводе возникает повышение напора, так как $h > h_0$. Наоборот, если регулирующий орган от-

крывается ($v > v_0$), то в трубопроводе возникает понижение давления, так как $h < h_0$.

Рассмотрим случай, когда регулирующий орган будет полностью закрыт раньше, чем обратная волна, возникающая в начале трубопровода, дойдет до регулирующего органа. Из предыдущего вытекает, что при этом время закрытия регулирующего органа должно быть меньше $\frac{2L}{c_v}$, т. е. меньше времени

пробега ударной волной двойной длины трубопровода. Тогда во всех сечениях трубопровода, куда еще не успеет придти обратная волна, а движение жидкости уже полностью прекратится ($v=0$), повышение напора будет равно:

$$h - h_0 = \frac{c_v}{g} v_0. \quad (4.68)$$

Выражение (4.68), называется уравнением прямого гидравлического удара. При прямом ударе во всех сечениях трубопровода повышение напора будет пропорционально начальной скорости жидкости v_0 и скорости распространения ударной волны c_v .

При прямом ударе повышение напора для данных c_v и v_0 будет достигать максимально возможной величины. При любом другом монотонном процессе закрытия регулирующего органа повышение напора может быть только меньше повышения напора при прямом ударе, что ясно из анализа общего случая гидравлического удара в простом трубопроводе. Например, повышение напора при прямом ударе в трубопроводе, где максимальная скорость v_0 порядка 5-7 м/с, а скорость распространения ударной волны порядка 700-1000 м/с, может достигать значительной и опасной для прочности трубопровода и насоса величины. Например, при $v_0 = 5$ м/с и $a = 1000$ м/с:

$$h - h_0 = \frac{1000}{9,81} 5 \approx 500 \text{ м.}$$

Надо отметить, что прямой удар не есть специфическая особенность простого трубопровода. Как ясно из самого вывода формулы, удар будет возникать в любом трубопроводе, если регулирующий орган закроется раньше, чем к нему вернется обратная волна, возникающая на другом конце данного трубопровода.

С повышением напора процесс гидравлического удара не прекращается и дальше следуют колебания напора и скорости по всей длине трубопровода. Прямой удар есть только частный момент, который может существовать при гидравлическом ударе в начальный период времени. Дальнейший процесс требует учета обратной волны, т. е. общего решения задачи.

Гидравлический удар может возникать в результате непредсказуемых причин, например при внезапном прекращении подачи электроэнергии приводам насосов. Чтобы избежать негативных последствий гидравлических ударов, применяются специальные клапаны-гасители, которые автоматически открываются при повышении давления. При открытии клапана часть жидкости из трубопровода сбрасывается, тем самым происходит снижение давления.

Дифференциальные уравнения упругого гидравлического удара в общем виде для напора и скорости можно получить из уравнений движения и неразрывности, которые имеют вид [93, 97]:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2m \frac{\partial y}{\partial t} = C_v^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}; \quad (4.69)$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + 2m \frac{\partial v}{\partial t} = C_v^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2},$$

где, $y = H/H_0$ – приведенный напор, v – скорость потока в трубопроводе, x – координата, отсчитываемая вдоль оси трубы, C_v – скорость распространения гидравлического удара в трубопроводе, g – ускорение силы тяжести, H , H_0 – действующий напор установки и напор в исходном режиме, t – время, $m = \lambda v_{cp}/2d$, λ – коэффициент сопротивления трения, определяемый по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{1}{4\sqrt{100Re}}, \text{ Re – число Рейнольдса, } d \text{ – диаметр трубопровода, } v_{cp} \text{ – осред-$$

ненная скорость движения жидкости, примерно принимаемое равным исходному ($v_{cp} = v_0$).

При помощи этих уравнений можно вычислить значения превышения напора относительно исходного и изменение скорости при переходном процессе для любого момента времени и расстояния от начала трубопровода, в случае внезапного удара, в том числе внезапного закрытия запорной арматуры, направляющего аппарата и т.д.

При мгновенном закрытии задвижки за насосом давление за ней быстро падает до определенной величины и остается постоянным до момента удара столба жидкости о задвижку при обратном движении. Поэтому граничные и начальные условия для этого промежутка времени можно представить:

$$\begin{aligned} y(0,t) &= -A, & y(1,t) &= 0, \\ y(x,0) &= 0, & \frac{\partial y}{\partial t} \Big|_{t=0} &= 0. \end{aligned}$$

Решение (4.69) имеет вид [93, 94, 100]:

- для напора:

$$y(x,t) = A\left(\frac{x}{L} - 1\right) + \frac{2Ag}{\pi} \exp(-mt) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} (\cos q_n t + \frac{m}{q_n} \sin q_n t) \sin \frac{n\pi}{L} x, \quad (4.70)$$

- для изменения скорости жидкости:

$$v(x,t) = \left[\frac{Ag}{2mL} (\exp(-2mt) - 1) \right] + \frac{2Ag}{L} \exp(-mt) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{q_n} \sin q_n t \cos \frac{n\pi}{L} x, \quad (4.71)$$

где, L – длина трубопровода, $q_n = \sqrt{\left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 - m^2}$, $A = H_p + h_p$ – падение напора у задвижки при быстром ее закрытии, H_p – рабочий напор у задвижки, h_p – давление, равное атмосферному.

Пример [98]. По стальной трубе диаметром $d=500$ мм и толщиной стенок $\epsilon = 10$ мм подается вода со скоростью $2,5$ м/с. Пьезометрический напор перед

открытой задвижкой равен 40 м. Определить повышение давление при быстром закрытии задвижки и полный напор Н.

Решение: Скорость ударной волны C_v определяем по формуле (4.65):

$$C_v = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{D E_*}{\varepsilon E_{\text{тп}}}}} = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{500}{10} \cdot 0.01}} = 1391 \text{ м/с.}$$

Повышение давления найдем по формуле (4.53):

$$\Delta p = \rho C_v v_0 = 1000 \cdot 1391 \cdot 2,5 = 3,48 \text{ МПа,}$$

или
$$\Delta H = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{3,48 \cdot 10^6}{9,81 \cdot 10^3} \approx 355 \text{ м.}$$

Пример окончен.

Пример. Построить для случая мгновенного закрытия задвижки за насосом кривые изменения напора и скорости для трубопровода для сечения отстоящего от начала на расстоянии $x=100$ м с заданными параметрами: длина трубопровода $L = 290$ м, напор $H_p = 125$ м, начальная скорость, $v_0 = 3,85$ м/с., $\lambda = 0,045$

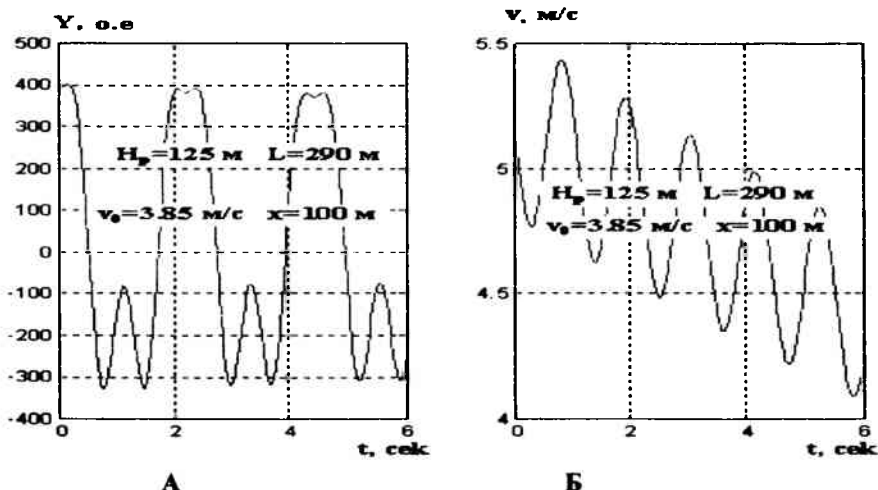


Рис.4.6. Характеристики изменения напора (А) и скорости (Б) при гидравлическом ударе, произошедшего при мгновенном закрытии запорной арматуры за насосом

Для решения этой задачи воспользуемся возможностями, предоставляемыми комплексом MATLAB и формулами (4.70-4.71). Результаты решения приведены на рис. 4.6. Превышение напора над исходным оказалось более чем в 4 раз, что требует соответствующего подбора материала и параметров трубопровода.

Характер кривых достаточно точно отражает реальный процесс, определяет максимальные значения параметров гидравлического удара.

Пример окончен.

Пример [98]. Определить величину повышения давления в стальной водопроводной трубе, если скорость воды в трубе до удара была $v = 1$ м/с, диаметр трубы $d = 0,5$ м и толщина стенок $\varepsilon = 0,005$ м.

Решение. Скорость распространения ударной волны определяем по формуле $C_v = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{Ed}{E_{ТВ}\epsilon}}}$.

При $E = 2,1 \cdot 10^6$ Па, $E_{ТВ} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па и $\rho = 998,2$ кг/м³

$$C_v = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^6}{998,2}} \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,5}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,005}}} = 1008 \text{ м/с}.$$

Величину повышения давления находим по формуле:

$$\Delta p = \rho \cdot C_v \cdot v = 998,2 \cdot 1008 \cdot 1 \approx 1000 \cdot 10^3 \text{ Па} = 1000 \text{ кПа}.$$

В том же трубопроводе при скорости $v = 2$ м/с давление повысилось бы примерно до 2000 кПа.

Пример окончен.

Интересен характер гидроудара в среде с более вязкой жидкостью. Для этого рассмотрим пример с нефтепроводом.

Пример [3]. Рассчитать изменение Δp давления при изменении скорости течения нефти ($\rho_0 = 870$ кг/м³, $K = 1,2 \cdot 10^9$ Па) на $v = 1$ м/с в трубопроводе с диаметром $d = 820$ мм, толщиной стенок $\epsilon = 10$ мм, $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па).

Скорость распространения волны определяем по формуле:

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\rho_0}{K} + \frac{\rho_0 d}{E \epsilon}\right)}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{870}{1,2 \cdot 10^9} + \frac{870 \cdot 0,8}{0,01 \cdot 2 \cdot 10^{11}}\right)}} = 965,4 \text{ м/с}.$$

Определяем повышение давления:

$$\Delta p = \rho_0 \cdot v \cdot c_v = 870 \cdot 1 \cdot 965,4 = 0,84 \cdot 10^6 \text{ Па} = 8,6 \text{ атм}.$$

Пример окончен.

5. ФОРМАЛИЗАЦИЯ ВЗАИМОСВЯЗИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ, ЭЛЕКТРО- И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕМЕНТАХ ИССЛЕДУЕМОЙ СИСТЕМЫ

Процессы, происходящие в элементах электроэнергетических систем, содержащих гидроэнергетические объекты (в частности, насосные станции), существенно отличаются между собой, что связано с их различными инерционными свойствами [75-78]. Как известно, если переходные режимы ЭЭС, связанные с электромагнитными процессами (короткие замыкания и т.д.) протекают за доли секунды, то режимы, связанные с электро- и гидромеханическими процессами могут продолжаться десятки и/или сотни секунд. Этот фактор требует сделать подбор уравнений элементов по соответствующим параметрам для их стыковки, так как система «трубопровод – насос – двигатель – электрическая сеть» должна рассматриваться как единая, с учетом взаимовлияния всех этих элементов. В этих условиях приемлемое упрощение уравнений и неучет второстепенных факторов (параметров) вполне себя оправдывают [64,75-78].

5.1. Разделение «быстрых» и «медленных» процессов в исследуемой системе

Задачи расчета режимов энергетических систем сложны и связаны с необходимостью переработки большого объема информации [77]. Этот факт является причиной использования различных путей упрощения задач расчета режимов. Поскольку управление режимами ЭЭС осуществляется через математические модели, то речь идет по существу об упрощении математических моделей, описывающих поведение элементов системы. Математическое описание процессов реальной физической системы неизбежно связано с идеализацией описания [64, 75]. Эта идеализация заключается в том, что из многообразия факторов, влияющих на поведение системы и ее свойства, при составлении математической модели выбираются и используются лишь те, которые являются определяющими для рассматриваемых процессов [76-78].

Возможность разделения движений системы на быстрые и медленные возникает тогда, когда в системе дифференциальных уравнений исследуемой системы постоянные времени имеют различный порядок [76, 77].

На практике при проведении расчетов переходных режимов электрических систем, медленно меняющиеся координаты считаются постоянными. Например, при расчетах короткого замыкания скорости вращения роторов принимаются постоянными в начальном этапе процесса [64, 75]. В случае синхронных машин в начале трехфазного короткого замыкания, машина может получить торможение за счет тормозного момента короткого замыкания, величина которого может многократно превосходить нормальный момент. А в расчетах этот фактор не учитывается [80].

Необходимо также рассматривать гидромеханические процессы с учетом регулирования запорной арматуры, а иногда и с учетом колебаний уровня воды в уравнильных резервуарах, которые приводят к колебаниям синхронного двигателя насосных станций и возникновению длительных переходных процессов, исчисляемых десятками и сотнями секунд [24, 64].

Если, используя понятие близости решений исходной системы и ее приближенной модели на конечном интервале времени, решать задачу применением нелинейных уравнений Парка - Горева, то при исследовании переходных процессов многие факторы, уточняющие поведение агрегата, можно отбросить. Кроме того, такие параметры как э. д. с. скольжения, трансформаторная э. д. с, зависимость индуктивного сопротивления от частоты, связь мощности с моментом через угловую скорость компенсируют друг друга, так что суммарная количественная ошибка в решении по приближенным уравнениям не превышает 1 % даже при скольжении 4% [76]. Поэтому в инженерных расчетах послеаварийных колебательных процессов электрические машины представляются еще более упрощенно: механические колебания роторов - уравнением 2-го порядка, а эффект регулирования напряжения - постоянством составляющей переходной э. д. с. по оси q ($E'_q = \text{пост. за } x'_d$) и наличием демпферного момента. Как правило, такие расчеты дают хорошие результаты особенно тогда, когда процессы рассматриваются для небольших интервалов времени после аварии [64, 78].

Составляющие переходных процессов, возникающих при аварийных режимах в ЭЭС, имеют существенно разные скорости протекания и занимают диапазон частот от сотых долей герца до сотен килогерц [76]. Это положение усиливается в случаях учета гидромеханических переходных процессов. Общая математическая модель ЭЭС для расчета аварийных режимов должна учитывать «быстрые» и «медленные» электромагнитные процессы в элементах (в том числе с учетом распределенности параметров таких протяженных объектов, как ЛЭП, трубопроводы насосных станций), электромеханические процессы, связанные с колебаниями роторов вращающихся машин, а также процессы в гидро- и электромеханической частях вращающихся агрегатов. При этом быстрые электромеханические переходные режимы (и медленные электромагнитные), затухающие за 10-15 с после большого возмущения, а также длительные переходные режимы (средней длительности до 5 мин. и большой длительности до 20 мин.) являются взаимосвязанными стадиями аварийного режима, что создает трудности в использовании отдельных моделей [76].

Характер исходной идеализации математической модели объекта определяется особенностями изучаемых процессов. Так, например, не вызывает сомнений возможность описания энергосистем нелинейными алгебраическими уравнениями при расчетах установившихся режимов и их оптимизации; линейными дифференциальными и линейными алгебраическими уравнениями - при анализе статической устойчивости; нелинейными дифференциальными и нелинейными алгебраическими уравнениями - при исследовании электромеханических переходных процессов [77].

При решении вопроса о целесообразности упрощения математического описания процессов в энергосистемах нужно иметь в виду, что при использовании более простых математических моделей облегчаются подготовка исходной информации, анализ результатов и выработка соответствующих решений.

Более простая, по сравнению с исходной, математическая модель может характеризоваться меньшим числом уравнений и переменных, а также их иной структурой, кроме того, требовать для изучения процесса более простые мате-

математические методы, меньшее время для вычислений, анализа и использования результатов.

Строгое упрощение исходной математической модели может быть достигнуто применением теории дифференциальных уравнений с малыми множителями при высших производных и основанного на ней метода разделения движений динамической системы по относительной скорости изменения переменных (координат) [64,77,78,99]. Упрощение достигается как за счет того, что не учитываются малые параметры и тем самым понижается порядок системы дифференциальных уравнений, так и за счет того, что системы уравнений разбиваются на более простые независимые подсистемы, по которым можно судить о характере движения всей системы.

Отсюда следует, что упрощение исходной математической модели с помощью метода разделения движений трудно отделить от полученной упрощенной системы уравнений, поскольку процесс упрощения можно считать законченным, если оценена точность данной процедуры. Оценка точности упрощения определяется в результате анализа решения уравнений.

Выбор варианта разделения движений является весьма ответственным этапом. Одним из возможных вариантов является разделение движений в соответствии со значениями постоянных времени переменных системы, так как их значения в основном определяют относительные скорости изменения переменных. Значения постоянных времени для этой цели могут быть найдены из линеаризованных в окрестности установившегося режима нелинейных дифференциальных уравнений. При анализе электромеханических, гидромеханических переходных процессов, в случае нескольких последовательных во времени возмущений, возможность разделения движений необходимо рассматривать после каждого возмущения, так как постоянные времени являются функциями параметров системы и режима после возмущения [77].

Разделение движений в соответствии со значениями постоянных времени переменных при различных возмущениях показало, что максимальная постоянная времени из группы «быстрых» переменных приблизительно на порядок меньше минимальной постоянной времени из группы «медленных» переменных. В случае применения метода разделения движений обеспечивается заметное ускорение расчетов переходных процессов на компьютере (в 2-3 раза), при обеспечении высокой точности расчета [76, 77].

Во многих случаях упрощение исходной математической модели может быть выполнено методами усреднения параметров и переменных исследуемой системы уравнений. Усреднение, как правило, основывается на пренебрежении различиями движений отдельных групп активных элементов системы (прежде всего синхронных генераторов), что позволяет замещать их одним эквивалентным элементом [77].

Виды и методы упрощения расчетной модели. Уравнения элементов ЭЭС, включая выражения для насосного агрегата и трубопровода, имеют различные постоянные времени, отличающиеся в 100 и более раз [64, 75, 76]. В результате этого общее движение системы можно разделить по скорости на составляющие: быстрые движения рассматриваются в предположении постоянства координат (не успевших измениться) медленного движения, а медленные

движения – с усреднением быстрых, т.е. в предположении постоянства координат (успевших закончить изменения) быстрого движения. На таком подходе основано раздельное рассмотрение электромагнитных, электро- и гидромеханических и длительных переходных процессов в ЭЭС.

Расчетные модели. Условно эталонная модель ЭЭС для расчета длительных переходных процессов должна включать все элементы и дополнительно учитывать динамические насосных станций, с учетом трубопроводов, которые из-за инерционности в расчетах обычно не учитываются [64, 76].

Метод разделения движения позволяет построить удовлетворительные высшие приближения и получить решение уравнений полной системы с требуемой точностью, однако практически построение таких приближений из-за сложности возможно лишь в некоторых частных случаях [76].

Ниже рассматриваются принципы построения и свойства основных упрощенных математических моделей на основе метода разделения движения, предназначенных для анализа переходных электро- и гидромеханических процессов в исследуемой системе.

Математическая модель для исследования «быстрых» электромагнитных процессов является частным случаем полной модели и получается из нее выделением «быстрого» движения путем закрепления угловых скоростей вращения роторов синхронных и асинхронных машин $\omega_i = \text{const}$. Полученная таким образом математическая модель, может быть использована для анализов токов КЗ и процессов самовозбуждения. При заданном движении роторов синхронных машин связи координатных систем становятся линейными алгебраическими уравнениями с постоянными коэффициентами [79, 80].

Исследование переходных процессов системы с помощью модели быстрых электромагнитных процессов справедливо для таких отрезков времени, при которых угловые скорости вращения роторов машин можно считать неизменными. Эти отрезки времени оцениваются значениями порядка (0,1 - 0,14) с [76].

Математические модели "медленных" переходных движений энергосистем [76,77] предназначены для исследования электро- и гидромеханических переходных процессов, как единых процессов, с учетом регулирующих устройств. Наиболее проявляется эффективность регулирующих устройств при исследовании таких режимов [64, 77].

На основе рассмотренных выше принципов построения, свойств и связей математических моделей электро- и гидромеханических переходных режимов можно сделать приведенные ниже выводы.

Применение полной математической модели переходного движения целесообразно при исследовании «быстрых» процессов энергосистем (короткие замыкания, самовозбуждение), для уточненного решения комплекса электротехнических задач, для исследования сложных явлений, обусловленных действием периодически изменяющихся параметров, а также для оценки областей и возможностей применения упрощенных математических моделей [76].

Математические модели «медленных» движений, можно представить как составляющие полной модели, предназначенные для исследования электро-механических переходных процессов (асинхронные режимы, длительные низко-

частотные колебания). В этой модели имеется возможность учета различных управляющих устройств (автоматические регуляторы возбуждения, скорости) и элементов энергосистем с различной степенью детализации, она является наиболее универсальной [78].

На основе вышеизложенного рассмотрим возможность упрощения уравнений исследуемой системы «трубопровод – насос – синхронный двигатель – электрическая сеть» [64].

5.2. Система «трубопровод - насос»

5.2.1. Нормальный режим

Режим насосного агрегата характеризуется мощностью $P_{\text{дв}} = P_{\text{нас}}$, напором H , расходом Q , КПД η , угловой скоростью ω , открытием регулирующих органов: α - гидравлическое открытие входного направляющего аппарата центрального насоса или φ - угол разворота лопастей осевого насоса. Наряду с фактическими значениями $P_{\text{нас}}$, N , Q рассматриваются также значения напора H^* , расхода Q^* , мощности $P_{\text{нас}}^*$, приведенные к синхронному числу оборотов, определяемые из формул подобия теории гидромашин [11, 46, 64]:

$$H = H^* (\omega / \omega_0)^2, P_{\text{нас}} = P_{\text{нас}}^* (\omega / \omega_0)^3, Q = Q^* (\omega / \omega_0). \quad (5.1)$$

Приведенные выше уравнения должны быть дополнены еще формулой механической мощности насосного агрегата

$$P_{\text{нас}} = gQH/\eta, \quad (5.2)$$

где, g – постоянная, зависящая от выбора единиц измерения (если $P_{\text{нас}}$ – в кВт, Q – в м³/с и H – в м, то $g = 9,81$), η – коэффициент полезного действия насоса.

Для расчета нормального режима системы «трубопровод – насос», необходимо совместное решение этих уравнений с уравнениями трубопровода (гл.4). Уравнения (4.26)–(4.47) представляют замкнутую систему уравнений, и в зависимости от идеализации модели и поставленной задачи на их основе можно получить информацию о свойствах исследуемой системы, как в нормальных, так и переходных режимах.

5.2.2. Переходный режим

Переходный процесс в системе «трубопровод – насос» возникает в случаях неполадки запорной арматуры, перерывах питания насоса со стороны электрической сети и т.д. [64, 100]. В таких случаях, когда отсутствует обратный клапан на трубопроводной линии, переходный процесс может протекать в трех режимах: насосном, тормозном и турбинном. С работой насоса в этих режимах тесно связаны явления гидравлического удара в водоводе.

В результате расчета переходного процесса должны быть определены: изменение давления и расхода в трубопроводе, момент на валу колеса и число оборотов.

Для решения данной задачи необходимо использовать уравнения движения несжимаемой жидкости и уравнения вращения колеса насоса, с учетом соотношений, связывающих изменения момента и напора с числом оборотов колеса n и расходом насоса Q . При этом несколько видоизменим ранее приведенные уравнения для трубопровода.

Уравнения (4.44-4.47) движения несжимаемой жидкости в трубопроводе:

$$H_i - H_{i-1} + l_0 L_{yч} \frac{dQ_i}{dt} + r_0 L_{yч} Q|Q| = 0, \quad (5.3)$$

$$\frac{dH_i}{dt} + c_0 \frac{1}{L_{yч}} (Q_i - Q_{i-1}) = 0,$$

а уравнение вращения колеса насосного агрегата имеет вид [64]:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_D - M_\Gamma - M_{TP}, \quad (5.4)$$

где, ω - угловая скорость вращения, J - момент инерции, M_D , M_Γ , M_{TP} - вращающий момент двигателя, гидравлический момент и момент трения. Их содержание будут раскрыто далее.

Уравнения (4.26-4.47) далее будут использованы при расчетно-экспериментальных исследованиях всей системы.

5.3. Система «насос – синхронный двигатель»

Вода из водоприемной камеры осевыми насосами, по трубопроводам подается на соответствующие магистральные каналы. При заклиниваниях колеса насосов или других аварийных случаях (отключении двигателей насосной станции и т.д.) колебания расходов воды и давления в трубопроводах, помимо гидравлических ударов, могут привести к недопустимому переполнению водоприемных камер насосной станции, т.е. к усугублению аварийной ситуации. При этом определяющей силой повышения давления в системе «трубопровод – насос» будет инерционная сила потока в трубопроводах из-за их большой длины.

Математическая модель нестационарных гидравлических процессов, должна адекватно отражать процессы, происходящие в системе «насос – двигатель», т.е. должна связать основные параметры электро- и гидромеханического режима: крутящего момента двигателя, насоса, числа оборотов с изменением напора и расхода насосного агрегата [63, 103].

Уравнения вращающихся частей насосного агрегата выразим через скорость вращений [24, 58, 63, 103]:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{30}{\pi J} (M_{ДВ} - M_\Gamma - M_{TP}), \quad (5.6)$$

где, n - число оборотов вала насосного агрегата (электродвигателя) в об/мин; $J = J_{ДВ} + J_H + J_{ПР.М}$ - сумма моментов инерции вращающихся частей двигателя, насоса и присоединенных к рабочему колесу масс жидкости, участвующих во вращательном движении; $M_{ДВ}$, M_Γ , M_{TP} - вращающий момент электродвигателя, гидравлический момент и момент трения, соответственно.

Вращающий момент синхронного электродвигателя [75]:

$$M_{ДВ} = \frac{E_q U_c}{X_{d\Sigma}} \sin \delta + \frac{U^2}{2} \frac{(X_d - X_q)}{X_{d\Sigma} X_{q\Sigma}} \sin 2\delta. \quad (5.7)$$

Вращающий электромагнитный момент электродвигателя в общем случае через продольные и поперечные составляющие параметров электрической систе-

мы определяется по соотношениям, приведенным в гл.3:

$$M = \psi_d i_q - \psi_q i_d, \quad (5.8)$$

или в следующем виде:

- для синхронного:

$$M_C = x_{ad} [i_{qC} (i_f + i_{ld}) - i_{dC} i_{lq}] (1 + s_k); \quad (5.9)$$

- для асинхронного:

$$M_A = x_m (i_{qA} i_{dr} - i_{dA} i_{qr}) ((1 + s_k)). \quad (5.10)$$

Часто при расчетах электромагнитного момента электродвигателей используются более привычные и упрощенные формулы в предположении $M_{ЭМ} = P_{ЭМ}$:

- для синхронного [75, 81]:

$$P_{сд} = \frac{E_q U}{x_{d\Sigma}} \sin \delta + \frac{U^2}{2} \frac{(x_d - x_q)}{x_{d\Sigma} x_{q\Sigma}} \sin 2\delta, \quad (5.11)$$

- для асинхронного двигателя упрощенная формула Клосса [81]:

$$P_{АД} = M_{Д}^M \frac{2(1 + s_{kp})}{\frac{s}{s_{kp}} + \frac{s_{kp}}{s} + 2s_{kp}}, \quad (5.12)$$

где, E_q , U – электродвижущая сила и напряжение на ее шинах, $x_{d\Sigma} = x_d + x_C$, $x_C = x_T + x_L$ – суммарное индуктивное сопротивление системы, синхронное индуктивное сопротивление синхронного двигателя, индуктивные сопротивления

трансформатора и линии передачи, соответственно, $P_{Д}^M = \frac{U^2}{2x_{s1}}$ – максималь-

ный вращающий момент асинхронного электродвигателя, x_{s1} – индуктивное сопротивление рассеяния асинхронного двигателя, s_{kp} , $s = f(n)$ – критическое и текущее скольжение машины.

Гидравлический момент определяется по формуле:

$$M_{\Gamma} = \frac{QH}{\omega}, \quad (5.13)$$

другими словами это момент, с которым жидкость воздействует на рабочее колесо насоса.

Для расчета гидравлического момента и напора насоса применимы соотношения, использующие моментную и напорную характеристики работы насоса в форме, предложенной Сьютером [63]:

$$M_{\Gamma} = M_H W_M(\theta) \left[\left(\frac{n}{n_H} \right)^2 + \left(\frac{Q}{Q_H} \right)^2 \right], \quad H = H_H W_H(\theta) \left[\left(\frac{n}{n_H} \right)^2 + \left(\frac{Q}{Q_H} \right)^2 \right], \quad (5.14)$$

где, M_H , Q_H , H_H , n_H – номинальные гидравлический момент, подача, напор и частота вращения вала насоса, соответственно.

Значения W_M и W_H , характеризующие насос, задаются в полярной системе координат в функциях от угла θ , определяемого положением режимной точки насоса

в координатах n/n_H и Q/Q_H (относительная частота, относительный расход).

В [63] приведены формулы расчета безразмерных коэффициентов W_M и W_H , получивших название коэффициентов Сьютера, которые имеют вид:

$$W_H = \text{sign}H \sqrt{\frac{\frac{H}{H^*}}{(\frac{n}{n^*})^2 + (\frac{Q}{Q^*})^2}} , \tag{5.15}$$

$$W_M = \text{sign}H \sqrt{\frac{\frac{M}{M^*}}{(\frac{n}{n^*})^2 + (\frac{Q}{Q^*})^2}} . \tag{5.16}$$

где, звездочки обозначают стационарные условия работы: H – напор, создаваемый насосом, Q – расход, n – частота вращения, об/мин, M – момент на оси рабочего колеса, а

$$\theta = \arctg(\frac{n}{n^*} \frac{Q^*}{Q}) .$$

На рис.5.1. приведены характеристики $W_M = f(\theta)$ и $W_H = f(\theta)$.

Задание характеристик насоса в такой форме позволяет однозначно определять гидравлический момент и напор насоса при любых значениях расхода и частоты вращения насоса.

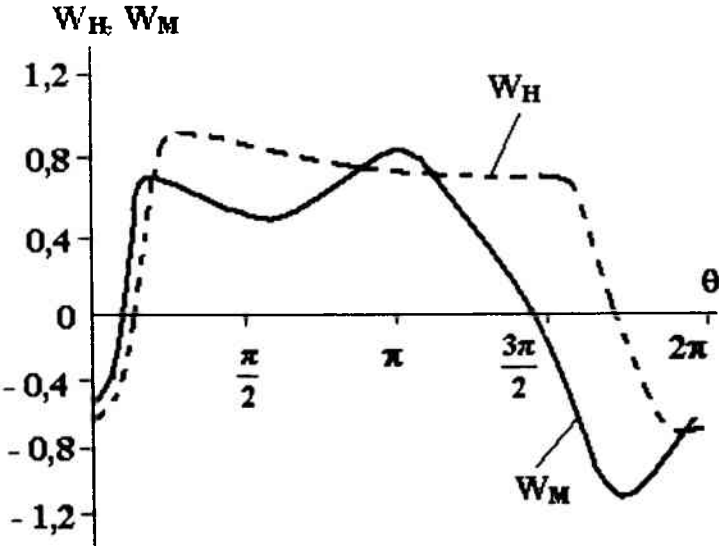


Рис. 5.1. Характеристики безразмерных коэффициентов W_M и W_H [63]

Момент трения агрегата при его вращении принимается равным [63]:

$$M_{тр} = (0,03 - 0,07)M_{Г} \text{sign}(n).$$

При частоте, равной нулю, момент трения определяется как

$$M_{тр} = M_{дв} - M_{Г}, \tag{5.18}$$

но он не более момента трения покоя, достигающего $(0,1 - 0,15)M_T$ [46].

При нормальной работе насоса, при увеличении подачи на величину ΔQ , возникает положительная разность напоров $\Delta H = H_{TP} - H$. Недостаточная величина напора H , по сравнению с требуемой H_{TP} , может быть компенсирована только за счет кинетической энергии жидкости в системе. Скорость движения жидкости при уменьшении H падает, подача уменьшается, в результате чего достигается равновесие системы. Следовательно, критерием устойчивой работы системы является знак разности напора ΔH при увеличении подачи. Математическим критерием устойчивой работы насоса в режимной точке является выполнение неравенство

$$\frac{dH_{TP}}{dQ} \geq \frac{dH}{dQ} . \quad (5.19)$$

Неустановившийся режим работы насоса недопустим по соображениям надежности работы всей системы, и недопустимости гидравлического удара, поэтому при выборе насоса нужно стремиться к тому, чтобы заданный режим работы насоса лежал в диапазоне рекомендуемой работы насоса.

5.4. Система «синхронный двигатель – электрическая сеть»

Очевидно, что наиболее ответственным элементом в системе «трубопровод – насос – синхронный двигатель – электрическая сеть» является синхронная машина. В связи с этим особенности дифференциальных уравнений синхронной машины рассмотрим более подробно. Анализ особенностей уравнений СД и возможности их упрощений проведем на основе полных уравнений Парка - Горева [75].

5.4.1. Особенности составляющих дифференциальных уравнений элементов электрической системы

Полные уравнения Парка - Горева (3.10-3.11), содержат составляющие, которые влияют на переходный процесс в разной степени и поэтому они записываются в разной модификации, в зависимости от решаемой задачи.

Например, при анализе электромагнитных переходных процессов, связанных с короткими замыканиями, используются приведенные выше полные уравнения Парка - Горева, а в случаях электромеханических - их упрощенные модификации.

Полные уравнения Парка - Горева:

$$\begin{aligned} u_d &= d\psi_{dc}/dt - \psi_{qc}(d\delta/dt + 1) - i_{dc}r_c, \\ u_q &= d\psi_{qc}/dt + \psi_{dc}(d\delta/dt + 1) - i_{qc}r_c, \end{aligned} \quad (5.20)$$

представляют баланс напряжений, как для нормального, так и переходного режимов.

Каждый из членов полученной системы уравнений отражает физику происходящих в машине процессов [75, 79, 80]. Члены $\psi_{dc} d\delta/dt$ и $\psi_{qc} d\delta/dt$ характеризуют составляющие э. д. с, обусловленных перемещением в пространстве

потокосцеплений Ψ_{dc} и Ψ_{qc} . Поэтому их иногда называют составляющими „э.д.с. вращения“. Так как

$$\omega = \omega_0 + \frac{d\delta}{dt}, \quad (5.21)$$

э.д.с. «вращения» имеет две составляющие: основные $\omega_0\Psi_d$ и $\omega_0\Psi_q$, обусловленные перемещением потокосцеплений в пространстве с синхронной скоростью, и дополнительные, появляющиеся в переходном процессе $\Psi_d \frac{d\delta}{dt}$ и $\Psi_q \frac{d\delta}{dt}$, когда угол

отклоняется от установившегося значения. Члены $\frac{d\Psi_d}{dt}$ и $\frac{d\Psi_q}{dt}$ отражают трансформаторную э.д.с., обусловленную пульсацией потокосцеплений Ψ_d и Ψ_q в течение переходных процессов.

Некоторая физическая трактовка полученных уравнений может быть дана с помощью условной модели машины, показанной на рис.3.2. гл.3.

В этой условной модели обмотки d - d, q - q, вращающиеся вместе с осью вращения, являются якорем машины. Они пронизываются взаимно перпендикулярными магнитными потоками Φ_d и Φ_q . При перемещении их относительно обмоток с синхронной скоростью в обмотках d - d, q - q наводятся э.д.с. вращения, пропорциональные $\omega_0\Psi_d$ и $\omega_0\Psi_q$, (основные э.д.с.).

Предположим, что в переходном процессе обмотки d - d и q - q могут перемещаться относительно синхронной оси на некоторый угол δ , получая при этом скорость $d\delta/dt$. При перемещении обмоток в них появляются дополнительные э.д.с. вращения: в обмотке d - $\Psi_q d\delta/dt$, и в обмотке q - $\Psi_d d\delta/dt$.

В переходном процессе потокосцепления Ψ_d и Ψ_q изменяются по абсолютной величине (пульсируют). Пульсации Ψ_d и Ψ_q приводят к появлению в обмотках d, q э.д.с. пульсации (или э.д.с. трансформации). Очевидно, что при этом потоком Ψ_d создается э.д.с. пульсации только в обмотке d - d. Потокосцепление Ψ_q наводит э.д.с. пульсации только в обмотке q - q.

Следовательно, можно сказать, что потокосцепление Ψ_d наводит э.д.с. вращения, действующую в обмотке q, и э.д.с. пульсации, действующую в обмотке d, а потокосцепление Ψ_q - э.д.с. вращения в обмотке d и э.д.с. пульсации в обмотке q.

Дополним теперь систему уравнений Парка-Горева уравнением для обмотки возбуждения и перепишем уравнения (Z) в следующем виде:

$$\begin{aligned} U_d &= d\Psi_{dc}/dt - \Psi_{qc}(d\delta/dt + 1) - i_{dc}r_c, \\ U_q &= d\Psi_{qc}/dt + \Psi_{dc}(d\delta/dt + 1) - i_{qc}r_c, \\ U_f &= d\Psi_{ffd}/dt + i_f r_f \end{aligned} \quad (5.22)$$

где, U_d и U_q - составляющие напряжения на шинах; U_f - напряжение, приложенное к обмотке возбуждения; Ψ_{ffd} - полное потокосцепление обмотки возбуждения; r_f - ее активное сопротивление; i_f - ток возбуждения. Если напряжение U на шинах электрической системы не зависит от режима (шины неизменного напряжения), то уравнения (5.22) полностью характеризуют переходный процесс. Если это

напряжение зависит от режима системы, то необходимо составить дополнительные уравнения, выявляющие эту зависимость, что будет показано далее.

Следует обратить внимание на то, что знаки отдельных составляющих уравнений (5.22) могут измениться, если направление осей будет иное, чем принятое выше. В соответствии с этим формы записи уравнений (5.22) могут быть различными.

Остановимся теперь на основных математических моделях синхронных машин (СМ), имеющих наибольшее значение при моделировании переходных процессов в ЭЭС.

5.4.2. Полная математическая модель синхронной машины

При анализе электромагнитных переходных процессов, связанных с короткими замыканиями, используются полные уравнения Парка - Горева [80-83].

Полной модели синхронной машины по Парку - Гореву соответствует система уравнений (Z1), приведенная к форме Коши:

$$\begin{aligned} d\Psi_d/dt &= -\Psi_q(1+d\delta/dt) + U\sin\delta + r_1 I_d, \\ d\Psi_q/dt &= \Psi_d(1+d\delta/dt) - U\cos\delta - r_1 I_q, \\ U_f &= r_f I_f + d\Psi_f/dt, \\ 0 &= -r_D I_D - d\Psi_D/dt, \\ 0 &= -r_Q I_Q - d\Psi_Q/dt, \\ \Psi_d &= X_d I_d + X_{Dd} I_D - X_{fd} I_f, \\ \Psi_q &= X_q I_q + X_{Qq} I_Q, \\ \Psi_f &= -X_{fd} I_d - X_{Df} I_D + X_{ff} I_f, \\ \Psi_D &= X_{Dd} I_d + X_{DQ} I_Q - X_{Df} I_f, \\ \Psi_Q &= X_{Qq} I_q + X_{QD} I_D, \\ T_J d^2\delta/dt^2 &= P_{дв} - P_{нас}, \end{aligned} \tag{5.23}$$

где, $P_{дв}$ – электромагнитная мощность синхронного двигателя, $P_{нас}$ – механическая мощность насосного агрегата, о. е; U_d, U_q, Ψ_d, Ψ_q – продольные и поперечные составляющие напряжения и потокосцеплений статора машины; r_1, r_f, r_D, r_Q – активные сопротивления по осям d и q эквивалентных контуров статорной, роторной и демпферной системы машины; Ψ_f, Ψ_D, Ψ_Q – потокосцепления обмотки возбуждения и эквивалентных замкнутых демпферных контуров роторов синхронной машины; I_f, I_d, I_q – ток возбуждения, продольные и поперечные составляющие токов статора синхронной машины; I_D, I_Q – продольные и поперечные составляющие токов в эквивалентном короткозамкнутом демпферном контуре ротора машины; X_d, X_q, X_D, X_Q, X_f – полные индуктивные сопротивления статора, демпферных контуров и обмотки возбуждения синхронной машины по соответствующим осям (в индуктивные сопротивления статорной цепи включены индуктивные сопротивления трансформатора и линии); T_J – инерционная постоянная насосного агрегата; δ – электрический угол между векторами э.д.с E_q машины и напряжения системы U , рад; t – время, рад.

Уравнения (5.23) отражают, соответственно: э.д.с. статорных обмоток машины (первое и второе уравнения); обмотки возбуждения (третье уравнение); демпферной системы ротора (четвертое и пятое уравнения); шестое-десятое является уравнением балансов магнитных потоков в машине и одиннадцатое – дифференциальное уравнение относительного движения ротора машины.

При этом напряжение шин U , на шинах насосной станции, как переменная величина, определяется соотношением

$$U = \sqrt{(U_d^2 + U_q^2)}, \quad (5.24)$$

а э.д.с. машины

$$E_q = \sqrt{((U \pm QX_d/U)^2 + (P_{дв}X_d/U)^2)}, \quad (5.25)$$

ток обмотки статора

$$I = \sqrt{(I_d^2 + I_q^2)}, \quad (5.26)$$

где, U_d , U_q , I_d , I_q – продольные и поперечные составляющие напряжения и тока, $R_{дв}$, $\pm Q$ – активная и реактивная мощности двигателя ($-Q$ – потребление реактивной мощности, режим недовозбуждения; $+Q$ – выдача, режим перевозбуждения); x_d – синхронное индуктивное сопротивление.

Данная система алгебраических и дифференциальных уравнений может быть названа полная модель первого класса точности [78].

5.4.3. Упрощенные модели синхронной машины

Если при анализе переходных процессов необходимо отказаться от учета некоторых факторов (например, учета переходных электромагнитных процессов в статорной цепи и т. д.), то можно ограничиться рассмотрением действующих значений токов и напряжений сети. В таком случае элементы сети представляются так же, как и в расчетах установившихся режимов, постоянными комплексными сопротивлениями. Часто нагрузки учитываются также статическими и динамическими характеристиками.

В случаях исследования электромеханических переходных процессов, устойчивости и асинхронных режимов в ЭЭС используются упрощенные модификации уравнений Парка - Горева. При анализе устойчивости основное значение имеет характер изменения угла δ , соответствующее положению роторов СМ, а точный расчет электрических величин не является обязательным. Поэтому в уравнения модели первого класса точности могут быть внесен ряд упрощений. Если принять, что величины $d\Psi_d/dt=0$, $d\Psi_q/dt=0$ (трансформаторные э.д.с. не учитываются), то апериодические составляющие в токе статора будут отсутствовать. В то же время в решении системы уравнений устраняются составляющие, имеющие частоту, отличную от 50 Гц. Вносимая погрешность в моделирование основного электромеханического процесса незначительна, поскольку апериодическая составляющая тока статора обуславливает только пульсирующий момент на валу генератора. Такая система уравнений СМ называется моделью второго класса точности [78]:

$$\begin{aligned}
U_d &= U \sin \delta = -r_1 I_d + \Psi_q (1 + d\delta/dt), \\
U_q &= U \cos \delta = -r_1 I_q - \Psi_d (1 + d\delta/dt), \\
U_f &= r_f I_f + d\Psi_f/dt, \\
0 &= -r_D I_D - d\Psi_D/dt, \\
0 &= -r_Q I_Q - d\Psi_Q/dt, \\
\Psi_d &= X_d I_d + X_{Dd} I_D - X_{fd} I_f \\
\Psi_q &= X_q I_q + X_{Qq} I_Q, \\
\Psi_f &= -X_{fd} I_d - X_{Df} I_D + X_{ff} I_f, \\
\Psi_D &= X_{Dd} I_d + X_{DQ} I_Q - X_{Df} I_f, \\
\Psi_Q &= X_{Qq} I_q + X_{QD} I_D, \\
T_J d^2 \delta / dt^2 &= P_{дв} - P_{нас}.
\end{aligned} \tag{5.27}$$

Если исключить из рассмотрения составляющие э.д.с. и напряжений, зависящих от $d\delta/dt$ (э.д.с. вращения), и уравнения демпферных обмоток D и Q , введя в уравнение движения ротора составляющую, зависящую от первой производной угла $s = d\delta/dt$, то будет получена модель третьего класса точности [78]:

$$\begin{aligned}
U_d &= U \sin \delta = -r_1 I_d + \Psi_q, \\
U_q &= U \cos \delta = -r_1 I_q - \Psi_d, \\
U_f &= r_f I_f + d\Psi_f/dt, \\
\Psi_d &= X_d I_d - X_{fd} I_f, \\
\Psi_q &= X_q I_q, \\
\Psi_f &= -X_{fd} I_d + X_{ff} I_f, \\
T_J d^2 \delta / dt^2 &= P_{дв} - P_{нас} = (I_d \Psi_q - I_q \Psi_d) - (d\delta/dt)(1/s_s) - P_{нас}.
\end{aligned} \tag{5.28}$$

Данная модель позволяет использовать для расчетов переходных процессов представление явнополюсной электрической машины в виде схемы замещения и векторной диаграммы.

Эти модели соответствуют рассмотрению электрической системы как сети, состоящей из комплексных сопротивлений, к которой приложены изменяющиеся по модулю и фазе э.д.с. машины E_q , приложенной за реактивным сопротивлением по поперечной оси X_q .

Возможно еще одно упрощение математической модели синхронной машины, приводящее к модели четвертого класса точности. Медленно изменяющаяся э.д.с. E'_q принимается постоянной по модулю во время переходного процесса, т.е. $E' = \text{пост.}$ за переходным сопротивлением X'_d , что соответствует принятию допущения о постоянстве потокосцепления обмотки возбуждения. Это также позволяет приближенно учесть действие регулятора возбуждения. Если, кроме того, ввести допущение, что положение ротора генератора жестко связано с положением этой э.д.с., то вместо действительного угла ротора можно рассчитывать угол, соответствующий данной э.д.с.

Медленно изменяющаяся переходная э.д.с. считается постоянной, что соответствует принятию допущения о постоянстве потокосцепления обмотки возбуждения. Поскольку величина E'_q не может меняться мгновенно, то значения этой э.д.с. в момент, предшествующим возмущению, позволяет связать между собой электрические режимы до и после возникновения возмущения. В этом случае динамические свойства синхронной машины описываются теперь одним дифференциальным уравнением второго порядка, а именно:

$$T_J d^2 \delta / dt^2 + P_d d\delta / dt = P_{дв} - P_{нас}, \tag{5.29}$$

где, $P_{дв} = (E'_q U / X'_{дΣ}) \sin \delta + ((U^2 / 2)(X_d - X'_d) / X_{дΣ} X'_{дΣ}) \sin 2\delta$, (P_d – коэффициент демпфирования).

Такая модель синхронной машины, называют моделью четвертого класса точности.

Такое приближенное представление допустимо в рамках решения задачи синхронной динамической устойчивости, когда проверяется способность системы продолжать нормальную работу после аварии и отключения аварийного участка при сохранении синхронизма остающихся в работе машин.

При моделировании электрических систем, содержащих насосные станции с напорными трубопроводами, наиболее целесообразным оказывается применение моделей 3-го и 4-го классов, причем модель 3-го класса должна использоваться для представления генераторов, имеющих наибольшее значение для протекания переходного процесса, а также в тех случаях, когда в ходе расчета должны быть учтены регуляторы возбуждения. Что касается моделей 1-го и 2-го классов, то их следует применять при необходимости подробного рассмотрения внутренних процессов генератора (внутренние короткие замыкания, перенапряжения и т.д.).

Необходимо иметь ввиду, что при моделировании электромеханических переходных процессов, допущение о мгновенном переходе к установившемуся электромагнитному режиму в цепях статора и в сети, дает возможность заменить соответствующие дифференциальные уравнения алгебраическими, что значительно упрощает решение.

Большое значение при анализе электро- и гидромеханических процессов имеет представление других элементов электрической системы, и в частности нагрузок, регуляторов возбуждения и т.д. Поскольку многочисленные элементы большой системы являются, разнообразными по своему типу, а их состояние и характеристики в каждый момент не известны достаточно точно, они учитываются приближенно или должны рассматриваться статически. Большинство нагрузок обычно представляется постоянными комплексными сопротивлениями, однако нагрузки, расположенные близко от места возмущения, необходимо учитывать более точно с помощью динамических и статических характеристик [79-80]. Представление систем регулирования возбуждения синхронных машин допускает различные степени детализации и охватывает все основные типы регуляторов [75]. Такие модели отражают действие различных типов машинных и статических возбудителей, используемых в системах возбуждения [78].

Анализ математических моделей, применяемых для решения задач динамики, показывает, что целесообразная сложность модели, представляющей тот или иной элемент системы, может сильно изменяться в зависимости от его расположения, характера рассматриваемого возмущения и ряда других факторов. Выбор используемого в каждом отдельном случае типа модели составляет основную часть процесса построения исходной модели и оказывает значительное влияние на успешное решение задачи в целом [78].

5.4.4. Регуляторы возбуждения синхронной машины

Синхронные машины (СМ) насосных станций снабжаются автоматическими регуляторами возбуждения, поэтому необходимо привести уравнения регулятора.

Величина напряжения на выходе возбудителя (E_{qe}) является управляющей координатой, т. е. величиной, изменением которой регулируется режим СМ, в частности, напряжение на клеммах статора. Изменение E_{qe} осуществляется системой автоматического регулирования возбуждения, состоящей в простейшем случае из возбудителя и регулятора возбуждения. Величина E_{qe} определяется приложенным на вход возбудителя напряжением v , которое зависит от действия регулятора возбуждения.

Напряжение E_{qe} которое подается на кольца ротора, связано с v следующим дифференциальным уравнением:

$$T_e dE_{qe}/dt = E_{q0} - E_{qe} + v, \text{ причем } E_{qemin} \leq E_{qe} \leq E_{qemax} \quad (5.30)$$

где, T_e – постоянная времени возбудителя, E_{q0} – стационарное значение напряжения на кольцах ротора, которое определяется уставкой возбудителя. Неравенства характеризуют ограничения по напряжению возбудителя.

На вход возбудителя подается сигнал от регулятора возбуждения. Этот сигнал связан с входным сигналом e уравнением:

$$T_p dv/dt = e - v \quad (5.31)$$

в котором T_p – постоянная времени регулятора. Входной сигнал регулятора возбуждения зависит от вида регулирования и в общем виде (с учетом ограничений) может быть записан так:

$$e = K_{0\Pi}(\Pi_0 - \Pi_t) + K_{1\Pi} \frac{d\Pi}{dt} + K_{2\Pi} \frac{d^2\Pi}{dt^2}, \quad (5.32)$$

где, Π_0 , Π – параметры соответственно нормального и текущего режимов, по которым осуществляется регулирование возбуждения синхронного двигателя, $K_{0\Pi}$, $K_{1\Pi}$, $K_{2\Pi}$ – коэффициенты регулирования режимных параметров по каналам отклонения АРВ, первой и второй производной, соответственно. В данном выражении постоянные времена измерительного, преобразовательного и усилительного элементов АРВ не учтены.

Например, для АРВ пропорционального типа, в котором регулирование напряжения на шинах машины осуществляется по пропорциональному закону, значение определяется по соотношению:

$$e = K_{0U}(U_0 - U_t), \text{ причем } e_{min} \leq e \leq e_{max}; \quad (5.33)$$

где, U_0 , U_t – напряжения на шинах машины в нормальном и текущем режиме.

При анализе динамической устойчивости сложной ЭЭС точность и описание других элементов электрической системы, и, в частности нагрузок, регуляторов возбуждения СМ, частота вращения турбин, а также регулирующих устройств линий электропередачи, должна быть адекватной поставленной задаче исследований.

Пример. На шинах насосного агрегата с синхронным двигателем происходит кратковременное повышение напряжения на 5%. Нагрузку насоса считать постоянной. На основе уравнения движения ротора синхронного двигателя (5.28), рассчитать переходный процесс для системы «синхронный двигатель – электрическая сеть», при следующих условиях и параметрах: в исходном режиме мощность двигателя и нагрузка насоса равны: $P_{дв} = P_{нас} = 0,5$ о.е., угол нагрузки двигателя $\delta_0 = 30^\circ$, коэффициент демпфирования равен $P_d = 0,05$ о.е., постоянная инерции агрегата $T_{JAГ} = 10$ с, индуктивное сопротивление синхрон-

ного двигателя по продольной $X_d = 1,5$ о.е., по поперечной оси $X_q = 0,9$ о.е., индуктивное сопротивление сети (трансформатора и линии) $X_c = 0,3$ о.е.

На рис.5.2 приведены соответствующие характеристики изменения угла нагрузки и его производной, рассчитанные на основе MATLAB.

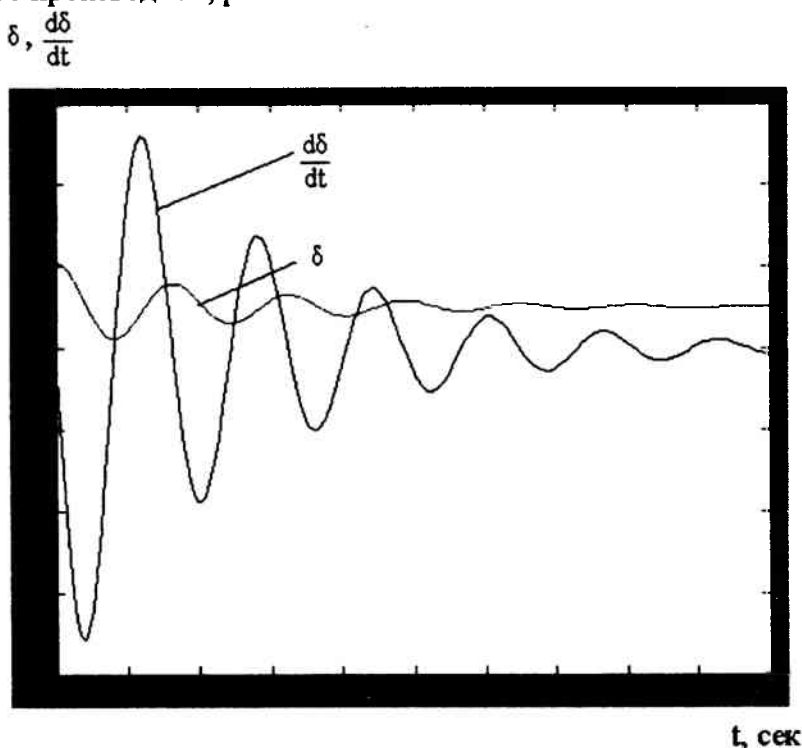


Рис. 5.2. Переходный процесс при повышении напряжения на 5% на шинах насосной станции

При принятых условиях ($P_{\text{НАС}} = \text{ПОСТ}$), переходный процесс развивается только под действием электромагнитного момента двигателя и новый режим устанавливается при новом значении угла нагрузки, соответствующего новому режиму, при котором обеспечивается баланс мощностей на валу агрегата. Переходный процесс заканчивается достаточно быстро, и новый режим устанавливается примерно при угле $\delta_0 = 16^\circ$. Для учета влияния насоса, должны быть приведены и решены уравнения движения колеса насоса, что является предметом исследований в гл. 6.

5.5. Обобщенные уравнения системы

«трубопровод – насос – электродвигатель – электрическая сеть»

Необходимо составить объединенную систему уравнений, учитывающую взаимовлияние элементов, которая позволит проанализировать различные режимы, возникающие в исследуемой системе, и определить влияние на них изменения параметров режима и элементов. Основу этой системы составляют рассмотренные выше уравнения отдельных элементов или парных исследуемой электро- и гидромеханической системы.

Сведем эти уравнения в общую систему, в которую входят:

- уравнения движения несжимаемой жидкости в трубопроводе:

$$H_i - H_{i-1} + l_0 L_{yч} \frac{dQ_i}{dt} + r_0 L_{yч} Q|Q| = 0, \quad (5.34)$$

$$\frac{dH_i}{dt} + c_0 \frac{1}{L_{yч}} (Q_i - Q_{i-1}) = 0$$

- уравнения движения агрегата, включающий насос и электрический привод. В случае синхронного двигателя:

$$T_{JC} \frac{d^2 \delta}{dt^2} = M_{ДВ} - M_{МЭХ} \quad (5.35)$$

или в случае асинхронного двигателя:

$$T_{JA} \frac{ds}{dt} = M_{ДВ} - M_{МЭХ}, \quad (5.36)$$

где,

$$M_{МЭХ} = M_{\Gamma} + M_{ТР}, \quad (5.37)$$

- уравнения электрических моментов двигателя насоса:

- синхронного:

$$M_{ДВ} = \frac{E_q U_c}{X_{d\Sigma}} \sin \delta + \frac{U^2}{2} \frac{(X_d - X_q)}{X_{d\Sigma} X_{q\Sigma}} \sin 2\delta, \quad (5.38)$$

- асинхронного, если в качестве привода используется такого рода маши-

$$на: \quad M_{ДВ} = M_{ДВ}^M \frac{2(1 + s_{kp})}{\frac{s}{s_{kp}} + \frac{s_{kp}}{s} + 2s_{kp}}, \quad (5.39)$$

или их разновидность.

Гидравлический момент насоса определяется по формуле:

$$M_{МЭХ} = M_{\Gamma} - M_{ТР}, \quad M_{\Gamma} = \frac{\rho \eta Q H}{\omega}, \quad (5.40)$$

а момент трения агрегата при его вращении принимается равным:

$$M_{ТР} = (0,03 - 0,07) M_{\Gamma} \text{sign}(n); \quad (5.41)$$

- уравнения регуляторов возбуждения синхронного двигателя:

$$T_e \frac{dE_{qe}}{dt} = E_{q0} - E_{qe} + v, \\ T_p \frac{dv}{dt} = e - v, \quad (5.42)$$

$$e = \sum_1^m (K_{0\Pi} \Pi_i + K_{1\Pi} \frac{d\Pi_i}{dt} + K_{2\Pi} \frac{d^2 \Pi_i}{dt^2}),$$

причем $e_{\min} \leq e \leq e_{\max}$.

В системе уравнений (5.42) $\Pi_1 \dots \Pi_m$ – параметры режима, по которым осуществляется регулирование возбуждения синхронного двигателя, $K_{0\Pi}$, $K_{1\Pi}$, $K_{2\Pi}$ – коэффициенты усиления автоматического регулирования возбуждения,

соответственно, по каналам отклонения, первой и второй производной регулируемых параметров режима.

В последнем уравнении (5.42) m показывает количество параметров режима (например, угол нагрузки, ток, частота и т.д.), по которым осуществляется регулирование возбуждения машины. Если регулирование возбуждения синхронного двигателя осуществляется только по отклонению напряжения, то уравнение e имеет вид:

$$e = K_{0U}(U_0 - U_t), \quad (5.43)$$

где, U_0 , U_t – напряжение на шинах двигателя в нормальном режиме и в момент измерения.

Электрическая сеть – трансформаторы, линии электропередачи, как обычно, учитываются индуктивными сопротивлениями.

Очевидно, что для решения приведенных уравнений используются соответствующие математические выражения из предыдущих параграфов, связывающие между собой параметры режима. К ним относятся выражения, связывающие величину момента с расходом и напором насоса. А величины активной и реактивной мощностей синхронного двигателя связываются с напряжением на шинах и э.д.с. возбуждения (с учетом параметров регулятора возбуждения синхронного двигателя) и т.д.

Приведенная система уравнений позволяет исследовать переходный режим насосного агрегата при различных аварийных и эксплуатационных режимах: при изменении напряжения на шинах, аварийном отключении синхронного двигателя, авариях, связанных с насосом или в трубопроводе и т.д.

6. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ, СОДЕРЖАЩЕЙ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

6.1. Анализ переходных процессов в энергосистемах с гидроэнергетическими установками

Опыт эксплуатации гидроэнергетических установок (ГЭУ) показывает, что наибольшее число аварий основного и вспомогательного оборудования происходит при маневрировании, пусках и остановках агрегатов, т.е. при переходных процессах. Продолжительность переходных процессов обусловлена параметрами оборудования и сооружения, компоновочными особенностями агрегатного блока, условиями работы в энергетических и водохозяйственных системах.

Переходные процессы характеризуются значительным увеличением динамических нагрузок на элементы оборудования и строительных конструкций. Увеличение динамических нагрузок в переходных режимах работы при качественно собранном и исправном оборудовании обусловлено в первую очередь повышенной интенсивностью пульсаций давления на стенки проточной части гидросооружений.

Развитие исследований переходных процессов в гидроэнергетических установках до последнего времени осуществлялось по двум основным направлениям, а именно: изучение гидромеханических процессов в водоводах и гидромашине, изучение электромеханических процессов в гидрогенераторе и в энергосистеме. Совместному исследованию этих составляющих единого процесса уделялась мало внимания, за исключением работ [24, 25], в которых данный вопрос существенно затронут.

Следует отметить, что вибрация оборудования значительно возрастает при увеличении интенсивности пульсации гидродинамического давления на стенках проточного тракта гидроагрегата, что может привести к катастрофическим последствиям. При этом максимальные значения вибрации параметров зачастую превышают допустимые, установленные по нормам. Такой процесс наблюдался при аварии на Саяно-Шушенской ГЭС [102].

Насосные станции, как и другие гидроэнергетические объекты (ГЭС, ГАЭС) могут работать как в установившихся, так и в переходных режимах. При работе в установившемся режиме все основные энергетические и гидравлические параметры поддерживаются постоянными. Обеспечиваются следующие условия: расход $Q = \text{const}$, напор $H = \text{const}$, частота вращения $n = \text{const}$, мощность $N = \text{const}$.

Переходные процессы подразделяются на нормальные эксплуатационные, которые возникают согласно графику работы станции, например, многократные изменения режима работы насосной станции за определенное время (за сутки, в течение часа), в соответствии с режимом орошения, аварийные переходные процессы, связанные с внезапным отключением питания насоса и т.д. [58].

Продолжительность нормальных эксплуатационных переходных процессов обусловлена параметрами оборудования и сооружений насосной станции, усло-

виями ее работы в энергетической и водохозяйственной системах и в конце переходного процесса значения параметров режима всегда стремятся к номинальным.

Аварийные переходные процессы происходят при заклинивании лопастей рабочего колеса насоса, внезапном отключении агрегатов от энергосистемы, что приводит к потере привода насосной станции и т.д. При этом наблюдается существенное изменение режима работы оборудования, так как происходят отклонения от номинальных значения электромагнитных, механических и гидравлических параметров силовых элементов насосной станции. Устанавливаемые в конце процесса значения параметров режима могут отличаться от номинальных.

Переходные процессы являются наиболее опасными для оборудования и сооружений, если брать за основу установившиеся; поэтому должны учитываться при проектировании и эксплуатации. Переходные процессы могут в значительной степени влиять на выбор основного и вспомогательного оборудования, конструкцию и параметры водопроводящих сооружений. Необходимо производить оптимизацию параметров насосной станции с одновременным учетом переходных процессов, возникающих при нормальной эксплуатации и при прогнозируемых аварийных режимах. Длительное время переходного процесса может явиться причиной недопустимого нагрева обмоток агрегатов НС, поэтому следует проверять их на нагрев при пуске, а в необходимых случаях устанавливать двигатели повышенной мощности.

При аварийном отключении агрегатов насосной станции от электросети насосы переходят в турбинный режим работы. При этом может оказаться, что угонная частота вращения в турбинном режиме существенно превысит допустимую частоту по условиям крепления обмоток ротора или прочности отдельных узлов насоса.

Переходные процессы могут вызвать также значительные динамические нагрузки на элементы проточной части насосных агрегатов и сооружений. Они, как правило, сопровождаются пульсациями гидродинамического давления и усилий в элементах гидромашин, повышенной вибраций узлов оборудования и строительной части сооружения. При этом возможны резонансные явления. В этом случае необходимо предусматривать специальные тормозные устройства или установку специальных быстродействующих затворов [1,11].

Для проведения расчетов необходима обширная исходная информация: по электродвигателю - мощность, номинальная частота вращения, момент инерции, напряжение в сети, эквивалентные сопротивления обмоток якоря, активное сопротивление рассеяния статора, активные сопротивления продольного и поперечного демпферных контуров, активное сопротивление обмотки возбуждения и основные параметры автоматического регулирования возбуждения:

- по внешней сети - активное и индуктивное сопротивление;
- по гидромашине - диаметр рабочего колеса и его четырехквadrантная характеристика;
- по водопроводящему тракту - отметки бьефов, а также начальной, конечной и характерных точек водовода.

Задаются также следующие показатели: число параллельно работающих водоводов, число насосов, работающих на водовод, гидравлические сопротивления водовода или его частей, отметки уровней воды в источнике и напорном бассейне и вид присоединения водовода к напорному бассейну.

Следует подчеркнуть, что расчеты гидравлических ударов в водоводах требуют высокой точности их выполнения, а также точного задания граничных и начальных условий [91].

Методики расчета гидравлического удара в водоводах предполагают установление взаимосвязи электромеханических, механических и гидравлических процессов.

Переходные процессы в водоводах гидроэнергетического объекта могут сопровождаться не только разрывом сплошности потока, но и значительными гидравлическими ударами без разрыва сплошности. Напор в трубопроводе НС при гидравлическом ударе может достичь значения

$$H = \frac{c_v v_0}{g} + 3H_{\text{СТ}} , \quad (6.1)$$

где, $H_{\text{СТ}}$ - статический (геометрический) напор; c_v - скорость распространения ударной волны; v_0 - начальная скорость движения воды в трубопроводе.

При выборе параметров водоводов и оборудования насосной станции необходимо моделировать переходный процесс и гидравлический удар с целью выявления параметров их протекания для принятия специальных мер, предотвращающих разрыв сплошности потока и для резкого снижения величины гидравлического удара.

При изменении режимов работы насосных станций в их элементах возникают гидромеханические переходные процессы. По частоте повторения и месту, занимаемому в рабочем процессе станции, их можно разделить на основные и особые [11, 24, 46, 58, 68].

Основные переходные процессы – «нормальный» пуск насосного агрегата; открытие и закрытие затвора; изменение подачи насоса с помощью разворота лопастей рабочего колеса или изменение частоты вращения агрегата; «нормальная» остановка агрегата. Эти операции являются необходимой частью рабочего процесса станции и повторяются каждый раз при необходимости изменения режима ее работы.

К особым переходным процессам относится работа насоса в неустойчивой зоне характеристики, в так называемом режиме «седла» или «помпаж»; при «потере привода» – отключении двигателя насоса от сети без отключения напорного водовода от верхнего бьефа; пуск насоса при закрытом клапане срыва вакуума в сифонном водовыпуске и т.д. Указанные режимы не являются обязательными при эксплуатации насосной станции, однако они встречаются вследствие гидравлического удара при пуске насоса, ухудшении действительных характеристик насосов вследствие неисправностей, возникающих в энергосистеме и непосредственно на насосной станции; ошибок эксплуатационного персонала и, наконец, из-за недоучета возможных колебаний нижнего бьефа насосной станции.

Пульсации давления в проточном тракте, нагрузки, воспринимаемые гидромеханическим оборудованием и элементами конструкций насосных станций, напряжения и вибрации, возникающие в них при переходных процессах, значительно превосходят их средние значения в рабочих режимах и, несмотря на кратковременность их приложения, являются определяющими при расчете на прочность элементов насосных станций.

Характер протекания переходных процессов определяется составом и компоновкой сооружений насосной станции, действующим напором, конструкцией и характеристиками установленных насосов, конструкцией и местом установки затворов.

Многообразие компоновок насосных станций и напорных трубопроводов гидротехнических систем по этим признакам можно разделить на следующие основные группы:

- насосные станции с индивидуальными для каждого насоса напорными водоводами и сифонными водовыпусками;
- низконапорные насосные станции с короткими индивидуальными напорными водоводами с затворами на водовыпуске;
- насосные станции с общими для нескольких агрегатов напорными водоводами или длинными водоводами, не опоражниваемыми после остановки агрегата.

В процессе пуска насосный агрегат проходит ряд последовательных этапов:

- трогание из состояния покоя, набор синхронной частоты вращения и синхронизация;
- увеличение напора при заполнении трубопровода при синхронных оборотах;
- работа при повышенном напоре до срабатывания запорных устройств;
- выход на расчетный режим.

Характерной особенностью осевых насосов является увеличение гидродинамического момента на валу с увеличением напора, поэтому для облегчения условий работы двигателя пуск насосов производится, как правило, на предварительно опорожненный от воды трубопровод. Исключения составляют насосные станции систем охлаждения конденсаторов ТЭС и АЭС, в которых допускается увеличение пускового момента вследствие большой длины напорных водоводов [24, 68].

Нормальная остановка насосного агрегата осуществляется отключением насосного агрегата от сети с отделением напорного трубопровода от верхнего бьефа. В насосных станциях с сифонными водовыпусками или затворами на конце индивидуальных водоводов это отделение может производиться заблаговременно, одновременно с отключением насоса или с некоторой задержкой. Вода из напорного водовода стекает в процессе остановки через погружные насосы в нижний бьеф. Отсутствие запорных устройств у насоса делает режим остановки наиболее неблагоприятным из нормальных переходных режимов работы агрегата, поскольку опорожнение трубопровода вызывает вращение насосного агрегата в обратную сторону, сопровождающееся значительными динамическими нагрузками.

В насосных станциях с длинными, лежащими полого водоводами, их опорожнение может затянуться настолько, что будет представлять опасность для прочности насоса. В таких компоновках для облегчения остановки предусматривают специальную арматуру (обратные клапаны, дисковые затворы), предотвращающую слив воды из трубопровода. Обратные клапаны закрываются при смене направления движения воды, их закрытие сопровождается гид-

равлическим ударом, требующим увеличения прочности напорного трубопровода.

В общем случае в процессе остановки агрегат может проходить следующие этапы:

- повышение напора при срыве вакуума в сифоне или закрытии затвора;
- отключение двигателя от сети и снижение частоты вращения в тормозном насосном режиме до момента смены направления движения воды;
- режим противотока, в котором при насосном направлении вращения насоса поток движется из напорной на всасывающую сторону насоса. Этот режим заканчивается остановкой насоса и реверсом направления его вращения;
- турбинный режим, в котором насос раскручивается в обратную сторону до наступления соответствия частоты вращения напору;
- разгонный режим;
- тормозной турбинный режим, заканчивающийся при стекании воды из напорного трубопровода или закрытии обратного клапана;
- обратный насосный режим, в котором происходит подача воды в нижний бьеф и полная остановка насоса.

Потеря привода насоса происходит при отключении электродвигателя насоса от сети без отделения трубопровода от верхнего бьефа. Насос может вращаться с разгонной частотой вращения в обратном направлении до сработки верхнего бьефа. Динамические нагрузки при этом столь велики, что после разгона рекомендуется проводить ревизию агрегата. Пуск на закрытый клапан срыва вакуума на сифонном водовыпуске может происходить при отказе системы автоматики или преждевременном его закрытии.

6.2. Особенности расчета гидравлического удара

Пульсации давления на рабочих частотах насосных агрегатов, вибрации, переходные процессы (переключения, включения, отключения насосов), гидроудары, неизбежно возникающие при эксплуатации гидросистем, усиливают механизмы их деградации, многократно ускоряют скорость внутренних коррозионных процессов, способствуют накоплению усталостных характеристик материала в местах концентрации напряжений (сварные швы, задиры и т.п.) и являются основным фоном при возникновении аварийных ситуаций. Более 70% всех аварий и инцидентов происходит по причине гидродинамических процессов [3, 46].

Возникновение и высокоскоростное распространение волн повышенного давления, в несколько раз превышающего рабочее давление, часто носит характер гидравлического удара. В результате возникновения гидравлического удара, как правило, происходит разрывы в наиболее ослабленных местах трубопроводной системы, которая вследствие износа неспособна выдержать динамические нагрузки ударного характера.

Скорость распространения волн гидравлического удара в стальных трубопроводах около 1000 м/с, а изменение скорости течения на 1 м/с вызывает изменение давления примерно на 9,0 атм. [3].

Необходимость считаться с разрушительной силой гидравлического удара в трубопроводах, транспортирующих жидкости (нефть, нефтепродукты, воду и т.п.), выражается в том, что в подобных трубопроводах (в отличие от газопроводов) никогда не устанавливаются краны, быстро перекрывающие сечение трубопровода, а наоборот, применяют вентильные задвижки, дающие медленное перекрытие сечения и обеспечивающие безопасную остановку потока жидкости. Более того, в ряде случаев применяют специальные устройства, призванные защитить трубопровод от последствий гидравлического удара. Например, в нефтепроводе, на линиях всасывания перекачивающих станций устанавливают гасители гидравлического удара на случай, если станция внезапно отключится и давление перед ней начнет повышаться [3]. Принцип действия гасителей гидравлического удара состоит в отводе части жидкости из трубопровода в специальный резервуар для снижения давления при его нарастании.

. Установлено [63,91,95], что в реальных (сложных) гидросистемах специфика переходных процессов определяется многократным наложением отраженных волн давления от конструктивных неоднородностей системы и трансформацией при их прохождении по длине трубопроводов.

Гидравлический удар в насосах может быть вызван различными причинами, однако особое внимание заслуживают удары, наблюдаемые при работе насоса в кавитационном режиме. Удар в этом случае обусловлен тем, что при соединении не заполненной жидкостью вследствие ее кавитации рабочей камеры насоса с нагнетательной линией гидросистемы (с выходной линией насоса), возникает обратный поток жидкости в эту камеру, сопровождаемый ударными процессами давления в ней. Поскольку при этом возможны (вследствие высоких перепадов давления между нагнетательной линией и рабочей камерой) большие скорости обратного потока жидкости, ударные забросы давления в камерах насоса могут достигать значений, способных вывести насос из строя [46].

Кроме того, волна повышенного ударного давления, возникающая при гидравлическом ударе в насосе, может вызвать значительные забросы давления, и быть причиной шума и выхода из строя различной гидроаппаратуры.

На переходные процессы оказывают влияние большое количество факторов, например, наличие в трубах растворенного в жидкости воздуха, деформационная податливость стенок труб и другие явления. В частности, было установлено, что на характер нестационарных процессов в трубопроводных системах кардинальное влияние оказывают кавитационные разрывы сплошности жидкости, которые могут возникать в любой точке системы при падении давления ниже величины давления насыщенных паров жидкости. В последнее время в связи с частыми отключениями электроэнергии участились случаи возникновения гидроударов, поэтому более острой становится потребность в защите от них.

Определение характера переходного процесса и значений параметров режима можно проводить на основе уравнений (4.70) и (4.71).

Рассмотрим возможность появления гидравлического удара в насосных станциях орошения Узбекистана, в которых, как правило, установлены длинные трубопроводы. В частности, изучим этот вопрос на примере насосной станции орошения Хамза-2.

На станции орошения Хамза-2 установлены 10 агрегатов мощностью 12500 КВт каждый, с подачей $15 \text{ м}^3/\text{с}$, напором $H_0 = 55 \text{ м}$, диаметром напорного трубопровода 4,24 м, длиной $L = 1500 \text{ м}$, и скоростью подачи $v_0 = 2 \text{ м/с}$. Можно определить возможность появления удара, его параметры и характер переходного процесса при ударе, в различных участках трубопровода. Задачу решим на основе программного комплекса MATLAB и формул (4.70-4.71) при $n=3$. Результаты расчета приведены на рис. 6.1А, 6.1Б и 6.2.

Различие в приведенных характеристиках объясняется прежде всего длиной трубопровода, его диаметром и режимными параметрами – скоростью жидкости и напором.

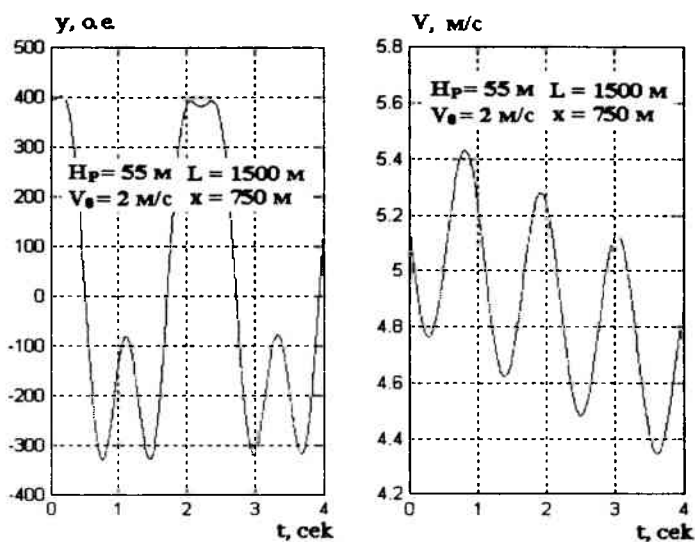


Рис. 6.1А. Влияние длины трубопровода на изменения напора и скорости при гидравлическом ударе, произошедшем при мгновенном закрытии запорной арматуры за насосом ($x = 750 \text{ м}$)

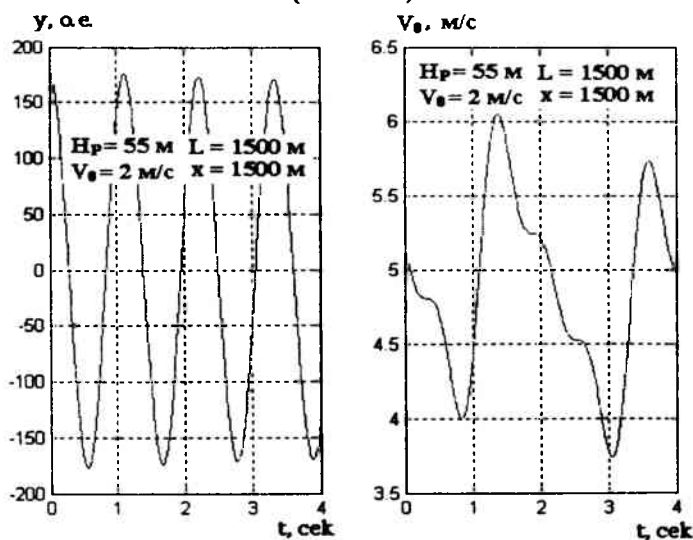


Рис. 6.1Б. Влияние длины трубопровода на изменения напора и скорости при гидравлическом ударе, произошедшего при мгновенном закрытии запорной арматуры за насосом ($x = 1500 \text{ м}$)

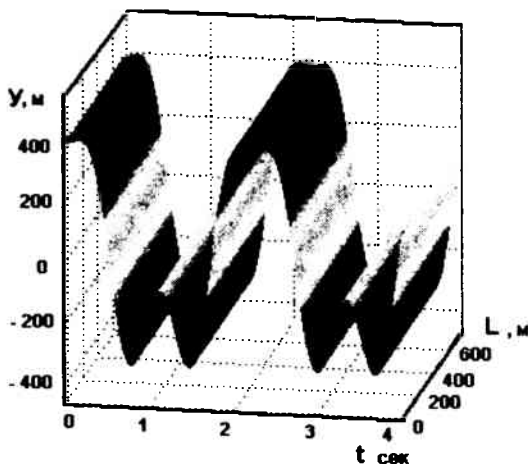


Рис. 6.2. Объемная характеристика изменения напора ($x = 750$ м) при гидравлическом ударе при мгновенном закрытии запорной арматуры за насосом

Переходные процессы в трубопроводах возникают чаще всего при включении и выключении насосов, а также при открытии и закрытии задвижек. Гидравлический удар является следствием быстрого выполнения одного или нескольких перечисленных действий и может усугубляться наличием воздуха в трубопроводах.

6.3. Уравнения системы «трубопровод - верхний бьеф»

Гидравлический переходный процесс с учетом упругости воды и стенок напорных трубопроводов описывается уравнениями гидравлического удара.

Для расчета гидромеханических переходных процессов, в том числе гидравлического удара с учетом упругих свойств водопроводящей системы можно использовать дифференциальные уравнения гиперболического типа первого порядка в частных производных, имеющих вид [24, 25, 91]:

- уравнение движения жидкости:

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{fg} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\lambda}{2Df^2g} Q|Q| = 0; \quad (6.2)$$

- уравнение неразрывности:

$$\frac{1}{f} \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{g}{c^2} \frac{\partial H}{\partial t} = 0. \quad (6.3)$$

Эти уравнения должны быть дополнены выражением скорости c распространения ударной волны через упругие свойства водопроводящей системы и воды.

В результате преобразований уравнений (6.2-6.3), получены система уравнений, приближенно позволяющая исследовать колебаний водных масс в системе «трубопровод - верхний бьеф», имеющие следующий вид [24]:

- уравнения неустановившегося движения:

$$\frac{L}{g} \frac{dv}{dt} = z - \frac{\lambda L \pi^{0.5}}{4gf^{0.5}} v|v|; \quad (6.4)$$

- уравнение неразрывности:

$$F \frac{dz}{dt} = vf - Q; \quad (6.5)$$

- уравнение напора:

$$H = H_{CT} + z - \frac{\lambda L \pi^{0.5}}{4 g f^{0.5}} v |v| + \frac{L}{g} \frac{dv}{dt}; \quad (6.6)$$

- уравнение мощности насоса:

$$N(t) = 9.81 H Q, \quad (6.7)$$

где, v – скорость движения воды в трубопроводе; L – длина напорного трубопровода; Q – расход воды в одиночном трубопроводе; H_{CT} – статический напор; F, f – площади поперечного сечения уравнивающего резервуара и трубопровода (в работе примем $F=f$); z – уровень воды относительно плоскости сравнения (верхний бьеф); λ – коэффициент гидравлического трения; g – ускорение свободного падения; t – время.

Приведем систему уравнений (6.4-6.7) к форме Коши:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{L} z - \frac{\lambda L \pi^{0.5}}{4 f^{0.5}} v |v|; \quad (6.8)$$

$$\frac{dz}{dt} = -\frac{f}{F} v + \frac{Q}{F}; \quad (6.9)$$

$$N(t) = 9.81 H Q, \quad Q = Q(t), \quad H = H(t), \quad (6.10)$$

которая позволяет исследовать переходный процесс в рассматриваемой системе.

На рис. 6.3. приведены результаты моделирования переходных процессов в системе «трубопровод - верхний бьеф», из которых видно, что уменьшение длины трубопровода приводит к увеличению частоты колебаний и амплитуды колебаний водной массы. Переходный процесс продолжается около 200 сек., причем с уменьшением длины трубопровода кратность увеличения напора и скорости возрастает.

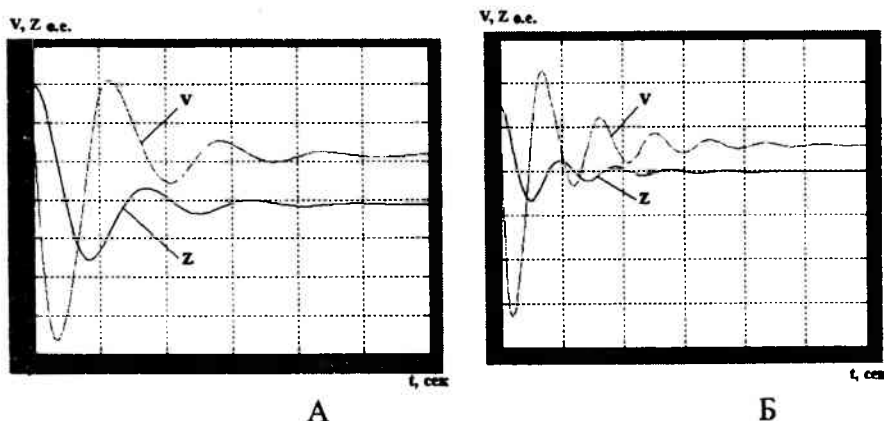


Рис. 6.3. Переходные гидромеханические процессы для тракта «трубопровод - верхний бьеф». Расчеты проведены при следующих параметрах: $H_1 = 55$ м, $g = 9.81$ м/сек², $\lambda = 0.02$, $F = f = 13$ м², А) $L = 1500$ м, Б) $L = 500$ м

Завершая раздел о гидравлических расчетах переходных процессов, отметим, что в результате математического моделирования удастся установить параметры, соответствующие режимам работы насосных станций. Получаемые результаты могут быть использованы для обоснования конструкций элементов водопроводящего тракта, а также в технико-экономических расчетах, например, при обосновании параметров насосных станций на последующих стадиях их проектирования и развития.

Кроме того, выявленные параметры являются исходной информацией для исследования переходных процессов в электрических системах, содержащих гидроэнергетические установки.

6.4. Переходные процессы при внезапных коммутациях синхронного двигателя

Внезапные включения и отключения электродвигателя насосного агрегата (так называемая потеря привода) возникают в результате коротких замыканий в роторных, статорных контурах машины или в энергосистеме, вблизи шин насосной станции и являются аварийными процессами [11, 24, 46, 63].

Главная особенность процессов при этом состоит в том, что они протекают при изменяющейся частоте вращения агрегата, приводящей к колебаниям электромагнитных и гидромеханических параметров. При этом момент сопротивления электрической машины обычно принимается равным нулю (фактически имеется момент сопротивления за счет вентиляционных потерь, особенно при повышении частоты вращения, но он невелик; это дает некоторый запас при определении максимального повышения частоты).

Основной задачей расчетов переходных процессов является определение отклонения частоты вращения и изменения давления в проточном тракте, включающем напорные водоводы (гидравлический удар), т.е. определение так называемых гарантий регулирования, которые нормируются [11, 24].

Расчеты переходных процессов выполняются на базе расходных и моментных характеристик насоса, трубопровода, с учетом уравнения движения ротора насосного агрегата.

Как правило [11, 24, 25], в периоды, когда гидроагрегат не работает в генераторном или насосном режиме, часто предусматривается его использование в режиме синхронного компенсатора для выработки реактивной мощности. При этом с целью снижения потребления активной мощности осуществляется отжим воды из полости рабочего колеса сжатым воздухом. Поскольку при работе в режиме синхронного компенсатора гидроагрегат включен в сеть, имеется возможность перейти из этого режима очень быстро (за 10–15 с) в штатный режим – насосный, с полной нагрузкой в зависимости от направления вращения агрегата. В этом случае насосный агрегат с синхронным двигателем превращается в активный регулятор энергосистемы, так как участвует в регулировании основного параметра электрической системы – напряжения.

Основными результатами расчета являются значения гидравлического удара и частоты вращения. Обычно оба эти параметра нормируются техниче-

скими условиями на гидросиловое оборудование в качестве так называемых гарантий регулирования.

После отключения от сети синхронного двигателя развиваемый им электромагнитный момент сразу уменьшается до нуля и частота вращения резко снижается.

Рассмотрим сначала ход процесса, если открытие сохраняется неизменным [24, 25]. После отключения синхронного двигателя, частота вращения снижается до нуля, а направление вращения меняется на турбинное и возрастает до достижения разгонной частоты. Поскольку со снижением частоты вращения развиваемый рабочим колесом напор резко уменьшается, то, соответственно, уменьшается и расход, и через некоторое время после отключения расход равен нулю и направление меняется на турбинное. Большое практическое значение имеет изменение ударного давления. После отключения и снижения расхода давление в камере резко уменьшается, возникает отрицательный гидравлический удар.

Изменение частоты вращения гидроагрегата связано с изменением момента на валу, который после отключения также быстро уменьшается. Далее, с увеличением частоты вращения в турбинном направлении, момент опять возрастает и, по мере приближения к стационарной разгонной частоте, вновь снижается до нуля (без учета сил сопротивления).

Если после отключения от сети системой автоматического регулирования осуществляется закрытие направляющего аппарата, то ход процесса несколько меняется. После отключения от сети момент на валу резко снижается, а затем при изменении направления вращения на турбинное возрастает и далее, при входе в разгонный режим, снижается до нуля. Расход устанавливается равным расходу холостого хода. Если требуется повторно включить гидроагрегат в насосный режим, то гидроагрегат отключается и после этого осуществляется его пуск [24, 25].

Важным является способ вывода агрегата из разгона. Для этой цели предусматривается установка золотника аварийного закрытия, который соединяет полость закрытия сервомотора направляющего аппарата напрямую с баком маслонапорной установки и противоположную полость сервомотора со сборным баком. При этом можно установить определенное время закрытия, которое берется большим, чем время хода сервомотора при нормальных условиях работы.

Другим способом вывода гидроагрегата из разгона служит использование затворов.

В результате подобного воздействия изменяется мощность, а увеличивающийся расход вызывает гидравлический удар в напорных водоводах и проточном тракте гидромашин, который приводит к временному падению напора турбины. Здесь важно отметить, что гидравлический удар всегда действует в направлении, противоположном воздействию открытия, что приводит к отставанию изменения мощности, т.е. к снижению быстродействия регулирования.

Рассмотрим зависимости, позволяющие определять изменение частоты вращения. Для рассматриваемого случая уравнение движения вращающихся масс гидроагрегата имеет вид:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{СД}} - M_{\text{НАС}}, \quad (6.11)$$

где, J - момент инерции вращающихся частей, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; ω - угловая частота вращения машины, с^{-1} . В практических расчетах вместо J обычно используют значение махового момента GD^2 :

$$J = GD^2/4. \quad (6.12)$$

Угловая частота вращения ω выражается через частоту вращения n , об/мин:

$$\omega = 2\pi n/60. \quad (6.13)$$

Подставив (6.12) и (6.13) в (6.11), получаем

$$\frac{GD^2}{38.2} \frac{dn}{dt} = M_{\text{СД}} - M_{\text{НАС}}, \quad (6.14)$$

где, $M_{\text{СД}}$, $M_{\text{НАС}}$ - моменты электрической и гидравлической машин агрегата.

Уравнение элементов и их параметров, в том числе уравнения вращения обычно представляют в безразмерных, относительных переменных:

$$\beta = \frac{n}{n_{\text{НОМ}}}, \quad (6.15)$$

где, n , $n_{\text{НОМ}}$ - текущее и номинальное (синхронное) значения вращения агрегата, β - относительная частота вращения, а относительный момент

$$m = \frac{M}{M_{\text{НОМ}}}, \quad (6.16)$$

где, $M_{\text{НОМ}}$ - номинальное значение момента, соответствующее номинальной мощности $N_{\text{НОМ}}$, кВт, и частоте вращения $n_{\text{НОМ}}$. В относительных переменных уравнение (6.14) преобразуется к виду:

$$T_a \frac{d\beta}{dt} = m_{\text{СД}} - m_{\text{НАС}}, \quad (6.17)$$

где, T_a - постоянная времени или постоянная инерции вращающихся частей гидроагрегата, выражаемая формулой:

$$T_a = \frac{GD^2 n_{\text{НОМ}}}{38,2 M_{\text{НОМ}}} \quad \text{или} \quad T_a = \frac{GD^2 n_{\text{НОМ}}^2}{365000 M_{\text{НОМ}}}, \quad (6.18)$$

причем вторая формула для T_a получена из соотношения между M , N , m , N , кВт, и n , об/мин:

$$M = 9550 N/n. \quad (6.19)$$

Уравнения (5.3) должны быть решены совместно с уравнениями, учитывающие неразрывность и неустановившееся движения потока и тогда общая система уравнений имеет вид:

$$T_a \frac{d\beta}{dt} = m_{\text{СД}} - m_{\text{НАС}}, \quad (6.20)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{L} z - \frac{\lambda L \pi^{0.5}}{4 f^{0.5}} v|v|, \quad (6.21)$$

$$\frac{dz}{dt} = -\frac{f}{F}v + \frac{Q}{F}, \quad (6.22)$$

$$N(t) = 9.81HQ, \quad Q = Q(t), \quad H = H(t). \quad (6.23)$$

На рис. 6.4 проводятся характеристики переходного процесса при внезапном отключении питания насосного агрегата со стороны энергосистемы. Показаны колебания скорости потока воды в трубопроводе, напора и скорости вращения ротора агрегата насосной станции Хамза-2, при длине трубопровода 1500 м, диаметре 4 м, рабочем напоре 55 м и начальной скорости потока 2 м/с.

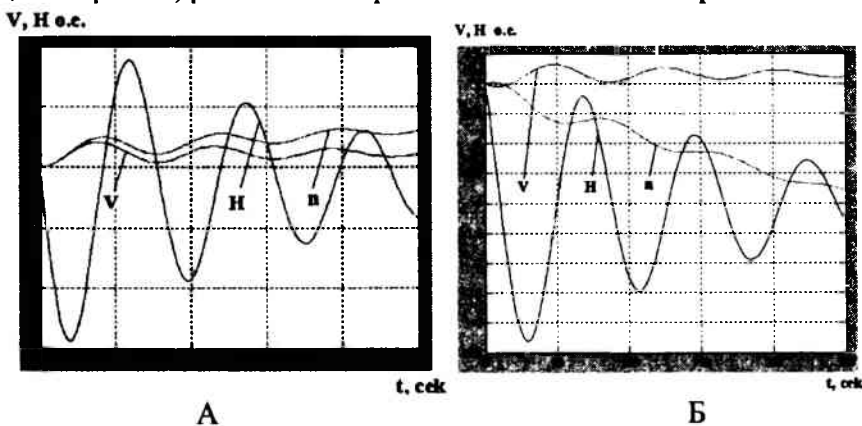


Рис. 6.4. Переходные процессы в системе «трубопровод – верхний бьеф» при внезапном отключении (А) и включении (Б) синхронного двигателя насосной станции в сеть

Анализ показывает, что переходный процесс продолжается около 350 сек., что связано с инерционностью водных масс и длиной трубопровода и хорошо согласуется с реальными процессами, происходящими в эксплуатируемых насосных станциях [24]. Из кривых видно, что возможно возникновение гидравлического удара, как опасного режима для агрегата в целом. Торможение агрегата также происходит по колебательному закону.

Таким образом, процесс внезапного отключения или включения синхронного двигателя вызывает сложный гидромеханический переходный процесс, представляющий опасность не только режимного характера, но и разрушение элементов насосной станции, в виде поломок элементов агрегата или разрыва трубопроводов, который необходимо учесть при проектировании и эксплуатации гидроэнергетических установок [24, 25].

6.5. Общая система уравнений исследуемой системы «трубопровод – насос – электродвигатель – электрическая сеть»

Полученные выше уравнения элементов электрической системы, совместно с уравнениями насосного агрегата и трубопровода, необходимо привести к расчетному виду, с целью их совместного решения. Данные уравнения позволяют провести расчетный анализ изменения различных параметров, и их влияние на режим ЭЭС.

Синхронный двигатель. Начнем с уравнений для синхронной машины. Как известно [75, 80], уравнения (5.28) написаны в относительных единицах, и их можно решать в разных формах (моделях), в зависимости от поставленной задачи.

В случаях необходимости более точного расчета режимов (синхронизация или самосинхронизация синхронного двигателя, влияния вида короткого замыкания и.т.д.), следует пользоваться уравнениями полной модели (5.23) - первого класса точности. Например, режим пуска синхронного двигателя можно исследовать на основе полных уравнений, приведенных к виду:

$$\begin{aligned}\frac{d\psi_d}{dt} &= r i_d - (1 + \frac{d\delta}{dt}) \psi_q + u_d, \\ \frac{d\psi_q}{dt} &= -r i_q + (1 + \frac{d\delta}{dt}) \psi_d - u_q, \\ \frac{d\psi_f}{dt} &= \frac{1}{T_{d0}} u_f - \frac{1}{T_{d0} x_f} (x_f \psi_f + x_{ad} e_{id}), \\ \frac{d\psi_{rd}}{dt} &= \frac{1}{T_{rd} x_{rd}} (x_{ad} e_{id} - x_{rd} \psi_{rd}), \\ \frac{d\psi_{rq}}{dt} &= \frac{1}{T_{rq} x_{rq}} (x_{aq} e_{iq} - x_{rq} \psi_{rq}), \\ \frac{d^2\delta}{dt^2} &= \frac{1}{T_{JA}} (M_{ДВ} - M_{НАС}),\end{aligned}\quad (6.24)$$

где,

$$\begin{aligned}i_f &= \frac{x_f}{x_{fs}} \psi_f - \frac{x_{ad}}{x_{fs}} e_{id}, & i_d &= -\frac{1}{x_s} \psi_d + \frac{1}{x_s} e_{id}, \\ i_q &= \frac{1}{x_s} \psi_q - \frac{1}{x_s} e_{id}, & e_{id} &= \frac{1}{\alpha} (\frac{x_{ad}}{x_s} \psi_d + \frac{x_f}{x_{fs}} \psi_f + \frac{x_{rd}}{x_{rds}} \psi_{rd}), \\ e_{iq} &= \frac{1}{\beta} (\frac{x_{aq}}{x_s} \psi_q + \frac{x_{rq}}{x_{rqs}} \psi_{rq}), & \alpha &= 1 + x_{ad} (\frac{1}{x_s} + \frac{1}{x_{fs}} + \frac{1}{x_{rds}}), \\ & & \beta &= 1 + x_{aq} (\frac{1}{x_s} + \frac{1}{x_{rqs}}).\end{aligned}$$

$$M = \Psi_q I_d - \Psi_d I_q. \quad (6.25)$$

Электромагнитные моменты двигателей могут быть определены и по следующим формулам:

- для синхронного двигателя;

$$M_C = x_{ad} [i_{qC} (i_f + i_{ld}) - i_{dC} i_{lq}] (1 + s_k); \quad (6.26)$$

- для асинхронного;

$$M_A = x_m (i_{qA} i_{dr} - i_{dA} i_{qr}) ((1 + s_k)). \quad (6.27)$$

Для асинхронного двигателя используется также упрощенная формула Клосса [75, 81]:

$$M_{АД} = M_{Д}^м \frac{2(1+s_{кр})}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s} + 2s_{кр}}, \quad (6.28)$$

где, $M_{Д}^м$ – максимальный момент асинхронного двигателя, $s_{кр}$ – критическое скольжение машины.

При расчетах в целях упрощения, как правило, электромагнитный и гидромеханический моменты заменяют соответствующими мощностями, т.е., $M_{ДВ} = P_{ДВ}$ и $M_{НАС} = P_{НАС}$.

Окончательно, обобщенную систему уравнений электро- и гидромеханической системы с учетом ранее приведенных соотношений можем написать в виде:

- уравнение расхода:

$$\frac{dQ}{dt} = (H_{i-1} - H_i - r_0 L_{yч} Q|Q|) / L_{yч}, \quad (6.29)$$

- уравнение напора:

$$\frac{dH}{dt} = -c_0 \frac{1}{L_{yч}} (Q_i - Q_{i-1}), \quad (6.30)$$

- уравнения синхронного двигателя:

$$\frac{d\delta}{dt} = s, \quad (6.31)$$

$$\frac{ds}{dt} = \left(\frac{314}{T_{JC}}\right) (P_{ДВС} - P_{НАС}), \quad (6.32)$$

- уравнение асинхронного двигателя:

$$\frac{ds}{dt} = \left(\frac{1}{T_{JA}}\right) (P_{ДВА} - P_{НАС}), \quad (6.33)$$

- уравнения регулятора возбуждения синхронного двигателя, соответственно:

- переходной э.д.с:

$$\frac{dE_q'}{dt} = \left(\frac{1}{T_{d0}}\right) (E_{qe} - E_q), \quad (6.34)$$

- напряжения на кольцах ротора:

$$\frac{dE_{qe}}{dt} = \left(\frac{1}{T_e}\right) (E_{eq0} - E_{qe} + v), \quad (6.35)$$

- напряжения на входе возбудителя:

$$\frac{dv}{dt} = \left(\frac{1}{T_P}\right) (e - v). \quad (6.36)$$

В приведенных уравнениях обозначения те же, что и ранее использованные в предыдущих главах.

6.5.1. Влияние параметров режима и системы «трубопровод – насос – электродвигатель – электрическая сеть» на переходные процессы

Изменения параметров режима электрической системы и элементов насосной станции существенно влияют на переходные процессы и определяют надежность и устойчивость работы насосного агрегата, как элемента электрической системы. Получаемые результаты могут быть использованы при реконструкции существующих и проектировании новых насосных станций, поэтому переходные процессы рассмотрены для определенного диапазона изменения этих параметров. Рассмотрены процессы при резком изменении напряжения шин электрической системы и генератора, вариации таких параметров как постоянные времени, коэффициент демпфирования синхронного двигателя и др.

Приведенные ниже результаты расчетно-экспериментальных исследований имеют следующие значения [23, 58]:

- синхронный двигатель типа ВДС-375-130-24: номинальная мощность $P = 12,5$ МВт, номинальное напряжение $U = 10$ кВ, номинальный коэффициент мощности $\cos \varphi = 0,8$, маховая масса $GD^2 = 87$ тм². Электромагнитные параметры машины приняты равными: синхронное индуктивное сопротивление по продольной оси $x_d = 1,2$; синхронное индуктивное сопротивление по поперечной оси $x_q = 0,9$, переходное индуктивное сопротивление $x'_d = 0,3$, коэффициент демпфирования машины $P_d = -0,5 + 0,5$;

- возбудитель ВВС-99-24-8: номинальное напряжение $U_f = 130$ В, номинальный ток $I_f = 960$ А;

- автоматический регулятор возбуждения: постоянное времени возбуждения $T_e = 0,5$ с, постоянное времени регулятора $T_p = 0,1$ с, постоянные времени измерительного, преобразовательного и дифференцирующего элементов не учитываются – $T_{и} = T_{п} = T_{д} = T_{дд} = 0$, коэффициент усиления АРВ по каналу напряжения $K_{0U} = 1-50$ ед.возб., коэффициенты усиления по каналам производной напряжения $K_{1U} = K_{2U} = 0-5$ ед.возб./с;

- насос 82 В 17: подача $Q = 15$ м³/с, напор $H = (37-55)$ м, частота вращения $n = 250$ об/мин, коэффициент полезного действия $\eta = 0,86$;

- трубопровод: длина $L = 1500$ м, диаметр $D = 4,24$ м, толщина стенок $\varepsilon = 20$ мм, скорость распространения волны $c = 1000$ м/с;

- электрическая система: индуктивное сопротивление линии до шин системы $x_{л} = 0,2$ о.е., индуктивное сопротивление трансформатора связи $x_{т} = 0,1$ о.е., номинальное напряжение на высшей стороне $U_{л} = 1$ о.е. (в именованных единицах равно 110 кВ). В номинальном режиме потребляемая активная мощность $P_{дв} = 1$ о.е., реактивная мощность $Q = \pm 0,3$ о.е.

Расчеты проводились в относительных единицах, в которых в качестве базовых принимались номинальные значения параметров режима.

6.5.1.1. Нормальный режим

На рис.6.5 приведена угловая характеристика синхронного двигателя типа ВДС-375-130-24, построенная по формуле (5.38) и характеризующая параметры нормального режима машины ($P_0 = 1$ о.е.): угол нагрузки $\delta_0 = 40,5^\circ$, максимальная мощность $P_m = 1,42$ о.е., предельный угол $\delta_m = 82^\circ$.

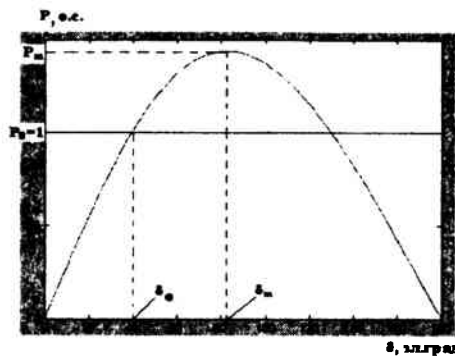


Рис. 6.5. Угловая характеристика синхронного двигателя типа ВДС-375-130-24

Коэффициент запаса статической устойчивости равный

$$K_{CT} = \frac{P_m - P_0}{P_0} * 100\% = 42\% , \quad (6.37)$$

достаточно низок для принятых исходных условий. Эти данные показывают важность исследования временного отклонения напряжения на режим и устойчивость синхронного двигателя

6.5.1.2. Влияние изменения напряжения на шинах электрической системы

Режим изменения напряжения может возникать часто, особенно во время прохождения пикового режима электрической системы.

На рис. 6.6 приведены характеристики переходного режима при повышении на 5% напряжения на шинах приемной системы по отношению к нормальному режиму, полученные на основе решения системы уравнений (6.29-6.36).

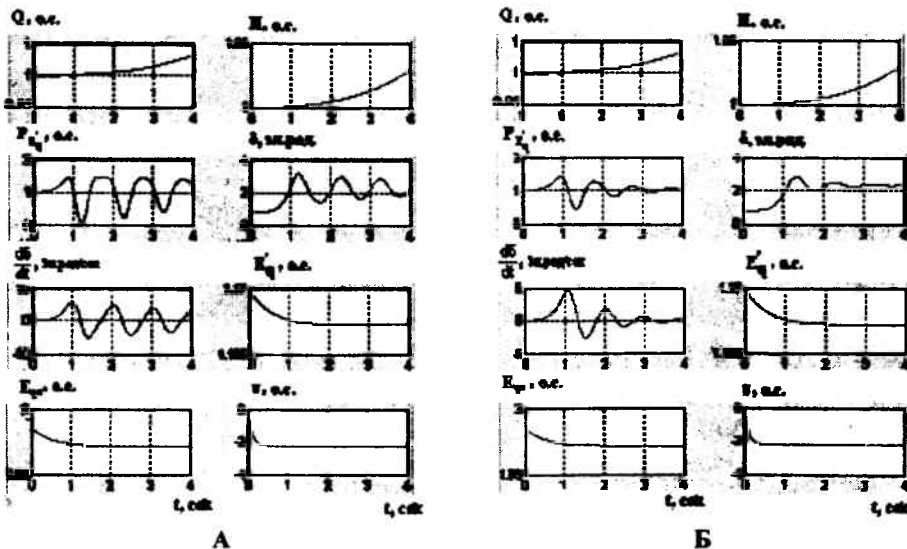


Рис. 6.6. Переходные электро- и гидромеханические процессы при повышении напряжения на шинах системы на 5%: А) АРВ включен с коэффициентом усиления по отклонению напряжения $K_{0U} = 1$ ед.; Б) $K_{0U} = 5$ ед.

Из них видно, что расход и напор насосного агрегата незначительно повышаются, а параметры электромагнитного переходного процесса изменяются существенно. Отклонения электромагнитной мощности вращения могут происходить от +30% до -90%, а угла нагрузки до 3 радиан. Процесс в целом устойчивый, так как автоматический регулятор возбуждения срабатывает в правильном направлении – уменьшает электродвижущую силу, воздействуя на магнитный поток машины. Колебания угла нагрузки и его производной происходят согласованно.

Одним из тяжелых режимов является снижение напряжения на шинах станции, в особенности на шинах системы. Анализ показывает, что снижение напряжения на шинах системы более чем на 8% приводит к выходу СД из синхронизма, если в этот период по какой – либо причине АРВ машины отключается. На рис. 6.7 приведены характеристики переходных процессов при снижении напряжения на шинах системы на 2%.

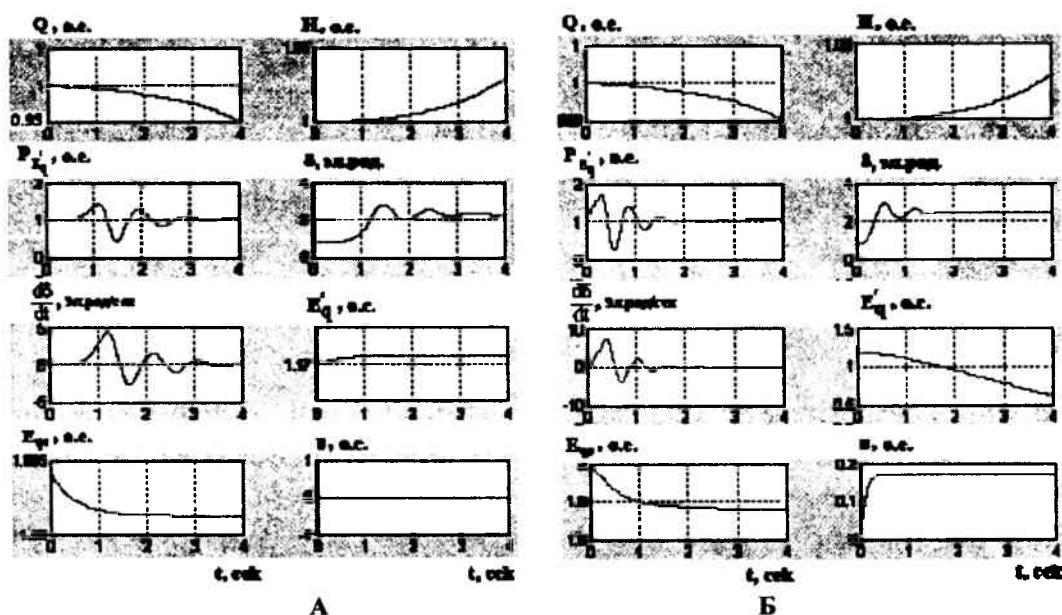


Рис. 6.7. Переходные электро- и гидромеханические процессы при понижении напряжения на шинах системы на 2%:

А) АРВ СД отключен $K_{00}=0$; Б) АРВ включен, $K_{00}=5$ ед.

Из приведенных кривых видно, что характер протекания гидромеханических переходных процессов несколько меняется, а именно – расход снижается, в то время как напор повышается. Это объясняется тем, что движущая сила – вращающий момент машины снижается, а увеличение напора связано с инерционностью движения потока.

Что касается электромагнитных переходных процессов в СД, то важную роль играет АРВ. Включенная система АРВ не только обеспечивает устойчивую работу машины, но и существенно демпфирует колебания режимных параметров.

6.5.1.3. Влияние демпфирования на переходные процессы

Демпфирование колебаний параметров режима можно исследовать дополнительными дифференциальными уравнениями синхронной машины или введением обобщенного коэффициента демпфирования в уравнения движения ротора синхронного двигателя [64, 75, 80].

В данном случае этот фактор учтен введением в дифференциальное уравнения движения ротора синхронного двигателя дополнительной составляющей $(-P_d \frac{d\delta}{dt})$, где, P_d обобщенный коэффициент демпфирования. Тогда уравнение относительного движения ротора синхронного двигателя имеет вид:

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} = \frac{1}{T_{JC}} (P_{ДВ} - P_d \frac{d\delta}{dt} - P_{НАС}) \quad (6.38)$$

Демпфирование колебаний параметров режима является определяющим для обеспечения надежности элементов агрегата, особенно, если такие колебания продолжаются длительное время. Напомним, что игнорирование вибраций и колебаний в течение длительного времени, явилось причиной аварии на Саяно-Шушенской ГЭС [102].

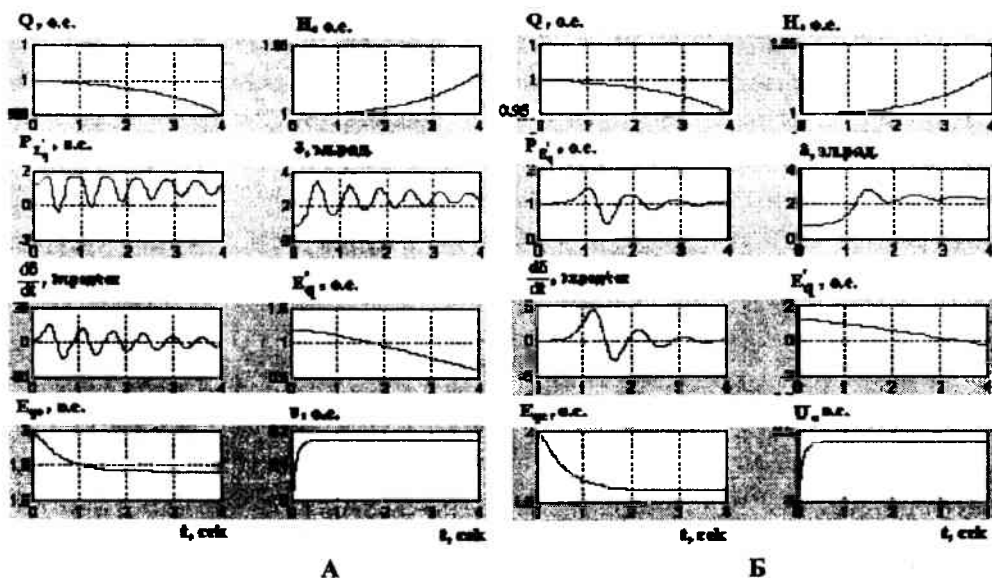


Рис. 6.8. Влияние демпфирования на переходные режимы при понижении напряжения на шинах системы на 4%:

- А) АРВ СД включен $K_{0U}=1$ ед., коэффициент демпфирования $P_d = 0,01$ ед.;
 Б) АРВ включен, $K_{0U} = 5$ ед. $P_d = 0,1$ ед.

Демпфирующую роль в агрегате могут выполнить АРВ, регуляторы скорости или регулирующие устройства гидроагрегата. Такую роль могут выполнить также конструктивные особенности электрической машины (демперные обмотки, массив ротора) или электрическое торможение агрегата [64,103,104]. Введением в оценочные расчеты коэффициента демпфирования, обобщенно

учитывают и АРВ и АРС и конструктивные особенности агрегата. При необходимости проведения уточненных расчетов, например, при проектировании, каждое из этих устройств рассчитывают по отдельности. В любом случае такая мера успокоения колебаний и вибраций, как демпфирование, является кардинальной мерой обеспечения надежности агрегата. На рис. 6.8 приведены характеристики переходного процесса при понижении напряжения на шинах системы. Кривые А и Б характеризуют колебания с различными коэффициентами демпфирования. В случае А (коэффициент демпфирования $P_D = 0,01$ ед.) колебания параметров режима продолжаются около 6 с, в случае Б ($P_D = 0,1$ ед.) они затухают в течении 3 с. Существенно уменьшаются амплитуды колебаний параметров режима.

6.5.1.4. Влияние постоянных времени элементов агрегата

Конструкции ротора двигателя и насоса определяют постоянные инерции, а коэффициенты усиления регулирующих устройств – постоянные времени, которые в свою очередь характеризуют демпфирующие свойства агрегата в целом.

Увеличение постоянной инерции положительно влияет на колебательные свойства агрегата (рис.6.9), так как амплитуда и частота колебание уменьшаются, однако при этом повышается стоимость агрегата. Этот факт требует оптимизации электрических и механических параметров гидроагрегата и согласования их с параметрами ЭЭС на стадии его проектирования.

Анализ показывает, что выбор оптимальных коэффициентов регулирования АРВ может дать такой же эффект, что и увеличение постоянной инерции. Соответствующим выбором коэффициентов усиления по каналам АРВ и АРС можно воздействовать как на электромагнитные, так электро- и гидромеханические процессы.

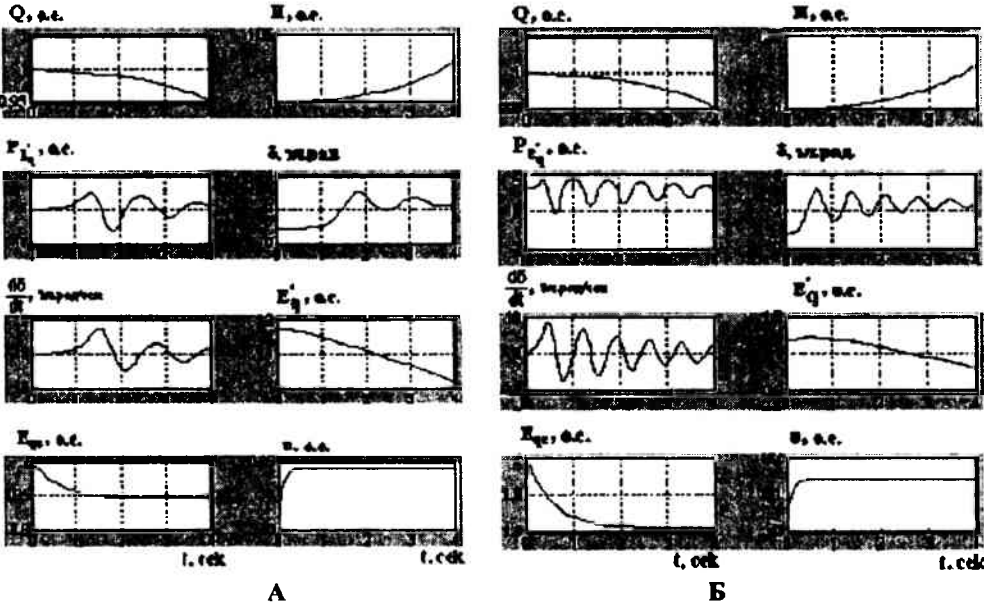


Рис. 6.9. Влияние постоянной инерции агрегата на переходные процессы:
 А) $T_J = 12$ сек., $K_{0U} = 1$ ед., Б) $T_J = 4$ сек., $K_{0U} = 5$ ед.

В этом смысле в системе АРВ наиболее эффективно регулирование по углу нагрузки и его производным, при поддержании коэффициентов усиления по каналам отклонения напряжения в пределах $K_{0U}=10-50$ ед., первой производной $K_{1U}=1-5$ ед./с., второй производной $K_{2U}=0,1-2$ ед./с².

6.5.1.5. Влияние направления реактивной мощности

Выше было отмечено, что синхронные двигатели насосных агрегатов могут стать регуляторами параметров режима электрической системы. Это связано с тем, что существующие и успешно эксплуатируемые синхронные двигатели (СГ) насосных агрегатов имеют коэффициенты мощности в пределах $\cos\varphi=0,8-0,85$ и один агрегат в номинальном режиме может выдать до 6 МВАр реактивной мощности ($P_{ном}=12,5$ МВт). Если учесть, что количество СГ на крупных насосных станциях Узбекистана составляет несколько десятков, то речь идет о солидном резерве регулирования по реактивной мощности. Выдача реактивной мощности от насосных станций улучшает режим электрической системы по напряжению, уменьшает потери в сети, поэтому повышаются энергоэффективность как насосных станций, так и электрической системы в целом.

С другой стороны выдача реактивной мощности от насосной станции повышает э.д.с. генератора, следовательно, увеличиваются коэффициенты запаса статической и динамической устойчивости агрегата. Обычно для диспетчеров электрической системы насосные станции представляются и являются только потребителями электрической энергии. Такое положение имеет свое объяснение – на НС автоматические регуляторы возбуждения работают в индивидуальных режимах, без согласования с диспетчерской службы ЭЭС. Это можно объяснить разными причинами: техническими, организационными и т.д.. Поэтому НС относятся к разряду потребителей как по активной, так по реактивной мощностям. Иначе говоря, регулирующие возможности насосных станций практически не используются, а они могут и должны работать в режиме потребителей-регуляторов, имея ввиду, по крайней мере, регулирование реактивной мощности.

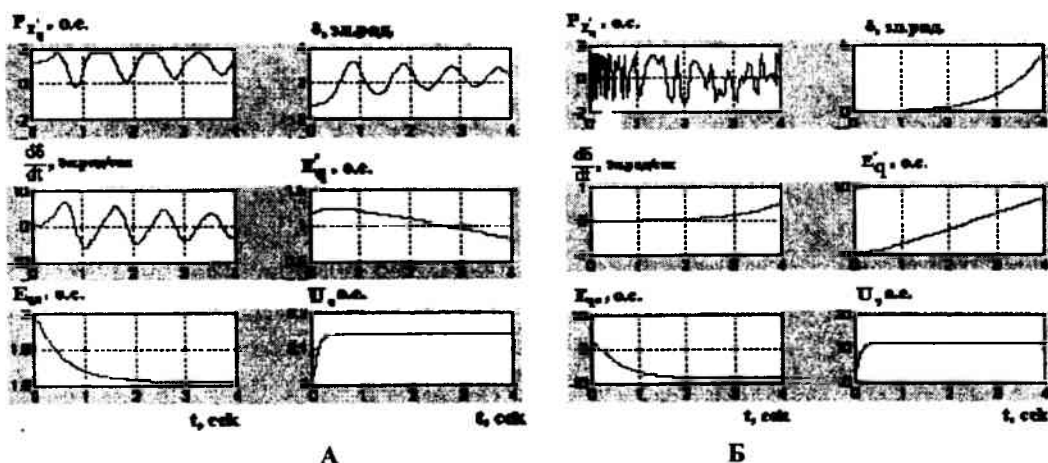


Рис. 6.10. Влияние направления реактивной мощности на переходный режим:
А – режим выдачи, Б – режим ограничения выработки реактивной мощности синхронным двигателем

Рассмотрим влияние потребления реактивной мощности на переходный режим электроэнергетической системы.

На рис. 6.10 представлены характеристики переходного процесса при скачкообразном набросе реактивной мощности на шинах станции ЭЭС на величину $\pm 0,1$ о.е. со стороны местной нагрузки (при этом предполагается, что реактивная мощность поступает только от этой станции).

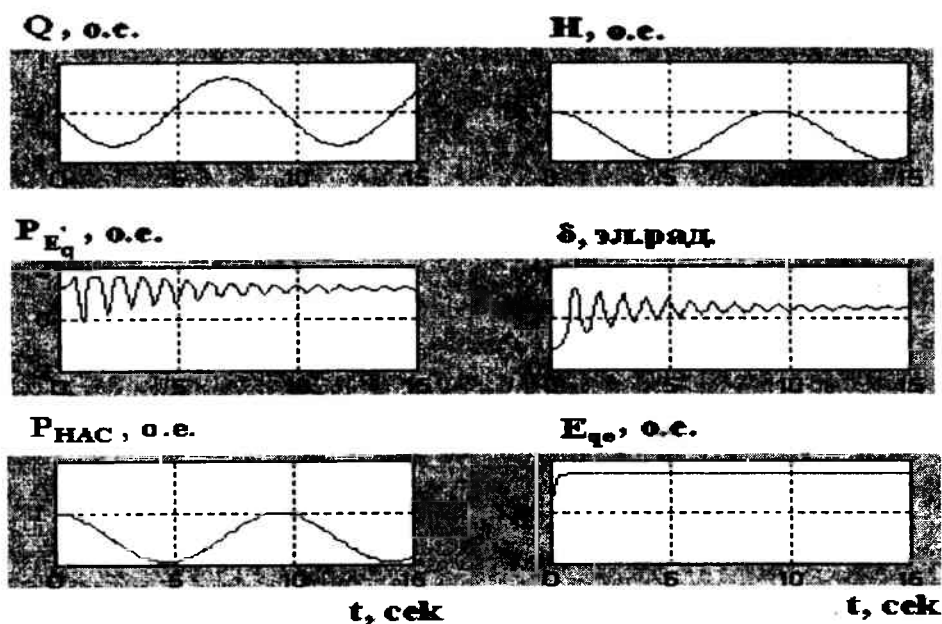
До наброса машина выдавала номинальную реактивную мощность и коэффициент запаса статической устойчивости составлял величину 70%. В случае выдачи этой реактивной мощности синхронными двигателями ($A \rightarrow +0,1$ о.е.), после ряда колебаний устойчивость машины сохраняется, а коэффициент запаса становится равным 92%. Если эту реактивную мощность машина не выдает ($B \rightarrow -0,1$ о.е.), то двигатель выходит из синхронизма. Причина заключается в снижении напряжения на шинах станции на величину более чем на 8%, что приводит к уменьшению коэффициентов запаса по статической и динамической устойчивости. Во втором случае не помогает и автоматический регулятор возбуждения.

6.5.1.6. Влияние скачкообразного изменения нагрузки на валу агрегата

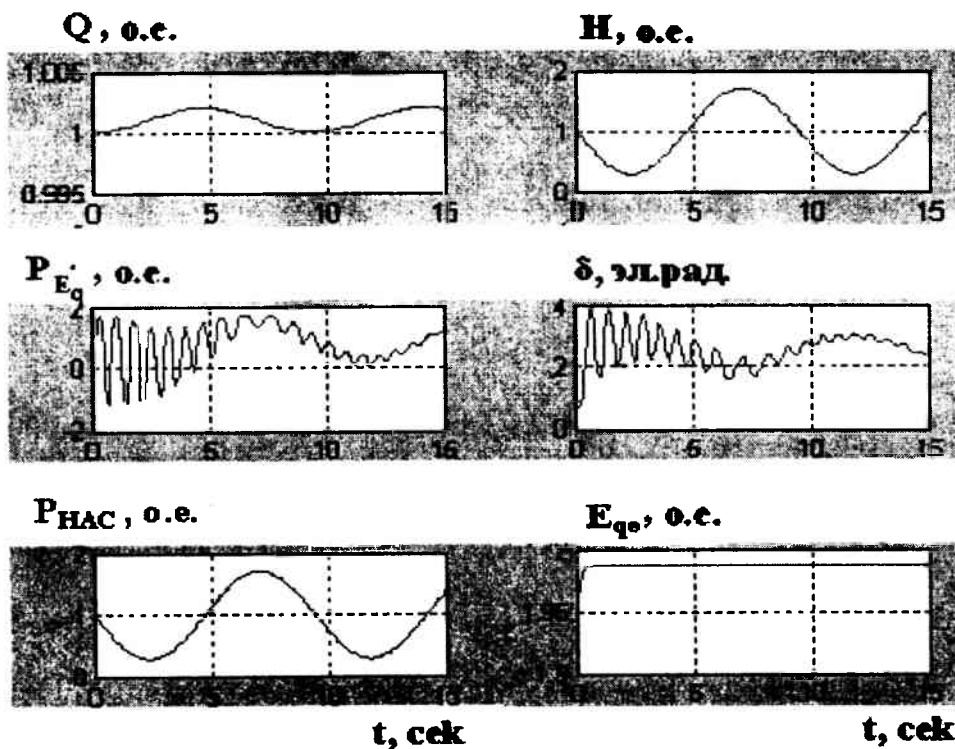
Скачкообразное изменение нагрузки на валу агрегата возможно в случаях включения (отключения) дополнительного насоса или аварийного отключения (включения и синхронизации) агрегата от сети. При моделировании эти процессы выражаются в изменении вращающего или тормозного моментов на валу машины. Рассмотрим случаи внезапного изменения электрической мощности на валу агрегата.

Были рассмотрены случаи скачкообразного уменьшения эквивалентной мощности синхронного двигателя на 15% и 30% (рис. 6.11). В первом случае ($A \rightarrow 0,85P_{\text{дв}}$) устойчивость агрегата сохраняется, при этом электромагнитные процессы затухают относительно быстро, а гидромеханические процессы продолжаются около 140 сек. Во втором случае ($B \rightarrow 0,7P_{\text{дв}}$) агрегат попадает в режим длительных колебаний.

Уменьшение мощности двигателя на 50% приводит к нарушению устойчивости машины и выходу из синхронизма. Характерным является то, что амплитуда, частота колебаний и длительность гидромеханической мощности насоса характеризуют колебания масс водного потока. Наличие АРВ на синхронном двигателе в данном случае оказывает влияние только на начальном этапе процесса, хотя напряжение на кольцах ротора машины соответствует максимальному (потолочному) режиму.



А



Б

Рис. 6.11. Переходные процессы при скачкообразном изменении нагрузки на валу агрегата: А – мощность двигателя уменьшается на 15%, Б – мощность двигателя уменьшается на 30%

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Значение насосных станций в практике орошения и осушения земель, перекачки углеводородных продуктов, а также в жилищно-коммунальном хозяйстве непрерывно растет. Насосные станции (НС) в сельском хозяйстве и в нефтегазовой отраслях являются уникальными как по мощности агрегатов и параметрам трубопроводов, так и их роли в решении важнейших задач повышения эффективности экономики государства.

Однако ресурсы эксплуатации оборудования большинства крупных насосных станций приближаются к техническим пределам, что, естественно, негативно влияет на эффективность их работы. В частности, кроме старения, это связано с износом элементов проточных трактов насосов в процессе эксплуатации вследствие кавитации и истирания взвешенными наносами, с работой автоматических регулирующих устройств синхронных двигателей в нештатных режимах, а также с участвовавшими внеплановыми переходными процессами, что приводит к ухудшению режимов работы агрегатов насосных станций.

В этих условиях объемы профилактических и ремонтных работ по поддержанию нормального режима насосных станций увеличиваются, задачи эксплуатационных и диспетчерских служб станций и электроэнергетической системы постоянно усложняются. Им необходимо обеспечить устойчивую и надежную работу ЭЭС и НС как в нормальных, так и в переходных режимах, возникающих в результате плановых или аварийных изменений режима.

В целях удлинения срока службы насосных станций и повышения эффективности работы их агрегатов требуется обеспечить максимальное использование возможностей и резервов, заложенных при их проектировании и эксплуатации, т.е. обеспечить работу в наиболее эффективном режиме не только насосов, двигателей и других элементов агрегатов, но и регулирующих устройств. Следовательно, необходимо обеспечение реализации двух условий – работы регулирующих устройств и участия синхронных двигателей агрегатов в регулировании напряжения шин насосной станции и, соответственно, режима электрической системы.

Речь идет об автоматических регуляторах возбуждения синхронных двигателей, использовании их возможностей регулирования реактивной мощности и обеспечении требуемой степени устойчивости и эффективного демпфирования возможных колебаний параметров режима.

Синхронные двигатели насосных агрегатов могут стать естественными потребителями – регуляторами режима электрической системы. Это связано с тем, что существующие и успешно эксплуатируемые синхронные двигатели насосных агрегатов имеют коэффициенты мощности в пределах $\cos\varphi = 0,8 - 0,85$ и один агрегат $P_{\text{ном}} = 12,5$ МВт в номинальном режиме может выдать в среднем 4 - 6 МВАр реактивной мощности. Если учесть, что их количество на крупных насосных станциях Узбекистана составляет несколько десятков, то речь идет о солидном резерве по выдаче и регулированию реактивной мощности. Выдача реактивной мощности от насосных станций улучшит режим электрической системы по напряжению, уменьшит потери в сетях, улучшит параметры устойчивости ЭЭС. Это повысит энергоэффективность как участвующих в регулировании насосных станций, так и электроэнергетической системы в целом.

Выдача реактивной мощности от насосных станций повышает электродвижущую силу генератора и, следовательно, увеличивает коэффициенты запаса статической и динамической устойчивости агрегатов всей системы.

Таким образом, синхронные двигатели насосных станций должны работать в режиме потребителей-регуляторов, имея ввиду регулирование реактивной мощности.

Выбор оптимальных режимов и методов управления режимами на насосных станциях, позволит в условиях эксплуатации и на стадии проектирования применять обоснованные рекомендации по снижению потерь энергии во всех элементах насосных станций.

Внедрение энергосберегающих режимов работы, основанных на принципах снижения потерь энергии в длинных напорных трубопроводах, даст возможность эффективно снижать потребление электроэнергии, производить оценку качества эксплуатации энергогидравлического оборудования, оценивать источники потери энергии и способы их снижения на действующих насосных станциях.

Использование резервов гидромеханической части насосной станции, заключается в уменьшении износа гидромеханического оборудования, путем сокращения количества пусков и остановов насосных агрегатов, в снижении вероятности возникновения аварий, вызванных гидравлическими ударами, благодаря плавному изменению режимов работы насосов, недопущению достижения разгонной скорости, путем применения современных, регулирующих и запорных устройств, а также электрического торможения агрегата. Здесь основная задача – предотвращение гидравлического удара и подавление гидромеханических колебаний.

На каждой насосной станции должны быть проведены комплексные работы по исследованию переходных режимов в системе «трубопровод – насос – синхронный двигатель – электрическая сеть» для создания условий автоматического управления режимами и переходными процессами; произведены настройки, позволяющие рассматривать электро- и гидромеханические процессы с единых позиций, с учетом электроэнергетической системы. Это повышает эффективность работы всей цепочки в целом. Такой подход является основой согласованного, взаимно увязанного решения проблем технологического, энергетического, гидромеханического, экономического и эксплуатационного характера, а также задач диспетчеризации и автоматизации.

В дальнейшем, при проектировании и эксплуатации новых насосных станций необходимо провести комплексный, сравнительный анализ работы насосных станций с синхронными двигателями, а также станций с регулируемым асинхронным электроприводом, который продолжает интенсивно совершенствоваться и рассчитываться на большие мощности.

Развитие информационных и цифровых технологий, современные программные разработки по автоматизированному управлению режимами крупных комплексов, к числу которых относятся и насосные станции различного назначения, позволяют провести многокритериальную оценку их состояния и на этой основе решать задачи оперативного управления режимами насосных станций, включая электро- и гидромеханические переходные процессы, возникающие при аварийных и плановых изменениях режима системы.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение №1

Таблица для определения коэффициента гидравлического трения

Режим движения		Число Рейнольдса	Определение λ
Ламинарный		$Re < 2300$	$\lambda = \frac{64}{Re}$ или $\lambda = \frac{75}{Re}$
Переходный		$2300 < Re < 4000$	Промежуточные формулы для определения λ
Турбулентный	1-я область	$4000 < Re < 10 \frac{d}{\Delta_s}$	$\lambda_r = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ (ф-ла Блазиуса) $\lambda_r = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}$ (ф-ла Конакова)
	2-я область	$10 \frac{d}{\Delta_s} < Re < 560 \frac{d}{\Delta_s}$	$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$ (ф-ла Альтшуля)
	3-я область	$Re > 560 \frac{d}{\Delta_s}$	$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_s}{d} \right)^{0,25}$ (ф-ла Альтшуля) $\frac{1}{\sqrt{\lambda_r}} = -2 \lg \left(\frac{\Delta_s}{3,71d} \right)$ (ф-ла Никурадзе)

Приложение №2

Отношение $\frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{тр}}}$ для воды в зависимости от материала стенки трубы

Вид труб	$\frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{тр}}}$
Стальные	0,01
Чугунные	0,02
Асбестоцементные	0,11
Полиэтиленовые	1...1,45
Бетонные	0,10...0,14
Резиновые	333...1000

Соотношения между единицами измерения

а) давления

Единицы	Н/м ²	кг.с/см ² (атм)	кг.с/м ²	Мм. вод.ст	М. вод.ст.	Мм. рт.ст.	бар
1 Н/м ²	1	10,2•10 ⁶	0,102	0,102	102•10 ⁻⁶	7,5•10 ⁻³	10 ⁻⁵
1 кг.с/см ² (атм)	9,81•10 ³	1	10 ⁴	10 ²	10	735,6	0,981
1 кг.с/м ²	9,81	10 ⁻⁴	1	1	10 ⁻³	73,5•10 ⁻³	
1 мм вод.ст.	9,81•10 ³	0,1	10 ³	1	10 ³		98,1•10 ⁻³
1 м вод.ст.	133,3	1,36•10 ⁻³	13,6	13,6	1	73,56	1,33•10 ⁻³
1 бар	10 ⁵	1,02	10,2•10 ³	10,2•10 ³	10,2	750	1

б) кинематической вязкости: 1 м²/с = 10⁴ см²/с (Ст) = 10⁶ мм²/с (С•Ст);

в) динамической вязкости: 1 Н.с/м² = 0,102 кг.с/м² = 10 дин.с/см² (П);

1 кг.с/м² = 9,81 Н.с/м² = 98,1 дин.с/см² (П);

1 дин.с/см² (П) = 0,1 Н.м² = 10,2•10⁻³ кг.с/м².

Приложение №4

Плотность, вязкость, коэффициенты объемного расширения
и сжатия некоторых жидкостей

Наименование жидкости	Плот- ность ρ, кг/м ³	Динами- ческий коэффи- циент вязкости μ, 10 ³ Н•с/м ²	Кинема- тический коэффи- циент вязкости 10 ⁶ , м ² /с	Козффи- циент объемного расшире- ния 10 ³ град ⁻¹	Козффи- циент объемного сжатия 10 ³ м ² /МН
Вода	998,2	1,00	1,006	0,20	0,49
Этиловый спирт	790	1,20	1,52	1,10	0,78
Ртуть	13546	1,54	0,114	0,18	0,039
Глицерин	1260	1490	11800	0,49	0,25
Керосин	820	2,05	2,5	0,96	0,77
Воздух	1.2	0,0179	14,9	-	-
Метан	0,668	0,0111	16,6	-	-

Примечания: 1. Значения ρ и коэффициентов для воздуха и метана приведены при относительной влажности 0,5.

2. При выполнении технических расчетов можно принимать следующие значения плотности воды и ртути: ρ_в = 1000 кг/м³, ρ_{рт} = 13600 кг/м³.

Соотношения Международной системы с внесистемными единицами

Единицы силы	
1 Н = 0,102 кг.с 1 Н = 10^5 дин 1 Н = $1,02 \cdot 10^{-4}$ тс	1 кг.с = 9,81 Н 1 дин = 10^{-5} Н 1 тс = 19810 Н
Единицы давления	
1 Па = 0,102 кг.с/м² 1 Па = 10 дин/см² 1 Па = $1,02 \cdot 10^{-5}$ атм 1 Па = $1,02 \cdot 10^{-4}$ тс/м² 1 Па = 10^{-5} бар	1 кг.с/м² = 9,81 Па 1 дин/см² = 0,1 Па 1 атм = 1 кг.с/м² = $9,81 \cdot 10^3$ Па 1 тс/м² = $9,81 \cdot 10^3$ Па 1 бар = 10^5 Па
Единицы работы, энергии, количества теплоты	
1 Дж = 0,102 кг.с•м 1 Дж = 10^7 эрг 1 Дж = 0,239 кал 1 Дж = $2,78 \cdot 10^{-4}$ Вт•ч 1 Дж = $3,78 \cdot 10^{-7}$ эрг/с	1 кг.с•м = 9,81 Дж 1 эрг = 10^{-7} Дж 1 кал = 4,19 Дж 1 Вт•ч = $3,6 \cdot 10^3$ Дж 1 л.с•ч = $2,65 \cdot 10^6$ Дж
Единицы мощности	
1 Вт = 0,102 кг.с•м/с 1 Вт = $0,36 \cdot 10^{-3}$ л.с 1 Вт = 0,862 ккал/ч 1 Вт = 10^7 эрг/с	1 кг.с•м/с = 9,81 Вт 1 л.с = 736 Вт 1 ккал/ч = 1,16 Вт 1 эрг/с = 10^{-7} Вт
Единицы вязкости	
1 Па.с = 10 П 1 Па.с = 0,102 кг.с•с/м² 1 м²/с = 10^{-4} Ст	1 П = 0,1•Па.с 1 кг•с•с/м² = 9,81 Па.с 1 Ст = 10^{-4} м²/с

**Определение коэффициента трения использованием
различных формул**

Формула	Применимость	Область трения
$\lambda = \frac{64}{Re}$	$Re < 2320$	Ламинарное течение
$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	$2320 < Re < 20 \cdot \frac{d}{e}$	Гидравлически гладкие трубы
$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{e}{d} \right)^{0,25}$	$20 \cdot \frac{d}{e} < Re < 500 \cdot \frac{d}{e}$	Гидравлически шероховатые трубы
$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{e}{d} \right)^{0,25}$	$Re > 500 \cdot \frac{d}{e}$	Автомодельная (квадратичная) область

Примечание: d – диаметр трубопровода, м;
 e – абсолютная шероховатость материала труб, м.

Постоянные времени системы «электрическая сеть – синхронный двигатель – насос – трубопровод» [75]

Таблица П-7-1

Элемент системы	Гидромеханический агрегат		Турбомеханический агрегат		Генератор		Регулятор возбуждения		Двигатель нагрузки		Мех. пар. пр.-вода	
					Электрические параметры	Мех. пар-ры	Элемент		Электр. параметры			
Р	Т	Р	Т	Р	С	Р	Г	И	П	С	Р	
Е	У	Е	У	Е	Т	О	Н	Д	Р	Н	О	
З	У	Г.	Р	Б	Г.	О	Б	О	Е	Л	Т	
Б	Б		И	И		Т	О	Р	О	О	О	
Р	О	С	Н	А	С	О	У	Д	Б	А	Р	
В	И	К	О		К	Р	Б	О	Р	О		
У	Н	О	В		О	Р	У	Д	Р	О		
А	Н	Р	О		Р	С	Т	Е	Л	Ь		
О	А	С	О		С	Т	И	Н.				
Р	О	Т	И		О	Р			Т			
Д		Н			Р				А			
Постоянные времени в сек.	2-40	1-2	20-200	0,2-7	0,08	2-12	0,2-2	3-16	0,05	0,02	0,5-5	0,2-6

Постоянные времена протекания переходных процессов [75, 63]

Таблица П-7-2

Вид переходного процесса	Волновой	Электромагнитный	Электро- и гидромеханический
Время протекания, сек	$10^{-3} - 10^{-8}$	$10^{-1} - 10^{-2}$	$(1-8)10^{-1}$ и десятки сек. и минуты

ГЛОССАРИЙ

Агрегат насосный - комплект механических устройств, включая насос, привод вместе с элементами трансмиссии, опорной плитой и различного вспомогательного оборудования.

Агрессивное действие воды на бетон – способность воды разрушать бетон, воздействуя на него растворенными солями и газами или выщелачивая его составные части. Различают агрессивность следующих видов: 1) углекислотную; 2) выщелачивающую; 3) общекислотную; 4) сульфатную; 5) магниезальную. Первые три вида агрессивности в той или иной степени зависят от карбонатного равновесия воды, и сущность их заключается в растворении карбоната кальция в бетоне, соприкасающемся с водой.

Атмосферное давление - это абсолютное давление, создаваемое атмосферой. Величину атмосферного давления определяют с помощью барометров, поэтому второе название ему – барометрическое.

Баланс грунтовых вод - количественное выражение кругооборота грунтовой воды определенного района. Приходная часть Б. г. в. составляется за счет питания атмосферными осадками (а также конденсации водяных паров) и поглощения вод рек, озер и т. д., расходная часть – за счет подземного стока и испарения с поверхности грунтовых вод.

Безнапорное движение - это движение жидкости, при котором поток имеет свободную поверхность, а давление атмосферное.

Биение вала - суммарное радиальное отклонение, определяемое приспособлением для измерения положения вала относительно гнезда подшипника при поворачивании вручную вала в горизонтальном положении в своих подшипниках.

Быстроходность - частота вращения, которая характеризует насос в терминах его числа оборотов, скорости истечения потока на лопаточном пространстве рабочего колеса крыльчатки, то есть совокупного потока для однопоточного лопастного колеса, половины потока для двухпоточного лопастного колеса, в точке наилучшей эффективности и напоре в ступени с максимальным диаметром этого колеса.

Вакуумметр - прибор для измерения давления ниже атмосферного. Наибольшее распространение на практике получили механические пружинные вакуумметры. В силу специфики своего устройства, механические вакуумметры показывают не абсолютное давление, а разрежение (вакуум), т.е. величину, на которую абсолютное давление меньше чем атмосферное.

Вакуумметрическое давление, или **вакуум**, - недостаток давления до атмосферного (дефицит давления), т. е. разность между атмосферным или барометрическим и абсолютным давлением.

Вакуумный насос – аппарат, способный понижать давление в некотором резервуаре.

Вертикальный насос – аппарат, ось рабочего колеса у которого установлена вертикально.

Вихревой насос - характеризуется работой вихревого колеса, представляющего собой плоский диск с короткими радиальными прямолинейными лопастями, расположенными на периферии колеса. В корпусе имеется кольцевая полость, в которую и входят лопасти колеса. Внутренний уплотняющий вы-

ступ, плотно примыкая к наружным торцам и боковым поверхностям лопастей, разделяет всасывающий и напорный патрубки, соединенные с кольцевой полостью. При вращении колеса жидкость увлекается лопастями и, одновременно, под воздействием центробежной силы, закручивается. Таким образом, в кольцевой полости работающего насоса образуется своеобразное парное кольцевое вихревое движение, почему насос и называется вихревым. Особенность работы вихревого колеса заключается в том, что одна и та же частица жидкости, двигаясь по винтовой траектории, на участке от входа в кольцевую полость до выхода из неё многократно попадает в межлопастное пространство колеса, где каждый раз получает дополнительное приращение энергии, а, следовательно, и напора. Благодаря этому вихревой насос в состоянии развить напор в 2–4 раза больший, чем центробежный насос при одном и том же диаметре колеса и тех же оборотах.

Вода - химическое соединение водорода и кислорода. По В.И. Вернадскому H_2O Оп со значением п, равным 1 – 6. Современные достижения в области химии показывают, что химическую природу В. нельзя считать окончательно выясненной. Например, установлено, что не все молекулы В. одинаковы: наряду с обычными, имеющими вес 18, присутствуют молекулы весом 19, 20, 21 и даже 22. Это обусловлено тем, что некоторые молекулы В. состоят не из обычных атомов кислорода и водорода, имеющих атомный вес 16 и 1, а из атомов более тяжелых, весом 17 и 18, как теперь принято обозначать, O^{17} и O^{18} . В природных условиях В. не встречается в химически чистом виде. В результате постоянного соприкосновения с различными веществами В. представляет собой раствор часто весьма сложного состава.

Водный баланс - соотношение между приходом и расходом воды в пределах конкретного района. Составными частями В. б. являются атмосферные осадки, поверхностные воды, испарение и сток воды (поверхностный и подземный).

Водообеспеченность - степень удовлетворения фактической потребности в воде хозяйства предприятия, орошаемой площади, отрасли народного хозяйства.

Водосборная площадь - 1. Площадь, с которой в водоток или в водоем стекают поверхностные воды. 2. Площадь, с которой притекают подземные воды к скважине, колодцу и другой выработке при откачке из них воды.

Водосборный бассейн - площадь, с которой поверхностные и подземные воды стекают в данную реку, озеро, море.

Возвратные воды - воды, стекающие с территории оросительных систем. Они состоят из сбросных вод, т. е. вод поверхностного стока, и дренажных, т. е. вод подземного стока. К сбросным водам относятся: 1) сбросные воды с поливных участков, в частности с рисовых полей; 2) воды из оросительной сети, сбрасываемые через сбросные каналы в случае необходимости срочного прекращения или уменьшения подачи воды. К дренажным водам относятся: 1) воды, профильтровавшиеся из каналов и с поливных участков, выклинившиеся на поверхность земли в пониженных элементах рельефа; 2) воды, сбрасываемые дренажной сетью.

Водная система - взаимосвязанные гидрологические компоненты дренажного бассейна, такие как ручьи, реки, озера, каналы и подземные воды, которые составляют единое целое.

Водный режим – изменения во времени уровней, расходов и объемов воды в водных объектах и почвогрунтах.

Водное хозяйство - отрасль экономики, связанная с использованием, охраной и воспроизводством водных объектов.

Водность реки - количество воды, проносимой рекой за какой-либо отрезок времени (декада, месяц, сезон, год, ряд лет) по сравнению со средним многолетним значением за этот период (нормой).

Водные объекты - любое сосредоточение поверхностных и подземных вод, включая реки, ручьи, родники, озера, болота, ледники и снежники.

Водозабор - комплекс сооружений и устройств для забора воды из водных объектов.

Водозаборное сооружение - комплекс сооружений и устройств для забора воды из водных объектов.

Водозаборные сооружения (водозаборы) – гидротехнические сооружения для забора воды из источника питания (реки, озера, водохранилища и др.) в оросительную, гидроэнергетическую или иную систему.

Водообеспеченность орошаемых земель – показатель уровня удовлетворения оптимальных потребностей в воде сельскохозяйственного производства на землях искусственного орошения при выполнении необходимых водных и агротехнических мероприятий.

Водопроводная насосная станция – сооружение водопровода, оборудованное насосно-силовой установкой для подъема и подачи воды в водоводы и водопроводную сеть.

Водовод - сооружение для пропуска воды от водоприемника к месту ее потребления.

Водозадержание - мероприятия, осуществляемые на водосборах с целью уменьшения поверхностного стока, увеличения просачивания воды в почву и снижения склоновой эрозии почв. В проектах землеустройства осуществляется с помощью комплекса агротехнических, лесомелиоративных, гидротехнических, организационно-территориальных мероприятий.

Водоохранная зона - территория, примыкающая к акваториям рек, озер, водохранилищ и других водных объектов, на которой устанавливается специальный режим хозяйственной или иной деятельности с целью предотвращения загрязнения, засорения, заиления и истощения водных объектов, а также сохранения среды обитания объектов животного и растительного мира.

Водопользование - установленный порядок пользования водными объектами, которые входят в состав водного фонда.

Водопровод - комплекс сооружений, включающий водозабор, водопроводные насосные станции, станции очистки воды или водоподготовки, водопроводную сеть и резервуары для обеспечения водой определенного качества потребителей.

Водораздел - линия на земной поверхности между двумя смежными бассейнами водотоков.

Водосборная площадь - площадь поверхности земли, снабжающая сточными водами один водоприемник (например, овраг).

Водоохранилище - водоем с практически стоячей водой, обычно значительного размера для хранения или регулирования запасов воды.

Выходная мощность насоса - полезная механическая энергия, передаваемая жидкости во время прохождения через насос.

Высота самовсасывания – высота самозаполнения всасывающего трубопровода самовсасывающим насосом (агрегатом).

Высота всасывания - расстояние по вертикали от уровня жидкости в расходном резервуаре до всасывающего патрубка насоса.

Входное давление насоса - давление, действующее на входе насоса.

Водопользование - использование водных ресурсов в порядке, установленном законодательством, для удовлетворения собственных нужд и (или) коммерческих интересов физических и юридических лиц.

Водоструйный насос – насос в виде трубы с боковым отверстием, по которой с большой скоростью движется вода. В соответствии с законом Бернулли около отверстия давление жидкости уменьшается, и через отверстие начинает засасываться газ или жидкость.

Вязкость - свойство жидкости оказывать сопротивление относительному движению (сдвигу) частиц жидкости. Характеристиками вязкости являются: динамический коэффициент вязкости и кинематический коэффициент вязкости.

Геометрический напор - это высота подъема жидкости, т.е. расстояние по вертикали от уровня жидкости в расходном резервуаре до уровня в приемном резервуаре.

Гидротехнические сооружения - сооружения, служащие для использования водных ресурсов или для борьбы с разрушающим действием водной стихии.

Гидравлический насос - устройство для подъема энергетического уровня жидкостей с низкого до высокого, например, путём воздействия силы на рабочую жидкость насоса или путём передачи механической работы на рабочую жидкость насоса.

Гидравлика - наука об условиях и законах равновесия и движения жидкостей и способах применения этих законов к решению практических задач. Знание законов движения жидкостей необходимо для развития водных путей сообщения, гидроэнергетики, осушения и орошения земель, водоснабжения, канализации, гидромеханизации и т. п.

Гидравлический радиус - отношение площади живого сечения потока к смоченному периметру. $G. p.$ – линейная величина, показывающая, какая часть площади живого сечения приходится на единицу длины смоченного периметра.

Гидравлический удар - явление резкого изменения давления в напорном трубопроводе при внезапном изменении скорости движения жидкости, связанным с быстрым закрытием или открытием задвижек, кранов, клапанов и т. п., быстрым остановом или пуском гидродвигателя или насоса, а также с практической несжимаемостью жидкости. При уменьшении или увеличении скорости движения жидкости давление перед запорным устройством соответственно резко увеличивается (**положительный гидравлический удар**) или уменьшается (**отрицательный гидравлический удар**). Это изменение давления распространяется по всей длине трубопровода с большой скоростью, называемой скоростью распространения ударной волны.

Гидродинамика - наука о движении жидкостей под действием внешних сил и о механическом взаимодействии между жидкостью и соприкасающимися с ней телами при их относительном движении. Г. является частью гидромеханики.

Гидродинамический напор - сумма пьезометрического и скоростного напоров.

Гидромеханика - раздел механики, занимающийся изучением законов движения и равновесия жидкости и ее взаимодействия с омываемыми твердыми телами. Г. подразделяется на гидродинамику, изучающую движение жидкостей, и гидростатику, исследующую условия равновесия жидкостей. Решением практических задач движения жидкостей по трубам, каналам, в открытых руслах и т. п. занимается гидравлика.

Гидростатический напор - запас потенциальной энергии, выражаемый суммой двух величин: отметки точки относительно принятой плоскости сравнения и приведенной высоты давления. Г. н. определяют по подъему воды в пьезометрической трубке, т. е. с учетом атмосферного (или другого) давления на водную поверхность.

Гидростатическое давление - давление столба жидкости над условным уровнем, состоящее из давления на свободной поверхности жидкости и избыточного давления (произведения глубины погружения рассматриваемой точки на объемный вес жидкости). Измеряется в единицах высоты столба жидкости или в атмосферах.

Геометрическая высота всасывания - высота расположения центра входного отверстия насоса относительно свободной поверхности жидкости в открытом расходном резервуаре, из которого производится всасывание жидкости насосом.

Гидростатика - отдел гидромеханики, изучающий равновесие жидкостей, а также твердых тел, вполне или частично погруженных в жидкость.

Гидротехника - отрасль науки и техники, охватывающая вопросы использования, охраны водных ресурсов и борьбы с вредным воздействием вод при помощи инженерных сооружений.

Гидроэлектростанция - электростанция, преобразующая механическую энергию воды в электрическую энергию.

Гидроэнергетика - раздел энергетики, связанный с использованием механической энергии водных ресурсов для получения электрической энергии.

Гидротехнические сооружения - предназначены для использования водных ресурсов, а также для борьбы с разрушающим действием водной стихии. Различают гидротехнические сооружения: водоподпорные (плотины, дамбы и т. п.), водопроводящие (каналы, трубопроводы, тоннели и др.)

Горизонтальный насос - аппарат, ось рабочего колеса у которого установлена горизонтально. Название насосов "горизонтальные" является условным (по горизонтальному разъему корпуса). По конструкции насосы выпускаются двух видов: одноступенчатые с колесом двухстороннего входа и многоступенчатые.

Давление - сила на единицу площади, приложенная в наблюдаемой точке.

Допустимые значения - предельные значения и/или диапазоны условий для насоса как смонтированного объекта в зависимости от его материала и конструкции.

Динамическая вязкость - отношение сдвигового напряжения к сдвиговой скорости, действующей в жидкости, подвергнутой боковому смещению.

Допустимый диапазон эксплуатации - диапазон подач или напоров, указанных в условиях эксплуатации насоса, при ограничениях, касающихся кавитации, нагрева, вибрации, шума, отклонения вала и других подобных явлений

Динамическая вязкость жидкости - сила сопротивления перемещению слоя жидкости площадью 1 см^2 - на 1 см со скоростью 1 см/с .

Дренажные воды - воды, собираемые дренажными сооружениями.

Дренажный колодец - колодец для понижения уровня грунтовых вод.

Дренажные насосы - предназначены для откачки воды из затопливаемых подвалов, бассейнов и других мест, нуждающихся в быстром осушении.

Диагональный насос – в таких насосах поток жидкости, проходящий через рабочее колесо, направлен не радиально, как у центробежных насосов, и не параллельно оси, как у осевых, а наклонно, по диагонали прямоугольника, составленного из радиального и осевого направлений. Наклонное направление потока создает основную конструктивную особенность диагональных насосов – наклонное к оси насоса расположение лопастей рабочего колеса. Это обстоятельство позволяет использовать при создании напора совместное действие подъемной и центробежной сил, и по своим рабочим параметрам диагональные насосы занимают промежуточное положение между центробежными и осевыми.

Допускаемый кавитационный запас – кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе явления кавитации.

Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания - вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе явления кавитации.

Жесткость вала - сравнительная способность валов противостоять изгибающим нагрузкам.

Живое сечение потока – поверхность в пределах потока жидкости, перпендикулярная в каждой своей точке к вектору соответствующей местной скорости в этой точке. При плавно изменяющемся движении жидкости живое сечение представляет плоскость, перпендикулярную к направлению движения. Живое сечение потока характеризуется площадью живого сечения, смоченным периметром, гидравлическим радиусом и гидравлическим диаметром. Смоченный периметр - длина линии, по которой живое сечение потока соприкасается с ограничивающими его стенками. Гидравлический радиус - размерная величина, равная отношению площади живого сечения к смоченному периметру.

Жидкость - непрерывная среда, обладающая свойством текучести, т. е. способная неограниченно изменять свою форму под действием сколь угодно малых сил, но в отличие от газа мало изменяющая свою плотность при изменении давления.

Земли орошаемые - площади, имеющие постоянную оросительную сеть (каналы, трубопроводы, лотки), связанную с источниками орошения, водные ресурсы которых обеспечивают их полив. К ним относятся также участки,

нуждающиеся в мелиоративном улучшении, ремонте или реконструкции оросительной сети.

Земли осушенные с двусторонним регулированием водного режима - площади, имеющие гидротехнические сооружения для поддержания на определенном уровне воды с целью увлажнения почвы или орошения сельскохозяйственных культур различными способами.

Земли регулярного орошения - участки, для полива которых при определенном составе сельскохозяйственных культур и насаждений вода может доставляться в необходимых количествах и в оптимальные сроки, а также площади, испытывающие в отдельные годы недостаток в воде для полива по установленным нормам и нуждающиеся в осуществлении работ по повышению их водообеспеченности.

Земли условно-орошаемые - участки, на которых сельскохозяйственные культуры не обеспечиваются водой для полива по установленным нормам в течение одного вегетационного периода или могут поливаться в достаточной степени, но только в отдельные периоды. Эти земли расположены главным образом на маловодных системах с незарегулированным стоком и нуждаются в проведении работы по повышению водообеспеченности.

Земли регулярного орошения - участки, для полива которых при определенном составе сельскохозяйственных культур и насаждений вода может доставляться в необходимых количествах и в оптимальные сроки, а также площади, испытывающие в отдельные годы недостаток в воде для полива по установленным нормам и нуждающиеся в осуществлении работ по повышению их водообеспеченности.

Задвижка - трубопроводная арматура, запирающий элемент которой перемещается возвратно-поступательно перпендикулярно направлению потока жидкости. Задвижки используются для полного перекрытия трубопровода. Реже задвижки используются для регулирования подачи (расхода) жидкости за счет частичного перекрытия трубопровода.

Избыточное давление - это разница между абсолютным и атмосферным (барометрическим) давлением при условии, что абсолютное давление больше атмосферного. Величину избыточного давления измеряют при помощи манометров.

Идеальная подача насоса - это сумма подачи насоса и объемных потерь в насосе, т. е. утечек через зазоры.

Ирригационные системы - взаимосвязанная сеть ирригационных каналов, трубопроводов, гидротехнических сооружений, насосных станций, скважин, водохранилищ, прудов и водоемов со связанными с ними дорогами, зданиями, линиями электрических передач и другой инфраструктурой, включая все полосы отчуждения земель, выделенные для обеспечения содержания, эксплуатации и ремонта ирригационных систем.

Кавитация - образование и схлопывание пузырьков пара в потоке жидкости. Кавитация возникает в том случае, когда абсолютное давление в потоке жидкости снижается до давления ее насыщенного пара. Кавитация - крайне нежелательное явление при эксплуатации насосов, поскольку оно сопровождается вибрацией элементов насоса и трубопровода, разрушением рабочих органов насоса.

Кавитационный запас - превышение полного напора жидкости во всасывающем патрубке насоса над давлением $p_{н.п}$ насыщенных паров этой жидкости.

Кавитационный режим насоса - режим работы насоса в условиях кавитации, вызывающей изменение основных технических показателей.

Кинематическая вязкость - отношение динамической вязкости к плотности перекачиваемой жидкости.

Критическое число оборотов - частота вращения, при которой естественная боковая частота вибрации вращающихся частей соответствует частоте вращения.

Кривая рабочих характеристик насоса $H(Q)$ - соотношение полного напора насоса и подачи в рабочих/расчетных условиях скорости вращения и номинальном состоянии жидкости.

Критическая скорость - скорость, при которой ламинарное течение жидкости переходит в турбулентное. К. с. прямо пропорциональна коэффициенту кинематической вязкости и числу Рейнольдса (см.) и обратно пропорциональна гидравлическому радиусу.

К.п.д. насоса - отношение полезной мощности насоса к мощности насосного агрегата называется к. п. д. насосного агрегата.

Коэффициент местного сопротивления - используется для определения потерь напора на местных гидравлических сопротивлениях (задвижки, отводы, фильтры, клапаны и т.д.). Он зависит в общем случае от типа сопротивления, диаметра трубопровода, режима течения. Численные значения коэффициента местного сопротивления приводятся в справочной литературе.

Коэффициент трения - трения используется для определения потерь напора на гидравлическом трении. Он зависит в общем случае от режима течения, шероховатости трубопровода и диаметра трубопровода.

Критерий Рейнольдса характеризует режим течения жидкости и определяется по формуле:

$$Re = \frac{W \cdot d \cdot \rho}{\mu}$$

где, W – скорость течения жидкости [м/с]; d – диаметр трубопровода [м]; ρ – плотность жидкости [кг/м³]; μ – коэффициент динамической вязкости жидкости [Па·с].

По численному значению критерия Рейнольдса можно судить о режиме (характере) течения жидкости:

- $Re < 2320$ - жидкость течет в ламинарном режиме. Ламинарному режиму течения свойственно движение частиц жидкости по траекториям, параллельным общему направлению потока.

- $2320 < Re < 10000$ - жидкость течет в переходном (слабо развитом турбулентном) режиме. Этому режиму свойственно появление вихрей. Вихрь – это движение группы частиц по вращательной траектории. За счет вихрей поток жидкости перемешивается в поперечном направлении. Чем ближе значение критерия Рейнольдса к 10000, тем больше вихрей.

- $Re > 10000$ - жидкость течет в турбулентном режиме. Турбулентный режим сопровождается возникновением большого количества вихрей, перемешивающих жидкость.

Ламинарное течение - течение жидкости (или газа) в виде отдельных, очень тонких слоев (или параллельных струй), не перемешивающихся друг с другом. Л. т. происходит только до определенной (критической) скорости. При скоростях, превышающих критическую, Л. т. переходит в турбулентное течение.

Массовая подача - масса жидкости, истекающей из выходной зоны насоса в единицу времени.

Максимальная подача - наибольшая подача, которая ожидается при эксплуатационных условиях.

Минимальная подача - наименьшая подача, которая ожидается при эксплуатационных условиях.

Максимальное входное давление - наивысшее давление на входе, которому подвергается насос при эксплуатации.

Максимальное давление на выходе - сумма максимального входного давления плюс максимальное дифференциальное давление, полученное от установленного ротора насоса при эксплуатации в проектных условиях и расчетной плотности.

Максимальная допустимая постоянная частота вращения (перемещения) - наибольшая частота, рекомендованная предприятием-изготовителем для непрерывной эксплуатации.

Максимальная осевая нагрузка - наибольшее значение остаточной осевой силы на роторе насоса, действующей при эксплуатации насоса при любых условиях в пределах допустимого рабочего диапазона.

Минимальная устойчивая подача - наименьшая подача жидкости, при которой насос может эксплуатироваться без неблагоприятного воздействия на такие его характеристики как, прогнозируемая долговечность, шум и вибрация.

Максимальный напор - наивысший полный напор, развиваемый насосом при любой подаче.

Мелиорация сельскохозяйственных земель, почв - система организационно-хозяйственных, агрономических и технических мероприятий для коренного улучшения неблагоприятных природных условий мелиорируемых земель путем регулирования их водного (и связанных с ним воздушного, пищевого и теплового) режима и обеспечения повышения плодородия почвы. К мелиорации относятся осушение и орошение почвы (ирригация), регулирование рек и поверхностного стока вод, укрепление сыпучих песков и оврагов, а также коренное улучшение химических свойств почвы (известкование кислых почв, гипсование засоленных почв и др.).

Мелиоративные мероприятия - проектирование, строительство, эксплуатация и реконструкция мелиоративных систем и отдельно расположенных гидротехнических сооружений, обводнение пастбищ, создание систем защитных лесных насаждений, проведение технических работ, работ по улучшению химических и физических свойств почв, научное и производственно-техническое обеспечение указанных работ.

Мелиоративные системы - комплексы взаимосвязанных гидротехнических и других сооружений и устройств (каналы, коллекторы, трубопроводы, водохранилища, плотины, дамбы, насосные станции, водозаборы, другие сооружения и устройства на мелиорированных землях), обеспечивающие создание оптимальных водных, воздушных, тепловых и питательных режимов почв на мелиорированных землях.

Манометр - прибор для измерения давления выше атмосферного. Наибольшее распространение на практике получили механические пружинные манометры. В силу специфики своего устройства, механический манометр, показывает не абсолютное давление, а избыточное давление, т.е. величину, на которую абсолютное давление больше чем атмосферное.

Мощность насосного агрегата – мощность, потребляемая насосным агрегатом или насосом, в конструкцию которого входят узлы двигателя.

Максимальное допустимое входное давление - наивысшая величина давления на входе, при котором насос или его узлы способны функционировать на основе используемых материалов.

Напор - давление воды, выражаемое высотой водяного столба над рассматриваемым уровнем или - энергия единицы массы жидкости, делённая на ускорение силы тяжести.

Напорное движение представляет движение жидкости в закрытом русле, при котором поток не имеет свободной поверхности, а давление отличается от атмосферного.

Насосы - машины для создания напорного потока жидкой среды. Этот поток создается в результате силового воздействия на жидкость в рабочей камере насоса. По характеру силового воздействия, а следовательно, и по виду рабочей камеры различают насосы **динамические** и **объемные**. В динамическом насосе силовое воздействие на жидкость осуществляется в проточной камере, постоянно сообщаемой с входом и выходом насоса. В объемном насосе силовое воздействие на жидкость происходит в рабочей камере, периодически изменяющей свой объем и попеременно сообщаемой с входом и выходом насоса. Различают:

- насосы для жидкостей;
- компрессоры, вентиляторы, воздуходувки, вакуум-насосы и другие устройства для нагнетания или отсасывания газов и паров.

Насосная станция – комплекс гидротехнических сооружений и оборудования для подъема воды насосами.

Напор насоса – разность удельных энергий при выходе из насоса и на входе в него, выраженная высотой столба перекачиваемой жидкости.

Насосная установка - конструкция из трубопроводов, опорных частей, фундаментов, блоков управления, приводов и т.д., в которую вмонтирован насос или насосный агрегат для того, чтобы сделать его пригодным для использования соответствующих целях.

Неустановившееся движение жидкости - это движение, при котором параметры жидкости (давление, скорость, а иногда и плотность) в каждой точке потока зависят не только от координат, но и от времени.

Неньютоновскими, или аномальными, жидкостями называют жидкости, которые не подчиняются основному закону внутреннего трения Ньютона. К ним относятся: литой бетон, глинистые, цементные, известковые и коллоидные растворы, нефтепродукты и смазочные масла при температуре, близкой к температуре застывания, краски, клей, смолы, целлюлоза, бумажная масса, растворы каучука, желатин, крахмал, различные белки, жиры и другие продукты пищевой промышленности, а также огнеупоры, шлаки, расплавленные силикаты и т. п.

Ньютоновские жидкости - жидкости, в которых напряжения трения определяются эмпирической формулой Ньютона, определяющей закон вязкого трения: напряжения трения пропорциональны градиенту скорости в относительном движении.

Номинальная подача - подача в гарантированной точке с учетом любых необходимых пределов рабочего режима.

Нормальная подача - подача, при которой ожидается нормальный режим эксплуатации.

Номинальное давление на выходе - давление на выходе насоса в гарантийной точке с номинальной подачей, номинальной частотой вращения, номинальным входным давлением и плотностью.

Номинальная потребляемая мощность насоса - мощность, необходимая насосу при расчётном режиме.

Номинальная частота вращения (перемещения) - количество оборотов в единицу времени, производимых насосом для того, чтобы соответствовать расчётным условиям работы.

Номинальный режим насоса – режим работы насоса, обеспечивающий заданные технические показатели.

Оптимальная подача - подача в точке наилучшего коэффициента полезного действия.

Оптимальный напор - полный напор, развиваемый насосом при подаче, соответствующей наилучшей эффективности.

Осевой насос – насос, отличительной особенностью которых является конструкция и функционирование рабочего колеса. Оно состоит из втулки, на которой укреплено несколько лопастей, представляющих собой удобооптекаемое изогнутое крыло с закрученной передней, набегающей на поток, кромкой. При перемещении профиля лопасти, вызываемого вращением рабочего колеса, в жидкости, за счет изменения скорости её течения вдоль нижней и верхней поверхности профиля, давление над профилем должно повыситься, а под профилем – понизиться. Благодаря этому создается напор насоса. Рабочее колесо насоса вращается в трубчатой камере, в результате чего основная масса потока в пределах колеса движется в осевом направлении, что и определило название насоса.

Объемная подача насоса – объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Применяются также понятия **массовая подача** (кг/с) и **весовая подача** (кг/с). Подача насоса зависит от геометрических размеров насоса и скорости движения его рабочих органов, а также от гидравлического сопротивления трубопровода, связанного с насосом.

Оптимальный режим насоса – режим работы насоса при наибольшем значении к. п. д.

Обратный клапан - элемент трубопровода, допускающий прохождение жидкости только в одном направлении.

· **Подача** – объем жидкости, проходящий через насос.

Подача на входе - подача во входном сечении насоса на входной стороне установки.

Подача на выходе - подача в выходном сечении насоса на выходной стороне установки.

Полный напор - напор, наблюдаемый в точке x , соответствующий сумме высоты, гидростатического напора и скоростного напора жидкости в точке x .

Полный напор установки - разница между полным напором на выходной стороне установки и полным напором на входной стороне установки.

Полный напор насоса - разница между полным напором на выходной стороне насоса и полным напором на входной стороне насоса.

Потеря гидравлического напора - перепад напора жидкости между двумя точками.

Потребляемая мощность насоса - мощность, передаваемая насосу его приводным механизмом.

Потребляемая мощность привода - мощность, потребляемая приводом насоса.

Потери механической мощности насоса - мощность, поглощаемая трением в подшипниках и уплотнениях вала при данных условиях эксплуатации насоса

Предельная частота вращения - частота вращения, при которой независимые устройства, осуществляющие аварийный сброс оборотов, срабатывают для останова первичного приводного механизма.

Плотность - масса в единице объема при указанной температуре.

Погружной насос - насосный агрегат, предназначенный для эксплуатации в состоянии полного погружения в перекачиваемую жидкость.

Предельное давление насоса - наибольшее давление на выходе из насоса, на которое рассчитана его конструкция.

Полезная мощность насоса - мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкости.

Подпор - высота расположения свободной поверхности жидкости в открытом резервуаре, из которого производится всасывание, отсчитанная от центра входного отверстия насоса. Для улучшения условий всасывания основного насоса искусственный подпор может быть создан вспомогательным насосом, установленным во всасывающем трубопроводе насосной установки, или повышенным давлением воздуха в расходном резервуаре, из которого производится всасывание жидкости.

Равномерное движение - это установившееся движение жидкости, при котором скорости частиц в соответствующих точках живых сечений, а также средние скорости не изменяются вдоль потока. При неравномерном движении скорость частиц в соответствующих точках живых сечений и средние скорости изменяются вдоль потока.

Расход - количество жидкости, протекающей через живое сечение потока в единицу времени. Расход может измеряться в единицах объема, веса или массы. Соответственно различают расходы: объемный, весовой и массовый.

Рабочий объем объемного насоса - разность наибольшего и наименьшего значений объема рабочей камеры за один оборот вала или за двойной ход рабочего органа насоса (вытеснителя).

Резервные насосы - насосы, дополнительные к тем, которые необходимы для обеспечения рабочего цикла, установленные для немедленной подмены основных насосов в случае их аварии.

Сжимаемость - свойство жидкости изменять свой объем под действием

давления. Обычные жидкости практически несжимаемы.

Средняя скорость на входе - подача на входном патрубке насоса, поделённая на входную площадь поперечного сечения насоса.

Средняя скорость на выходе - подача на выходном патрубке насоса, поделённая на выходную площадь поперечного сечения насоса.

Скоростной напор - высота столба жидкости, соответствующая кинетической энергии жидкости, наблюдаемой в точке, определенной подстрочным индексом.

Статический напор - доля полного напора в наблюдаемой точке установки, которая является независимой от скорости истечения жидкости.

Трубопровод - устройство или сооружение из плотно соединенных труб, предназначенное для транспортировки жидких, газообразных или сыпучих веществ. В зависимости от транспортируемой среды используются термины: водопровод, газопровод, паропровод, нефтепровод, воздухопровод, маслопровод, молокопровод, пивопровод и т.д.

Турбулентный режим движения жидкости - слоистость нарушается, движение жидкости сопровождается перемешиванием и пульсациями скорости и давления. Критерием для определения режима движения является безразмерное число Рейнольдса.

Удельная энергия - энергия единицы массы жидкости.

Установившееся движение жидкости - когда характеристики (скорость, давление и др.) движения во всех точках рассматриваемого пространства не изменяются с течением времени. Движение жидкости, при котором скорость и давление жидкости изменяются во времени, называется **неустановившимся**.

Центробежный насос – насос, в котором лопасти приводят во вращение перекачиваемый газ или жидкость, а центробежные силы инерции отбрасывают перекачиваемое вещество к краям камеры и в выходной патрубок.

Характеристика эффективности насоса - взаимосвязь между эффективностью насоса и подачей при данных эксплуатационных условиях, касающихся частоты вращения и жидкости.

Частота вращения (перемещения) - количество оборотов или перемещений, произведенных валом, соединительной муфтой вала или ротором насоса в единицу времени.

Эффективность насоса - доля полученной выходной мощности при данных эксплуатационных условиях, в потребляемой мощности насоса.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Лезнов Б.С. Экономия электроэнергии в насосных установках. –М.: Энергоиздат, 1991, 144 с.
2. Лезнов Б.С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздухоудных установках. -М.: Энергоатомиздат, 2006, 460 с.
3. Трубопроводный транспорт нефти. /Под ред. С.М. Вайншток. В 2-х томах. -М.: ООО Недра-бизнесцентр, 2002, Т-1, 407 с., 2004, Т-2, 621 с.
4. <http://www/cawater-info.net/6wwf/conferenc-tashkent2011/>. Юсупов А. Информация о проведенной в 2008-2010 годах работе по реализации Государственной Программы мелиоративных работ. Минфин Республики Узбекистан.
5. Морозов А.Н. Об условиях возможного применения совершенных способов полива в современных условиях. Ташкент. Сборник тезисов докладов конференции "Проблемы и пути формирования экономических взаимоотношений водного и сельского хозяйства в условиях развития рыночных реформ", 20-21 декабря 2004 года US AID, AED и САНИИРИ.
6. Генеральная Схема комплексного использования и охраны водно-земельных ресурсов Республики Узбекистан на период до 2005 года. "Водпроект", Ташкент, 1992.
7. Аллаев К.Р., Хохлов В.А. Управление энергогидравлическими режимами крупных насосных станций // Вестник ТашГТУ, 2005. № 3. С. 64-70.
8. Хохлов В.А. Энергосберегающие режимы работы насосов и насосных станций с длинными трубопроводами. /Дисс. докт. техн. наук. На правах рукописи – Ташкент. 2009. 253 с.
9. Аллаев К.Р., Хохлов А.В., Хохлов В.А. Разработка нормативов энергопотребления и энергосберегающих технологий насосов и насосных станций. /Сборник научных статей «Актуальные проблемы обеспечения интеграции науки, образования и производства», Ташкент, 2008 С. 459.
10. Аллаев К.Р., Хохлов А.В., Хохлов В.А. Теоретические основы исследования электро- и гидромеханических переходных процессов в электрических системах, содержащих насосные станции // Проблемы энерго- и ресурсосбережения. 2007-№2, С. 10-16.
11. Насосы и насосные станции. /Под ред. Чебаевского В.Ф. – М.: Агропромиздат, 1989. – 416с.
12. Виссарионов В.И., Трусов И.С. Математические модели переходных процессов в насосной станции при самозапуске электродвигателя после кратковременного перерыва питания // Энергетика. Минск, 1986. №11, –С.115-119.
13. Гловацкий О.Я., Очиллов Р.А. Совершенствование эксплуатации крупных мелиоративных насосных станций / Обзорная информация. В трех томах.– М.: ЦБНТИ Минводстроя, 1990.
14. Рахимов Ш.Х. Управление системами машинного водоподъема. –Т.: Фан, 1986. 186 с.
15. Рахимов Ш.Х., Бегимов И., Исаков М. Совершенствование диспетчерских режимов эксплуатации каскадов крупных насосных станций с водохранилищами сезонного регулирования.– Наманган: НИТИ, 1995, 56с.
16. Рычагов В.В., Флоринский М.М. Насосы и насосные станции. – М.: Колос, 1975, 416 с.

17. Турк В. И., Минаев А.В., Карелин В.Н. Насосы и насосные станции. – М.: Стройиздат, 1977. 297 с.
18. Хашимов А.А., Абидов К.Г. Самозапуск насосных установок. –Т.: ТашГТУ, 2002. 112 с.
19. Хохлов А.В., Хохлов В.А. Методы регулирования режимов работы крупных насосных станций. //Мелиорация и водное хозяйство. –М, 2000. № 1. – С. 25-26.
20. Хохлов А.В., Хохлов В.А. Возможности снижения потребления электроэнергии на насосных станциях. //Гидротехническое строительство. –М., 2002. № 9. – С. 28-30.
21. Флоренский М.М., Рычагов В.В. Насосы и насосные станции. –М.: Колос, 1967, 387 с.
22. Мамедов А.И., Алиев Э.Я. Упрощенный численный метод расчета переходных процессов в магистральном нефтепроводе при пуске насосного агрегата на режим. - Баку./ Изв. НАН. Проблемы энергетики. 2007, №2. –С.52-60.
23. Кузнецов В.Л., Кузнецов И.В., Очилов Р.А. Ремонт крупных осевых и центробежных насосов. Справочник. -М.: Энергоатомиздат.1996, 242 с.
- 24.Васильев Ю.С., Виссарионов В.И., Кубышкин Л.И. Решение гидроэнергетических задач на ЭВМ. (Элементы САПР И АСНИ). -М.: Энергоатомиздат. 1987, 157 с.
25. Кривченко Г.И. Расчеты на микрокалькуляторах переходных процессов в гидроэлектростанциях. -М.: Энергоатомиздат, 1989. 136 с.
26. Аллаев К.Р., Хохлов В.А. Применение метода разделения движений при исследовании электро- и гидромеханических переходных процессов. //Проблемы энерго- и ресурсосбережения 2009, № 3-4. -С. 34-43.
27. Камалов Т.С. Современное состояние и тенденция развития электроприводов промышленных и сельскохозяйственных установок //Узбекский журнал «Проблемы информатики и энергетики». 2004. № 1. -С.50-58.
28. Беглов И.Ф. Исследование закрутки потока перед рабочим колесом осевого насоса. /Проблемы механики. Ташкент. 1996, -С.34-37.
29. Рахимов Ш.Х., Гловацкий О.Я. Новые критерии надежности и безопасности гидротехнических узлов и насосных станций. / Сб. док. рег. семина. «Мониторинг безопасности крупных ГТС». Ташкент. 2004.
30. Шамайрамов М.А. Совершенствование эксплуатационной надежности крупных насосных станций системы машинного водоподъема. -Т.: САНИ-ИРИ. /Сб. науч.тр. (Мелиорация и водное хозяйство). 1997, -С.1-7.
31. Гловацкий О.Я. Рекомендации по диагностированию машинных оросительных каналов в агропромышленном комплексе. –Т., 1989, 28 с.
32. Гловацкий О.Я., Исаков Х.Х., Пак О.Ю. Экологические аспекты реконструкции систем машинного водоподъема. / Экологическая устойчивость и передовые подходы к управлению водными ресурсами в бассейне Аральского моря. Алматы, 2003, -С.471-476.
33. Pratap Singh. Transients in a hydro electric system and in the cooling water system of a thermal power plant. Indian institute of tecnology kanpur. 1990, 154 p.
34. M Hanif Chaudhry. Applied Hydraulic Transients.Canada. 1979, 503 p.
35. Pump Handbook. 3-rd edition. Edited by I. J. Karassik, J.P. Messina, P.Cooper, C.C. Heald. McGRAW-HILL. 2001. 1789 p.

36. B.Hauser. Practical Hydraulics Handbook. 2 edition. CRC Press, 1996. 368 p.
37. R.M. Khatsuria. Hydraulics of Spillways and Energy Dissipators. Marcel Dekker. New York. 2005. 673 p.
38. Basco, D.R.; Adams, J.R. Drag forces on baffle blocks in hydraulic jump, ASCE. Jnl. of Hyd. Div., Dec. 1971, 97.
39. Bellin, A.; Fiorotto, V. Direct dynamic force measurement on slabs in spillway stilling basins, ASCE. Jnl. of Hyd. Div., Oct. 1995, 121(No.10).
40. Bruschin, J. Forced aeration of high velocity flows. Jnl of Hyd Research, IAHR, 1987, 25(No 1).
41. Casteleyn, J.A.; Kolkman, P.A. Air entrainment in siphons: Results of tests in two scale models and attempt at extrapolation – Proc. 17th Congress IAHR. Baden-Baden, 1977.
42. Damle, P. M. Role of hydraulic models in determining spillway profiles for low dams and anicuts, Symp on Role of models in the evolution of hydraulic structures and movement of sediment, CBIP. New Delhi, 1952.
43. Irvine, D.A.; Elsayy, E.M. Some scale effects in modelling air-regulated siphon spillways, Symp. on Design and operation of siphons and siphon spillways, BHRA, May 1975.
44. Farhaudi, J.; Narayanan, R. Force on slab beneath hydraulic jump, ASCE. Jnl. Of Hyd. Engg., 117(1).
45. Fattor, C.A.; Lopardo, M.C.; Casado, J.M.; Lopardo, R.A. Cavitation by macroturbulent pressure fluctuations in hydraulic jump stilling basins, 29th IAHR Congress. Beijing, 2001.
46. Кривченко Г.И. Гидравлические машины. Турбины и насосы. -М.: Энергия. 1978, 162 с.
47. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления, 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Недра, 1982. 224 с.
48. Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках. / Под ред. Г.И. Кривченко – М.: Энергия 1975. 367 с.
49. Гидроэлектрические станции. /Под ред. Ф.Ф. Губина и Г.И. Кривченко – М.:Энергия,1980. 368 с.
50. Гидроэнергетические установки. /Под ред. Щавелева Д.С. – Л.: Энергоиздат, 1981. 516 с.
51. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. –М.: Госэнергоиздат, 1960. 464 с.
52. Флоренский М.М., Рычагов В.В. Насосы и насосные станции. Изд.3-е. -М.: Колос. 1967, 387 с.
53. Раинкина Л.Н. Гидромеханические расчеты трубопроводных систем с насосной подачи жидкости. Уч.пос. -М.: РУНГ им. Губкина., 2004, 76 с.
54. Залуцкий Э.В., Петрухно А.И. Насосные станции. Курсовое проектирование. –Киев: Вища школа. 1987, 167 с.
55. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок: Учебное пособие / Чебаевский В.Ф., Вишневский К.П., Накладов Н.Н. – М.: Колос, 2000. 376 с.
56. Гидромашины: Учебное пособие /Бегляров Д.С., Беглярова Э.С., Козлов Д.В. – М.: МГУП. 1996. 110 с.

57. Каталог насосов, применяемых в мелиорации. – М.: Росорттехводстрой МВХ РСФСР, 1988. 229 с.
58. Аршеневский Н.Н., Поспелов Б.Б. Переходные процессы крупных насосных станция. -М.: Энергия, 1980, 112 с.
59. Гуляев В.Г. Исследование на динамическую устойчивость высоконапорных насосных агрегатов при параметрических возмущениях колебаний. / Наукові праці ДонТНУ. Випуск 18(172), сер. Гірничо-електромеханічна, Донецк. 2009, -С. 40-52.
60. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. -Л.: Машиностроение. 1988, 256 с.
61. Кривченко Г.И.. Гидравлические машины. –М.: Энергоатомиздат, 1983. 320 с.
62. Метревели В.Н.. Сборник задач по курсу гидравлики с решениями. /2-ое изд. -М.: Высш. шк., 2008, 192 с.
63. Фокс Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. М., 1981.
64. Картвелишвили Н.А., Ю.И. Галактионов. Идеализация сложных динамических систем. -М.: Наука, 1976, 271 с.
65. Френкель Н.З. Гидравлика. -М.- Л.: Госэнергиздат, 1956.- 456с.
66. Чугаев Р. Р. Гидравлика. -Л.: «Энергия», 1970.
67. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. В 2-х томах. -М.: Энергоатомиздат. 1991.Т.1, 350 с., Т.2, 367 с.
68. Электрическая часть станций и подстанций. Под ред. А.А. Васильева. -М.: Энергия. 1980, 608 с.
69. <http://wash.earthforever.org/lib/uz/water>. Вода - жизненно важный ресурс для Узбекистана.
70. http://www/cawaterinfo.net/library/eng/water_resopurs_managment_inuzbekistan. Водное хозяйство Узбекистана, 2011.
71. Указ Президента Республики Узбекистан от 29 октября 2007 года N УП-3932 "О мерах по коренному совершенствованию системы мелиоративного улучшения земель".
- 72.Постановление Президента Республики Узбекистан от 31 октября 2007 года N ПП-718 "Об организации деятельности Фонда мелиоративного улучшения орошаемых земель при Министерстве финансов Республики Узбекистан".
73. Постановление Кабинета Министров Республики Узбекистан N 261 "О мерах по совершенствованию формирования и реализации программ мелиоративного улучшения орошаемых земель", 2008 год, 28 ноября.
74. <http://www.icwc-aral.uz/15years>. Рахимов Ш.Х., Жураев С. Опыт эксплуатации и исследований горизонтальных центробежных насосов ирригационных насосных станций на современном этапе.
75. Веников В.А. Переходные электромеханические процессы в электрических системах. /Учебник для вузов: изд. 3-е, перераб. -М.: Высшая школа, 1978: - 415 с.
76. Баринов В.А., А.З. Гамм и др. Автоматизация диспетчерского управления в электроэнергетике. /Под ред. Руденко Ю.Н. и Семенова В.А. -М.: Изд-во МЭИ, 2000, 648 с.

77. Гончуков В.В, Горништейн В.М., Крумм Л.А. и др. Автоматизация управления энергообъединениями. /Под ред. С.А. Совалова. -М.: Энергия, 1979, 432 с.

78. Веников В.А., Суханов О.А. Кибернетические модели электрических систем. -М.: Энергоатомиздат, 1982. 328 с.

79.Страхов С.В. Переходные процессы в электрических цепях, содержащих машины переменного тока. -М.-Л.: ГЭИ, 1960. 247 с.

80.Соколов Н.И. (ред.). Применение аналоговых вычислительных машин в энергетических системах. /Изд. 2-е. -М.: Энергия, 1970. 400 с.

81. Постников И.М. Обобщенная теория и переходные процессы электрических машин. -М.: Высшая школа, 1975. 319 с.

82.Казовский Е.Я. Переходные процессы в электрических машинах переменного тока. - М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1962. 621 с.

83.Горев А.А. Переходные процессы синхронной машины. - М.-Л.: ГЭИ, 1950. 551 с.

84. Кривченко Г.И. Гидравлические машины. – М.: Энергоатомиздат, 1983. 320 с.

85. Справочник по гидравлическим расчетам. /Под редакцией П.Г. Киселева. М.: Энергия, 1974. 312с.

86. Справочник по гидравлическим расчетам. /Изд. 4-ое. Под ред. П.Г. Киселева. М. Энергия, 1972. 157 с.

87. Валландер С.В. Лекции по гидроаэродинамике. -Л.: ЛГУ, 1978. 294 с.

88. Валуева Е.П., Свиридов В.Г.. Введение в механику жидкости. -М.: МЭИ, 2001. 213 с.

89. Чугаев Р.Р. Гидравлика. /Изд. 4-ое, -Л.: Энергоиздат, 1982. 672 с.

90. Шербин С.А., Семенов И.А., Шербина Н.А. Основы гидравлики. - Ангарск. 2009. 94 с.

91. Жмуд А.Г. Гидравлический удар в гидротурбинных установках. Элементы теории и расчет. -Л-М: ГКИ, 1953. 235 с.

92. Мамедов О.Г. Научные основы повышения эксплуатационной надежности погружных электродвигателей. -Баку. 2010. 183 с.

93. Исаакян С.М. Выбор метода расчета гидравлического удара в нагнетательных трубопроводах низконапорных насосных установок. // Изв. АН Армении. Сер.тех.наук, Ереван. 1958, №6, -С.39-46.

94. Ашиянц Э.П. К вопросу об отрицательном гидравлическом ударе в нагнетательном трубопроводе насосной станции. //Изв. АН Армении. Сер.тех.наук, 1974, №1.-С.48-54.

95. Жуковский Н.Е.. Гидродинамика. /Собр. Соч. Том II. -М-Л.: Гос. изд. тех-теор. лит. 1949. 760 с.

96. Корнеев С.Д. Газогидродинамика. -М.: Из-во МГИУ, 2011. 231 с.

97. Ашиянц Э.П. Экспериментальное исследование гидравлического удара с разрывом сплошности потока. //Изв. АН Армении. Сер.тех.наук, 1976, №6. -С.31-35.

98. Примеры расчетов по гидравлике. /Под ред. А.Д. Альтшуля, -М.: Стройиздат, 1977. 256 с.

99. Ушаков Е.И. Разделение движений при исследовании переходных процессов и устойчивости ЭЭС. -М. //Изв. АН РФ, Энергетика, 2000, №6. —С.74-86.

100. Рафаэлян Р.М., Аветисян Р.С. К расчету переходного процесса в нагнетательном трубопроводе при отключении привода насоса. //Изв. АН Армении. Сер.тех.наук, 1977, №5, -С.55-60.
101. Герлига В.А., Фридман Н.А., Рыбчук А.Н. Математическая модель динамических режимов работы закрытых систем циркуляционного водоснабжения блоков АЭС. –Одесса: /Тр. ОПУ, 2004, вып.2(22), -С. 1-7.
102. <http://synerjetics.ru/article/catastrophe.htm> Ю.И. Лобановский. Технические причины катастрофы на Саяно-Шушенской ГЭС (итоги расследования).
103. Овчинников В.В., Чесноков И.П., Мисриханов М.Ш. Электрическое торможение мощных насосных агрегатов при аварийном останове. /Тр. ИГЭУ. Вып. 4. Повышение эффективности работы энергосистем. -М.: Энергоатомиздат, 2001, -С.151-163.
104. Костин В.Н., Овчинников В.В., Чесноков И.П., Мисриханов М.Ш. Натурные испытания электрического торможения насосных агрегатов при потере электроснабжения. /Тр. ИГЭУ. Вып. 4. Повышение эффективности работы энергосистем. -М.: Энергоатомиздат, 2001. -С.147-151.
105. Ушаков Е.И. Статическая устойчивость электрических систем. -Новосибирск.: Наука (Сиб. отд.), 1988. 273 с.
106. Вазов В. Асимптотические разложения решений обыкновенных дифференциальных уравнений. –М.: Мир, 1968. 454 с.
107. Крон Г. Исследование сложных систем по частям – диакоптика. -М.: Наука, 1972. 542 с.
108. Казовский Е.Я. Переходные процессы в электрических машинах переменного тока. - М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1962. 621 с.
109. Аллаев К.Р. Режимы электрических систем с асинхронными турбогенераторами. -Т. 2005. 287 с.
110. Хохлов А.В. Расчёт переходных процессов при отключении части агрегатов, работающих на общий трубопровод. М. Гидротехническое строительство. 2010-№ 3. С.11-15.
111. Хохлов В.А., Титова Ж.О. Регулируемые струйные насосы для дренажной откачки из помещений насосных и гидроэлектрических станций. -М.: //Гидротехническое строительство. №3-2010. С. 18-21.
112. Аллаев К.Р. Электроэнергетика Узбекистана и мира. Ташкент: «Fan va texnologiya», 2009, 464с.
113. Сытдыков Р.А. Управление спросом на электроэнергию и режимы электроэнергетических систем. //Проблемы энерго- и ресурсосбережения. 2009, № 3-4. –С. 42-47.
114. Хохлов А.В., Хохлов В.А., Абзалов Б.Б. Основы расчетов стационарных электромеханических и гидромеханических режимов, происходящих в насосных станциях с учетом старения // Проблемы энерго- и ресурсосбережения. 2009, № 1-2. -С. 149-161.
115. Аллаев К.Р., Жураев М.Ж., Алиев А.М., Рахмонов Ф.М. Функции Ляпунова в квадратичной форме и статическая устойчивость электрических систем // Проблемы энерго- и ресурсосбережения. 2009, № 1-2, -С. 22-32.
116. Сытдыков Р.А., Таджиев М.У. Перспективы создания экологически безопасных электростанций в Узбекистане с использованием возобновляемых энергоресурсов // Проблемы энерго- и ресурсосбережения. 2009, № 1-2. -С.187-191.

117. Патент UZ IAP 03670 Система удаления фильтрационных и дренажных вод из помещения насосной или гидроэлектрической станции. /Хохлов А.В., Хохлов В.А., Хохлов А.А. / Бюл. «Расмий Ахбаротнома». –2008, – №5.
118. Аллаев К.Р. Энергетика мира и Узбекистана. –Ташкент: Молия, 2007. 388 с.
119. Аллаев К.Р. Электромеханические переходные процессы. /Учебное пособие. –Ташкент: Молия, 2007. 280 с.
120. Аллаев К.Р., Хохлов А.В., Хохлов В.А. Теоретические основы исследования электро- и гидромеханических переходных процессов в электрических системах, содержащих насосные станции // Проблемы энерго- и ресурсосбережения. 2007, №2. -С. 10-16.
121. Хохлов В.А. Энергосберегающие режимы работы насосов и насосных станций с длинными трубопроводами. /Автореферат дисс. докт. техн. наук. На правах рукописи. –Ташкент. 2009. 36 с.
122. Allaev K.R., Fedorenko G.M., Postnikov V.I., Ostapchuk L.B. Asynchronous generators as power system's natural dampers. Paris, CIGRE -2010, A_109_2010. 15 p.
123. Лямаев Б.Ф., Небольсин Г.П., Нелюбов В.А. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. /Под ред. Б.Ф. Лямаева. -Л.: Машиностроение. Лен. Отд., 1978. 192 с.
124. Алиев Р.А. и др. Трубопроводный транспорт нефти и газа. -М.: Недра, 1988.
125. Allaev K.R., Khokhlov V.A. Prevention of hydraulic shocks at pumping stations // Вестник ТашГТУ. 2005. №2. -С. 60-66.
126. Аллаев К.Р. Режимы электрических систем с асинхронными турбогенераторами. –Ташкент: ТашГТУ. 2005. 286 с.
127. Аллаев К.Р., Хохлов В.А. Малая гидроэнергетика Узбекистана в условиях энергосбережения // Проблемы энерго- и ресурсосбережения. 2005. № 1. -С. 25-30.
128. Аллаев К.Р., Хохлов В.А. Энергосбережение – путь к повышению энергоэффективности насосных станций //Проблемы энерго- и ресурсосбережения. 2006, № 2. -С. 10-28.
129. Бритвин С.О., Ивашенко И.Н., Семенов И.В., Рассказов Л.Н. Основные положения концепции обеспечения безопасности гидротехнических сооружений. // Гидротехническое строительство. 2004. № 10.
130. Гераскин О.Т. Основы теории и методов расчета режимов больших электроэнергетических систем. – М.: ИПКгосслужбы, 1996. 166 с.
131. Использование водной энергии. /Под ред. Ю. С. Васильева. –М.: Энергоатомиздат, 1995. 608 с.
132. Ирригация Узбекистана. Коллектив. /В четырех томах. –Т.:Изд-во «Фан», 1975-1981.
133. Лутидзе Ш.И., Джафаров Э.А. Энергетическое оборудование нового поколения на основе силовой электроники и сверхпроводников // Энергетика. Известия РАН. 2005, №3. -С. 105-134.
134. Крупные насосные станции Республики Узбекистан. Краткий обзор технического состояния. -Ташкент: Госводхознадзор. 2005. 72 с.
135. Мирцхулава Ц. Е. Подходы к оценке меры старения длительно эксплуатируемых плотин // Гидротехническое строительство. 2008. № 6.

136. Патент UZ № FAP 00180. Система насосов. Хохлов А.В., Хохлов В.А., Хохлов А.А.
137. Khokhlov A.V., Khokhlov V.A.. Transfer Pipes as a Good Means of Preventing Hydraulic Shocks. // *Hydrotechnical Construction* / Vol. 35 No 5, May, 2001. Kluwer, Nederland.
138. Хохлов В.А. Натурные испытания дренажной системы насосных станций // Проблемы энерго- и ресурсосбережения. 2005, № 2-3. -С. 24-30.
139. Хохлов В.А., Абзалов Б.Б. Оптимальное распределение нагрузки между агрегатами малых насосных станций // Техника юлдузлари, 2006, № 1. -С. 58-60.
140. Хохлов В.А. Влияние тарифа на электроэнергию на параметры напорных трубопроводов насосных станций // Мелиорация и водное хозяйство. М., 2006, № 4. -С. 26-28.
141. IRRIGATION & DRAINAGE SYSTEMS. Dordrecht, Netherlands. The International Journal, 2007. № 4. – P. 30–39.
142. Ольховский Г.Г. Пути развития мировой энергетики. // Электрические станции. 1999, №6. -С.10-18.
143. Дьяков А.Ф., Миролюбов В.А. 17-й конгресс МИРЭС. /Энергия и технология: устойчивое развитие мира в следующем тысячелетии. -М.: Энергетик, 1999, №2. -С.2-5.
144. Яковлев М.Е. Повышение энергоэффективности как ключевой фактор достижения энергетической безопасности потребителей энергоресурсов. // Энергонадзор и энергобезопасность, 2005, №4. -С. 25-27.
145. Саидова Г.К. Формула экономического роста. Правда Востока, 10.08.2006.
146. Электроэнергетика Узбекистана. ГАК «Узбекэнерго». -Т. 2002.
147. Шоисматов Э.Р. Задачи энергосбережения и пути их решения в электроэнергетической отрасли страны. // Проблемы энерго- и ресурсосбережения, 2003, №1-2. -С.44-54.
148. Беляев Л.С., Воропай Н.И. и др. Долгосрочные тенденции развития электроэнергетики мира и России. // Изв. АН РФ, Энергетика, 2004, №1, -С.3-13.
149. Котлер В.Р., Серков Д.Е. Потребление первичной энергии и структура топливопотребления в мире. // Электрические станции, 2002, №7. -С.71-73.
150. Джангиров В.А. Современное состояние и пути развития электроэнергетики стран СНГ. // Промышленная энергетика, 2002, №5. -С.2-5.
151. Захидов Р.А., Кивалов Н.К., Орлова Н.И., Таджиев У.А. Перспективы устойчивого экологически безопасного энергообеспечения Узбекистана с использованием энергии солнечного излучения, малых водотоков, ветра. -Т.// Геллиотехника. 1997, №5-6. -С.86-96.
152. Оперативно-производственная информация в энергетике. /под ред. В.А. Семенова. -М.: Энергоатомиздат, 1987. 162 с.
153. Каландаров П.И., Сытдыков Р.А. Управление спросом на электроэнергию и режимы систем электроснабжения. /в междунар. сб. научн. тр. «Математическое и программное обеспечение систем в промышленной и социальной сферах». –Магнитогорск: МГТУ. 2011. –С.20-25.
154. Литкенс И.В., Пуго В.И. Колебательные свойства электрических систем. -М.: Энергоатомиздат, 1988. 217 с.

- 155.Амосов А.А., Дубинский Ю.А., Копченова Н.В. Вычислительные методы для инженеров. -М.: МЭИ, 2003, 596 с.
- 156.Аюев Б. Управление электропотреблением: административные и экономические методы. -М.:// Энергорынок, 2007, №4.
- 157.Троицкий А.А. Энергоэффективность как фактор влияния на экономику, бизнес, организацию энергоснабжения. //Электрические станции, 2005, №1.-С. 11-16.
- 158.Захидов Р.А. Управление энергосбережением в развитых странах. //Проблемы энерго- и ресурсосбережения, 2005, №1, -С.114-121.
159. Аллаев К.Р., Сытдыков Р.А. Современное состояние и перспективы развития энергетики мира и Узбекистана /Труды международного семинара TEMPUS «Проблемы энергетики в Центральной Азии и Европе», 5-6 ноября 2004 г, TSTU-ATEI, Ташкент. -С. 10-12.
- 160.Шарма Р., Брефор Л., Исаков М., Томсон П. Узбекистан. Энергетическая отрасль: вопросы, анализ и программа реформ. Всемирный Банк. 2003. 55с.
- 161.Лапшев Н. Н. Гидравлика. /Учеб. для вузов. -М. : Академия, 2007. 268 с.
- 162.Streeter V.L., Wylie E.B. Hydraulic Transients. New York, Mc Craw - Hill, 1967. 317 p.
- 163.<http://politerm.com.ru/articles/waterhammer.htm>. Лямаев Б.Ф., Крицкий Г.Г., Никитин Г.Л. Применение современных информационных технологий при расчете гидравлического удара в системах водоснабжения.
- 164.Прандтль Л. Гидроаэродинамика. /Пер.с нем. -Ижевск.: НИЦ Регулярная и хаотическая динамика, 2000. 576 с.
- 165.Бирхгоф Г. Гидродинамика. Методы. Факты. Подобие. /Пер.с 2-го англ. изд.,- М.: ИИЛ. 1963. 242 с.
- 166.Липанов А.М., Кисаров Ю.Ф., Ключников И.Г. Численный эксперимент в классической гидромеханике турбулентных потоков. -Екатеринбург, 2001. 162 с.
- 167.Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. -М.: Наука, 1986, 368 с.
- 168.Андерсон Д., Таннехил Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. /Пер. с англ. Том 1.-М.: Мир 1990, 192 с.
- 169.Гусев В.П.. Основы гидравлики. –Томск: Из-во ТПУ, 2009. 172 с.
- 170.Кикачайшвили Г.Е. Методология оптимизации систем подачи и распределения воды. –Тбилиси: Из-во ТГУ, 2002. 180 с.
- 171.Пилюпенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. /Под ред. В.С Будника. -М.: Машиностроение, 1977. 352 с.
- 172.Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем. /Пер. с франц. -М.: Машиностроение, 1964. 389 с.
- 173.Ащиянц А.П. К вопросу о разгоне жидкости в трубопроводе. /Изв. НАН Армении, 2003, №3. -С. 52-524.
- 174.Басниев К. С., Дмитриев Н.М., Розенберг Г.Д. Нефтегазовая гидромеханика. –М.-И.: Изд 2-ое, 2005. 544 с.
- 175.Роуч П. Вычислительная гидродинамика. -М.: Мир,1974, 618 с.

176. Вычислительные методы в гидродинамике. /Пер. с англ.: ред. Б. Олдер и др. -М.: 1967. 382 с.
177. Ламб Г. Гидродинамика. -М.-Л.: ОГИЗ, 1947. 929 с.
178. Линь Цзя Цзяо. Теория гидродинамической устойчивости. Пер.с англ. -М.: ИЛ, 1958, 193.
179. Теоретическая гидродинамика. /Пер.с англ. -М.: Мир, 1964, 658с.
180. Слезкин Н.А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости. -М.: ГЭИ. 1955, 519 с.
181. Власов А.Д., Мурин Б.П. Единицы физических величин в науке и технике. Справочник. -М.: Энергоиздат. 1990. 176 с.
182. Каневская Р.Д. Математическое моделирование гидродинамических процессов разработки месторождений углеводородов. - Москва-Ижевск, 2003. 128 с.
183. Серрин Дж. Математические основы классической механики жидкости. /Пер. с англ. -М.: ИЛ, 1963. 254 с.
184. Сергель О.С. Прикладная гидрогазодинамика. -М.: Машиностроение, 1981. 375 с.
185. Повх И.В. Техническая гидромеханика. -Л.: Машиностроение. 1969. 524 с.
186. Смирнов Л.В., Овчинников В.Ф. и др. Динамика трубопроводов при гидравлическом ударе в потоке транспортируемой жидкости. М.// Проблемы прочности и пластичности. 2010, №72. -С.73-79.
187. [http:// www.volnotex. ru](http://www.volnotex.ru). Инновационная технология противоаварийной защиты трубопроводов и оборудования – стабилизаторы давления. -М.: ВОЛНОТЕХ.
188. Гликман Б.Ф. Математические методы пневмогидравлических систем. -М.: Наука, 1986. 398 с.
189. Ивановский В.Н., Пекин С.С., Сабиров А.А. Установки погружных центробежных насосов для добычи нефти. -М.: Нефть и газ. 2002, 256 с.
190. Асламзян А.А. Работа гидротурбины при переходных процессах. //Изв. АН Армении. Сер.тех.наук, 1961, №3. -С.35-42.
191. S.Pejovic, A.P.Boldy. Guidelines to hydraulic transient analysis of pumping systems. P and B Press. Belgrade – Coventry. 1992, 226 p.
192. Попов Д.Н., Панаиотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика: Учебник для вузов /Под ред. Д.Н. Попова. -М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 384 с.
193. Овчинников В.В., Чесноков И.П. Электрическое торможение мощных насосных агрегатов при их аварийной остановке. //Повышение эффективности работы энергосистем. / Тр. ИГЭУ, №4, Иваново, 2001. -С.151-163.
194. Костин В.Н. и др. Натурные испытания электрического торможения насосных агрегатов при потере электроснабжения. //Повышение эффективности работы энергосистем. / Тр. ИГЭУ, №4, Иваново, 2001. -С.147-151.
195. [http:// www.val.Net. ru](http://www.val.Net.ru)

УДК: 621.311:
ББК 22.336
А 50

Научное издание

Аллаев К.Р., Хохлов В.А., Сытдыков Р.А.

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Ташкент – “Fan va texnologiya” – 2012

Редактор: Г.Шахамидова
Тех. редактор: А.Мойдинов
Художник: Х.Гулямов
Корректор: Д.Вахидова
Компьютерная
верстка: Н.Хасанова

Изд. лиц. АІ №149, 14.08.09.

Разрешено в печать 02.11.12. Формат 70х100^{1/16}.

Гарнитура “Times Uz”.

Печать офсетная. Усл.печ.л.13,0. Изд.печ.л. 12,0.

Тираж 100. Заказ № 11/10

Отпечатано в типографии ООО «POLIMEXANIKA»
Улица Мукумий 7.