

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН**

ИННОВАЦИОННЫЙ ЕВРАЗИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Калискаров В.А.

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ
НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ЭКИБАСТУЗСКОЙ ГРЭС-1**

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
специальность 6М071700 «Теплоэнергетика»

ПАВЛОДАР – 2015

Министерство образования и науки Республики Казахстан

Инновационный Евразийский университет

Департамент «Энергетика и металлургия»

Допущен к защите:
Директор Департамента
«Энергетика и металлургия»
кандидат технических наук,
доцент _____ А.К.Кинжибекова
«__» _____ 2015 г

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему «Повышение эффективности и надежности работы нагнетательных аппаратов Экибастузской ГРЭС-1»

по специальности 6М071700 «Теплоэнергетика»

Выполнил магистрант
группы ТЭ(м)-202

В.А. Калискаров

Научный руководитель,
К.т.н., доцент

А.К. Кинжибекова

ПАВЛОДАР 2015

СОДЕРЖАНИЕ:

	ВВЕДЕНИЕ	3
1.	Теоретические основы понятия надежности работы теплоэнергетических аппаратов	6
1.	Понятие надежности работы питательных насосов	6
1.	Зарубежный опыт повышения надежности работы теплоэнергетического оборудования	21
2.	Анализ эффективности работы нагнетательных аппаратов Экибастузской ГРЭС-1	27
2.	Описание Экибастузской ГРЭС-1	27
2.	Основные параметры и краткое описание конструкции турбины К-540-23,5	35
2.	Факторы, влияющие на надежность работы питательных насосов	46
2.	Анализ и причины снижения надежности работы питательных насосов Экибастузской ГРЭС-1	48
3.	Разработка технических решений по повышению надежности и эффективности работы нагнетательных аппаратов Экибастузской ГРЭС-1	55
3.	Пути совершенствования работы питательного турбонасоса	55
1.	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	74
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	75

Министерство образования и науки Республики Казахстан

Инновационный Евразийский университет

Департамент «Энергетика и металлургия»

Допущен к защите:

Директор Департамента

«Энергетика и металлургия»

кандидат технических наук,

доцент _____ А.К.Кинжибекова

«___» _____ 2015 г

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему «Повышение эффективности и надежности работы нагнетательных аппаратов Экибастузской ГРЭС-1»

по специальности 6М071700 «Теплоэнергетика»

Выполнил магистрант
группы ТЭ(м)-202

В.А. Калискаров

Научный руководитель,
К.т.н., доцент

А.К. Кинжибекова

ПАВЛОДАР 2015

СОДЕРЖАНИЕ:

	ВВЕДЕНИЕ	8
1.	Теоретические основы понятия надежности работы теплоэнергетических аппаратов	11
1.1	Понятие надежности работы питательных насосов	11
2	Анализ эффективности работы нагнетательных аппаратов Экибастузской ГРЭС-1	33
2.1	Описание Экибастузской ГРЭС-1	33
2.2	О и краткое описание конструкции турбины К-540-23,5	43
2.3	Факторы, влияющие на надежность работы питательных насосов	55
2.4	Анализ и причины снижения надежности работы питательных насосов Экибастузской ГРЭС-1	58
3	Разработка технических решений по повышению надежности и эффективности работы нагнетательных аппаратов Экибастузской ГРЭС-1	64
3.1	Пути совершенствования работы питательного турбонасоса	64
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	84
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	85

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Развитие зарубежной и отечественной энергетики в 1980-1990 г.г. характеризовалось ростом единичных мощностей, вводимых в эксплуатацию энергетических блоков тепловых электростанций до 500 МВт. Ввод в эксплуатацию мощных блоков вызвал необходимость применения укрупненного технологического оборудования, к которому относятся и питательные насосы (ПН). В результате рядом фирм были разработаны и установлены на энергоблоках крупные ПН единичной мощностью: США - 47 МВт, Япония, ФРГ - 22 МВт, СССР и Англия - 16 МВт. Построенные в 60-80 г.г. прошлого века энергоблоки требуют модернизации и замены оборудования. Поэтому совершенствование конструкции, улучшение характеристик крупных ПН для ГРЭС в настоящее время является актуальным. Частые отказы в работе питательных и нагнетательных насосов (два раза в год, капитальные ремонты – один раз в четыре года) приводят к снижению энергетической независимости ГРЭС, увеличению затрат на ремонты насосов.

Цель и задачи работы. Целью работы является повышение эффективности и надежности работы питательных насосов (ПН) в диапазоне коэффициента быстроходности ступеней и создание современных, конкурентоспособных ПН для энергоблоков мощностью до 500 МВт. Для достижения поставленной цели сформулированы следующие основные задачи:

- анализ существующих конструкций и характеристик питательных насосов (ПН);
- выявление факторов, влияющих на надежность работы питательных насосов;
- анализ и выявление причин снижения надежности работы питательных насосов;
- разработка технических решений по повышению надежности работы питательных насосов;
- проведение испытаний ПН на Экибастузской ГРЭС-1.

Методы исследования. Поставленные в диссертационной работе задачи решаются на основе методов вычислительной гидродинамики, термодинамики и прочности, экспериментальных исследований, натурных испытаний.

Разработана уточненная методика проектирования и отработаны формы ПЧ насосов с высокими гидравлическими качествами на основе программного обеспечения (ПО), реализующего решение прямой гидродинамической задачи в двумерной и трехмерной постановках. Разработаны и апробированы уточненные методики пересчета характеристик ступени ПН при немодельной корректировке элементов ПЧ ступени (подрезка рабочего колеса (РК) по наружному диаметру, запиловка выходных кромок лопастей РК, изменение площади входа в диффузор направляющего

аппарата (НА). Разработаны и апробированы на модельных ступенях методы управления пограничным слоем (УПС) в РК ступени насоса, которые повышают гидравлические качества и улучшают вибрационные характеристики (ВХ) насоса. Разработаны и исследованы на опытных установках и в составе насосов материалы пар трения подшипников скольжения, работающих на перекачиваемой жидкости.

Теоретическая значимость работы. Разработана уточненная методика расчета ПН и отработаны ПЧ с высокими гидравлическими качествами на основе решения прямой гидродинамической задачи в двумерной и трехмерной постановках. Разработаны и апробированы уточненные методики пересчета характеристик ступени ПН при немодельной корректировке элементов ПЧ (подрезка РК по наружному диаметру, запиловка выходных кромок лопастей РК, изменение площади входа в диффузор НА). Предложены и апробированы методы УПС в РК насоса, повышающие гидравлические качества и улучшающие ВХ насоса.

Практическая значимость работы. На основании выполненных работ на ОАО "Пролетарский завод" ("ПЗ") созданы и эксплуатируются на ГРЭС в составе энергоблоков мощностью 500 МВт ПН типа ПН 1500-350-3, ПН 1500-350-4 и др., отвечающие современным техническим требованиям и имеющие характеристики на уровне ПН ведущих мировых производителей.

Результаты работы могут быть использованы при разработке крупных ПН для ГРЭС с энергоблоками 500 МВт, а также центробежных нагнетательных насосов различного назначения.

Достоверность результатов теоретических исследований подтверждена сравнением с результатами экспериментов. Достоверность характеристик созданных ПН подтверждена результатами испытаний ПН на ГРЭС, а также результатами ресурсной эксплуатации ПН.

Научные публикации, которые раскрывают основные результаты работы:

- создание уточненных методик пересчета характеристик ступени ПН при немодельной корректировке элементов ПЧ (подрезка РК по наружному диаметру, запиловка выходных кромок лопастей РК, изменение площади входа в диффузор НА);
- внедрение ПО, разработка уточненной методики расчета ПН и отработка ПЧ с высокими гидравлическими качествами с использованием двумерных и трехмерных гидродинамических методов;
- проведение экспериментальных исследований модельных ступеней и элементов ПН на опытных установках и испытаний ПН на ГРЭС.

Научная новизна.

Разработаны методы повышения эффективности и надежности функционирования теплоэнергетического насосного оборудования основных технологических циклов энергоблоков, заключающаяся в следующих аспектах.

1. Представлен статистический анализ наиболее характерных отказов энергетических насосов, работающих на Экибастузской ГРЭС-1.

2. Исследовано влияние внешних и внутренних факторов на работоспособность насосного оборудования по широкому спектру показателей качеств.
3. Доработанная крышка позволяет также собрать питательный насос с проточной частью старой конструкции
4. Выявлены особенности функционирования насосного оборудования для основных технологических циклов рабочих энергоблоков и согласованности работы насосов и гидросистемы.
5. Разработан метод адаптации питательных насосов реальным условиям эксплуатации.
6. Снижена трудоемкость ремонта питательного насоса в 1,5 раза.

Апробация

Результаты исследований были опубликованы в первой статье «Обеспечение надежности эксплуатации и ремонта теплоэнергетического оборудования» во втором номере журнала «Вестник ИНЕУ» 2015 года.

Вторая статья «Проблемы эксплуатации питательных насосов энергоблоков мощностью 500 МВт Экибастузской ГРЭС-1 им. Б. Нуржанова и мероприятия, реализованные при реконструкции питательных насосов ПН-1500-350-3 и ПН-1500-350-4» была представлена на международной научной конференции молодых ученых, магистрантов и студентов «XV Сатпаевские чтения», которая проводилась в ПГУ им. С. Торайгырова.

Разработанная методология стала основой для анализа и выработки рекомендаций по эффективной эксплуатации насосного оборудования теплоэнергетических объектов. Выработанные с использованием разработанных методов рекомендации использовались для повышения эффективности эксплуатации насосного оборудования (для бустерных ПД 1600-180-1, конденсатных КсВ 320-160, сетевых серии СЭ 2500 и СЭ 5000) на Экибастузской ГРЭС-1.

1 Теоретические основы понятия надежности работы теплоэнергетических аппаратов

1.1 Понятие надежности работы питательных насосов

Надежность - это свойство объекта выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели производительности, экономичности, рентабельности и другие в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки. Для стационарных теплоэнергетических установок представляющих собой крупные мало серийные ремонтируемые изделия с большим сроком службы, понятие надежности можно интерпретировать, как свойство отпускать не хранимую продукцию (энергию) по строго заданному режиму, при этом сохраняя эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемой длительной наработке [1].

К числу основных свойств теплоэнергетических установок, их агрегатов и элементов оборудования можно отнести следующие: безотказность, долговечность, исправность, неисправность, работоспособность, неработоспособность, предельное состояние.

Для характеристики надежности работы энергетического объекта, как правило, используют следующие понятия: повреждения - событие, заключающееся в нарушении исправности системы ее подсистем и элементов, вследствие влияния внешних воздействий, превышающих уровни, установленные в нормативно-технической документации на объекте; отказ - событие, заключающееся в нарушении работоспособности энергоблока, вследствие неисправности подсистемы (котельной или турбинной установок), элементов (конденсатор, насосы, подогреватели и т. д.).

Отказы могут быть полные и частичные. После возникновения полного отказа подсистемы или элемента, энергоблок отключается. После возникновения частичного отказа энергоблок может оставаться в работе, но с меньшей эффективностью. Надежность теплоэнергетической установки и входящих в нее элементов в принципе можно определить коэффициентом готовности K_g . Коэффициент готовности - это вероятность, того что энергоблок или его элементы окажутся работоспособными, т. е. готовыми нести проектную нагрузку в произвольный момент времени, кроме периодов его плановых установок.

Питательные насосы являются очень ответственными агрегатами на тепловой электростанции и поэтому важнейшим требованием, которое предъявляется к эксплуатации питательных насосов, является обеспечение надежной их работы.

Питательная установка включает в себя два турбонасосных агрегата, предназначенных для работы в качестве питательных насосов блока и состоящих из питательного насоса Пн-1500-350, приводной

конденсационной турбины ОК-18ПУ с редуктором Р-1А и бустерного насоса ПД-1600-180-1.

Два агрегата обеспечивают 100% нагрузку блока. Приводом каждого питательного турбонасоса является конденсационная паровая турбина, подача пара на которую осуществляется от одного из трех источников: IV отбора главной турбины, БРОУ ПТН, коллектора с.н. 15 кг/см² 380°; одновременная подача пара от отбора турбины и любого другого источника недопустима по условиям защиты турбины от разгона.

Питательная вода на всасе главного питательного насоса ПН-1500-350 подается из напорного патрубка бустерного насоса, который приводится во вращение приводной турбиной через редуктор. На всас бустерного насоса ПД-1600-180-1 (отм. всаса 7,442 м) питательная вода подается из деаэрационных баков, расположенных на отм. 30,39 м (ось бака). На общем всасывающем коллекторе бустерных насосов предусмотрена установка пяти фильтров (четыре - рабочих, один - резервный) для очистки питательной воды. На всасе каждого питательного насоса устанавливается фильтр тонкой очистки питательной воды. Два фильтра (один - рабочий, один - резервный) установлены также на общем коллекторе подачи конденсата на уплотнения питательных насосов и бустерных насосов.

Питательный насос ПН-1500-350, входящий в состав турбонасосного агрегата, предназначен для питания котла.

Таблица 1.1 - Техническая характеристика питательного насоса ПН-1500-350

Наименование	Величина
Производительность м ³ /час	1500
Давление в напорном патрубке кгс/см ²	350
Давление в приемном патрубке кгс/см ²	22
Температура перекачиваемой воды °С	165
Число оборотов об/мин	4285
Мощность на валу МВт	10,92

Конструкция насоса. Главный питательный насос ПН-1500-350 представляет собой центробежный насос с семью ступенями давления. Для обеспечения высокой надежности и полной герметичности насоса при работе в условиях сверхкритических давлений и достаточно высоких значений температур, корпус насоса выполнен двойным.

К основным узлам насоса относятся: наружный корпус, крышка насоса, концевые уплотнения, внутренний корпус, ротор насоса, подшипники насоса.

Наружный корпус. Основной базовой деталью насоса является наружный корпус, представляющий собой кованный сварной цилиндр из стали 15ХМФ, к корпусу привариваются входной и напорный патрубки, которые направлены вниз.

К корпусу приварены четыре лапы, опорные поверхности располагаются в горизонтальной плоскости, проходящей вблизи оси насоса. Опорными лапами насос опирается на чугунную раму, которая в свою очередь устанавливается на фундамент насоса. Крепление насоса к раме осуществляется четырьмя упорами. В передних лапах расположены две поперечные шпонки, направляющие расширение насоса в горизонтальной плоскости в сторону нагнетания насоса. Правильность осевого расположения корпуса при тепловом расширении обеспечивается двумя продольными шпонками, расположенными на напорном и всасывающем патрубке. Эти шпонки допускают вертикальные тепловые расширения корпуса. Принятая система крепления насоса фиксирует в пространстве его ось, сохраняя свободу тепловых расширений во все стороны. Наружный корпус имеет со стороны входного патрубка уступ для упора внутреннего корпуса. В верхних точках корпуса в районе всасывающего и напорного патрубка имеются два радиальных сверления для подсоединения вентилей воздушников. В наружном корпусе выполнены также два радиальных сверления для отбора воды после первой ступени на впрыски промперегрева. Наружный корпус с торцов закрывается всасывающей и напорной крышкой. Стыки корпуса и крышек с целью повышения коррозионно-эрозионной стойкости наплавлены нержавеющей сталью.

Крышка напорная и крышка всасывающая. Крышка напорная крепится к торцу наружного корпуса при помощи шпилек и воспринимает усилия от давления, создаваемого насосом. С наружной стороны к крышке шпильками крепится корпус заднего концевое уплотнения. Между крышкой и корпусом заднего уплотнения образована область за разгрузочным диском, соединенная со всасом насоса. С внутренней стороны крышки выполнены два центрирующих выступа, которые служат для установки крышки в наружный корпус и для центровки по ней внутреннего корпуса. Для обеспечения плотности между корпусом и крышкой установлена металлическая прокладка. Со стороны входного патрубка наружный корпус закрывается крышкой всасывания, представляющей собой корпус переднего уплотнения, выполненный конструктивно совместно со всасывающей камерой насоса. Для обеспечения плотности между корпусом и крышкой установлена резиновая прокладка.

Внутренний корпус. Внутренний корпус является отдельным сборочным элементом насоса. Вместе с ротором детали его образуют проточную часть насоса. Корпус представляет собой набор отдельных секций, скрепленных между собой болтами. В секциях насоса установлены направляющие аппараты с обратными каналами.

Направляющий аппарат состоит из двух частей: собственно направляющего аппарата, неразъемного и внутреннего кольца направляющего аппарата, имеющего горизонтальный разъем. Во избежание протечек в стыке между направляющим аппаратом и внутренним кольцом, эти детали выполняются с различными коэффициентами линейного расширения. Предварительный прижим внутреннего кольца к уплотнительному борту направляющего аппарата во время сборки обеспечивается пружинами, расположенными в лопатках внутреннего кольца направляющего аппарата. В местах уплотнений рабочих колес в секциях установлены уплотнительные кольца и кольца из двух половин. Уплотнительные кольца имеются в зазоре между ступицей рабочих колес и внутренних колец направляющего аппарата.

Центровка направляющих аппаратов осуществляется по уплотнительным кольцам, которые, в свою очередь, зацентрированы в расточках секций. Секции между собой центрируются с помощью трех продольных шпонок. Кроме того, для удобства сборки каждая секция относительно другой предварительно центрируется с помощью трех штифтов.

Направляющий аппарат последней ступени крепится непосредственно к секции последней ступени и имеет расточку для центровки с напорной крышкой.

Первая ступень - подвижное кольцо центруется с одной стороны - в расточке наружного корпуса. С другой стороны - в расточке одной секции.

Проточная часть насоса в сборе центруется с одной стороны - в проточке наружного корпуса шестью шпонками, с другой стороны расточкой последнего направляющего аппарата на выступе напорной крышки насоса.

Область всасывания от камеры отбора за ступенью разделяется уплотнительным буртом. Область давления нагнетания от области давления первой ступени уплотняется упорным буртом, который упирается в уступ наружного корпуса.

Предварительный прижим проточной части к корпусу осуществляется болтами.

Окончательное крепление и центровка проточной части осуществляется напорной крышкой насоса.

В секциях четырех ступеней предусмотрены катки для перемещения проточной части по корпусу насосов. Уплотнение стыков элементов проточной части осуществляется за счет металлического контакта в уплотняющих поясах. Уплотняющее усилие создается сжимающей силой давления, действующей на внутренний корпус и шпильками.

Ротор насоса.

Ротор насоса образует кованый вал с насаженными на него семью рабочими колесами из нержавеющей стали, выполненными методом точного литья. Все рабочие колеса имеют одинаковые размеры проточной части. Посадка колес на вал осуществляется с натягом. Для облегчения сборки

ротора диаметр вала под колесами изменяется ступенчато (уменьшается в сторону нагнетания). Колеса фиксируются на валу при помощи шпонок. Шпоночные канавки вала для соседних колес расположены с диаметрально противоположных сторон.

Для осуществления независимого теплового расширения вала и рабочих колес между ступицами рабочих колес предусмотрены разрезные установочные кольца, устанавливаемые с осевым зазором от 0,4 до 0,6 мм. В области концевых уплотнений со стороны всасывания и нагнетания вал защищен от эрозийного действия протечек рубашками из нержавеющей стали. Рубашка со стороны всасывания насажена на вал с натягом и фиксируется в продольном направлении кольцевым выступом, расположенным во внутренней расточке рубашки, который входит в кольцевую выемку вала.

Рубашка со стороны нагнетания насажена на вал и по посадке (допускает движение).

Этой рубашкой осуществляется прижим разгрузочного диска к бурту вала. Разгрузочный диск выполнен из нержавеющей стали повышенной твердости. Диск посажен на вал по скользящей посадке и фиксируется с помощью шпонки.

Со стороны привода на конусной посадке с натягом установлена втулка зубчатой муфты.

На другом конце вала также на конусной посадке насажена шестерня для привода ротора реле обратного вращения и хвостик указателя осевого сдвига.

Концевые уплотнения.

Концевые уплотнения предназначены для уплотнения и охлаждения вала. В насосе применены уплотнения щелевого типа с промежуточным подводом уплотняющего конденсата. В каждом корпусе уплотнений (со стороны всасывания и со стороны нагнетания) организованы три камеры: внутренние камеры для отвода воды в деаэратор, средние - для подвода уплотняющего конденсата от КН-2сТ. или насосов БЗК, крайние - для отвода конденсата в конденсатор главной турбины через сифон.

Дросселирующие щели уплотнений образованы обоймами и вращающимися вместе с валом рубашками.

Предусмотрен также отвод конденсата в БНТ из камер, расположенных в крышках уплотнений. Протечки конденсата по валу сливаются в кожухи уплотнений, а оттуда в промливневую канализацию.

Для надежной работы уплотнений, уменьшения величины утечек конденсата в деаэратор, давление уплотняющего конденсата должно примерно от 1,0 до 1,5 кг/см² превышать давление в камере слива в деаэратор. Этот перепад давления поддерживается автоматическими клапанами. Кроме того, на линиях подвода уплотняющего конденсата к каждому уплотнению предусмотрены регулирующие вентили с ручным приводом, с помощью которых можно установить одинаковое давление в камерах слива в деаэратор.

Для очистки уплотняющего конденсата предусмотрена установка двух фильтров тонкой очистки к каждому уплотнению. Один фильтр - рабочий, другой - резервный.

Подшипники насоса.

Опорами ротора насоса являются подшипники скольжения с принудительной смазкой.

Вкладыши подшипников имеют сферическую посадку в обоймах, что обеспечивает самоустановку вкладышей по направлению оси вала в процессе сборки. Обоймы устанавливаются в корпусах подшипников по цилиндрической поверхности. Центровка корпусов подшипников относительно оси расточки корпусов насоса осуществляется перемещением трех установочных винтов. Положение корпусов подшипников после центровки фиксируется установкой точечных болтов из-под развертки, расположенных у разъема корпуса подшипника.

В торцевой крышке подшипника со стороны нагнетания расположен шариковый подшипник, который предотвращает большие перемещения ротора в сторону нагнетания при останове насоса.

При нормальной работе насоса этот подшипник не работает. Масло на смазку подшипников подается от системы маслоснабжения главной турбины.

Смазка зубчатого зацепления (правой полумуфты, насаженной на вал насоса) осуществляется местной подачей масла по трубке в корпусе подшипника.

Система разгрузки осевых усилий.

Во время работы насоса из-за разности давления воды по обе стороны рабочего колеса возникает осевое усилие, равное 75 т, направленное в сторону всасывания. Осевое усилие уравнивается силой, действующей на разгрузочный диск, насаженный на вал насоса, вследствие разности давления на обе его стороны. Со стороны рабочих колес к диску подводится вода с давлением после последней ступени (напор колеса). Эта вода дросселируется сначала в радиальном зазоре «Г» до давления P_x , а затем в торцевом зазоре «В2».

Зазор «В1» образован ступицей разгрузочного диска и втулкой. Зазор «В2» образован разгрузочным диском и кольцом разгрузочного диска.

Область за разгрузочным диском соединена со всасом и имеет давление P_y . Разность давлений по обе стороны разгрузочного диска обуславливается сопротивлением жидкости в торцевом зазоре «В2». Величина этого зазора в равновесном состоянии составляет около 0,2 мм и изменяется в зависимости от изменения величины осевой силы по режимам работы насоса.

Система уравнивания осевой силы разгрузочным диском является самоустанавливающей. При увеличении давления и, как следствие, увеличения осевой силы. Ротор насоса совместно с разгрузочным диском смещается в сторону всаса. Это приводит к уменьшению торцевого зазора и увеличению перепада в нем и, следовательно, к увеличению силы,

действующей на диск в сторону нагнетания. Зазор будет увеличиваться до тех пор, пока силы, действующие на ротор, не уравновесят друг друга. При работе насоса на рециркуляцию величина торцевого зазора по расчету 0,22 мм (при радиальном зазоре - 0,35 мм). При разгрузке, близкой к номинальной, торцевой зазор уменьшается до 0,16 мм. Минимально возможный зазор 0,15 мм.

Для предотвращения металлического контакта диска и кольца разгрузочного диска в неработающем насосе при наличии давления на всасе на ротор действует некоторое осевое усилие, отжимающее ротор в сторону подшипника нагнетания из-за разных диаметров рубашек вала под уплотнения.

Обратный клапан и сбросное устройство

На напорной линии питательного насоса устанавливается обратный клапан типа «захлопка» для предотвращения обратного тока питательной воды из общего напорного трубопровода. Обратный клапан состоит из корпуса, закрытого крышкой. Крышка уплотняется набором колец, опирающихся на кольцо. В корпусе крышка фиксируется разрезным кольцом. На оси, установленной внутри корпуса, вращается рычаг с закрепленной на нем тарелкой.

Для обеспечения возможности работы насоса на закрытую задвижку на нагнетании и для предотвращения перегрева насоса при работе с малой производительностью насос снабжен сбросным устройством, обеспечивающим в этих случаях проток питательной воды через насос в количестве не менее 200 м³/час.

Сброс питательной воды осуществляется в деаэрационный бак. Сбросное устройство состоит из двух вентилях рециркуляции и двух дроссельных устройств, установленных параллельно. Отвод воды к вентилям рециркуляции выполнен до обратного клапана.

В целях исключения возможности вскипания воды в трубопроводе рециркуляции в конце трубопровода, перед сбросом в деаэратор, устанавливается дроссельное устройство второй ступени, рассчитанное на 14 кг/см².

Управление вентилями рециркуляции, снабженным электроприводом, осуществляется от импульса, получаемого от расходомерного устройства, установленного на напорной линии насоса.

В качестве постоянно действующих питательных насосов могут использоваться как электронасосы, так и турбонасосы. Например, в головном образце блока сверхкритического давления мощностью 500 МВт с прямоточным котлом П-57Р Подольского котельного завода и с турбогенератором К-540-23,5 ЛМЗ в качестве основного, постоянно действующего питательного насоса установлен турбонасос ПН-1500-350-4М с активной турбиной типа К11-1,0П, имеющей семь ступеней давления. Турбина рассчитана на работу паром (из отбора ЦСД главной турбины) с давлением 16 атм и с температурой 450° С. Давление пара за последней

ступенью турбины составляет 2,2 атм. Пар после турбины питательного насоса направляется в ресивер между частью среднего и низкого давления главной турбины. Турбина К11-1,0П имеет один регенеративный отбор пара за четвертой ступенью давления. Эффективная мощность турбины при полной производительности питательного насоса равна 12,69 МВт.

В качестве резервного питательного насоса на блоке установлен электронасос ПН-950-340, рассчитанный на половинную производительность (550 т/ч) главного питательного насоса. Резервный питательный насос связан с электродвигателем АТД-8000 (мощность двигателя восемь МВт, охлаждение железа статора и ротора водяное) через гидравлическую муфту и редуктор. Гидравлическая муфта позволяет обеспечивать пуск электродвигателя на холостом ходу и регулировать число оборотов питательного насоса во время работы.

Для бесперебойного снабжения котельных агрегатов питательной водой резервные питательные насосы должны иметь устройства для автоматического пуска при снижении давления в напорной магистрали. Питательные электронасосы оборудуются, кроме того, устройством для пуска насоса от АВР (автомат ввода резерва). Работу этого устройства нужно периодически проверять по установленному на электростанции графику. Один раз в месяц производится опробование резервных питательных насосов при максимально возможной производительности.

Для обеспечения быстрого ввода резервных насосов в работу задвижки на напорных и всасывающих магистралях насосов должны быть открыты. Если резервными являются турбонасосы, то пар следует подвести к стопорному клапану, а турбина должна быть прогрета и надежно дренирована.

Питательные насосы работают в тяжелых условиях, особенно в установках высокого давления. Для повышения надежности работы их снабжают дистанционными указателями осевого сдвига ротора и сигнализацией на тепловой щит управления при повышении вибрации подшипников. Для предотвращения аварии от осевого сдвига ротора насосы снабжают устройством для автоматического отключения при предельном осевом сдвиге ротора с сигнализацией на тепловой щит.

Каждый питательный насос должен иметь обратный клапан на напорном патрубке и устройство для автоматического включения

рециркуляции. Для наблюдения и контроля за работой насос снабжают следующими контрольно-измерительными приборами:

а) манометрами на напорном и всасывающем патрубках питательной воды и на напорном маслопроводе;

б) термометрами на подшипниках с принудительной смазкой и на маслопроводах до и после маслоохладителей (у турбонасосов, кроме того, измеряют температуру масла после редуктора).

Паровая турбина у питательных турбонасосов снабжается тахометром, манометром и термометром для измерения давления и температуры пара перед стопорным клапаном, манометрами для измерения давления пара за регулирующими клапанами, в камере регулировочной ступени (у многоступенчатых турбин) и в выхлопном патрубке. Кроме того, должны быть манометры для измерения давления масла в системе регулирования и в системе смазки. В том случае, если питательные турбонасосы являются постоянно действующими, они снабжаются паромерами.

Для защиты турбонасоса от чрезмерного повышения числа оборотов паровая турбина снабжается автоматом безопасности, который должен испытываться один раз в четыре месяца и после простоя турбонасоса более одного месяца, а также после ремонтов, связанных с системой регулирования турбины. Электронасосы должны иметь амперметр с красной чертой, соответствующей номинальному току электродвигателя.

В РК при низких и средних значениях ns отличие исходного равноскоростного потока от расчетного не превышает 10%, при высоких значениях ns различие может достигать 30-40 %. На найденных ассимметричных поверхностях тока вновь решается задача обтекания. На основе опыта проектирования высокоэффективных колес ПН с пространственной ЛС были выработаны рекомендации, позволяющие получить ЛС с высокими гидродинамическими качествами:

- 1) циркуляция по высоте лопасти постоянна;
- 2) величина минимальной скорости невязкого потока по втулочному сечению на СД лопасти W должна быть положительной;
- 3) рекомендуемая плотность решетки для РК с $ns=85+100 - 1/t= 2,4 + 2,6$;
 $ns=100+115 - 1/t= 2,2+ 2,4$; $ns=115+130 - 1/t= 2,0+ 2,2$;
- 4) скелетная линия профилей на входном и выходном участках ЛС должна быть прямолинейной ($K_{20}=K_{40}=0$);

5) угол атаки должен находиться в пределах $i = (2+5)^\circ$, угол безударного входа потока определяется по величине потерь равный нулю по результатам расчета обтекания ЛС. Расчет ведется в диапазоне подач $(0,4 + 1,4) Q$.

Результаты расчета параметров РК насоса ПН 1500-350-4 по изложенной методике представлены на рисунке 1.1. Качество ЛС оценивалось интегральными параметрами: ударными и профильными потерями и кавитационным коэффициентом Тома. Потери на ограничивающих дисках h учитывались приближенно - пропорционально профильным потерям $h_{BT} = 0,5 h_p$.

На рисунке 1.1 приведены результаты расчета динамики ротора при пуске насоса ПН 1500-350-4 и отсутствии подачи конденсата на ПУ. Расчет выполнен при различной частоте вращения с определением нагрузки на подшипник удельного давления P на рубашку и зазора в пусковом подшипнике. Там же приведены значения скорости V (м/с) и P_U (МПа*м/с) - фактора, характеризующего эффективность работы подшипника.

Анализ результатов расчетов показывает, что подъем ротора в подшипнике равно 0,05 мм) происходит при частоте вращения ротора 1500 об/мин, когда в результате постепенного увеличения перепада давления в радиальных зазорах уплотнений РК и разгрузочного диска

Таблица 1.2 - Гидравлические потери в элементах ступени ПН 1500-350-4 и характеристики насоса

Режим	$\bar{Q}$	h_{PK}	$h_{НА}$	$h_{ОНА}$	Σh_r	η_r	$\eta_{ст}$	$\eta_{ст.прив.}$	$\eta_{н.расч.}$	$H_{ст.расч.}$	$\eta_{н.эксп.}$	$H_{ст.эксп.}$
Разм.	—	%	%	%	%	%	%	%	%	М	%	М
1	1,4	6,1	2,0	0,35	7,45	92,5	81,4	83,0	79,7	291	—	—
2	1,2	3,9	1,5	0,25	5,65	94,4	83,0	84,6	81,3	450	81,8	370
3	1,0	3,6	1,4	0,2	5,2	94,8	83,4	85,0	81,7	592	82,4	597
4	0,8	5,9	3,9	0,25	9,75	90,3	79,5	81,1	77,8	651	80,2	658
5	0,6	11,0	10,2	0,35	21,55	78,5	69,1	70,6	67,3	672	71,3	695

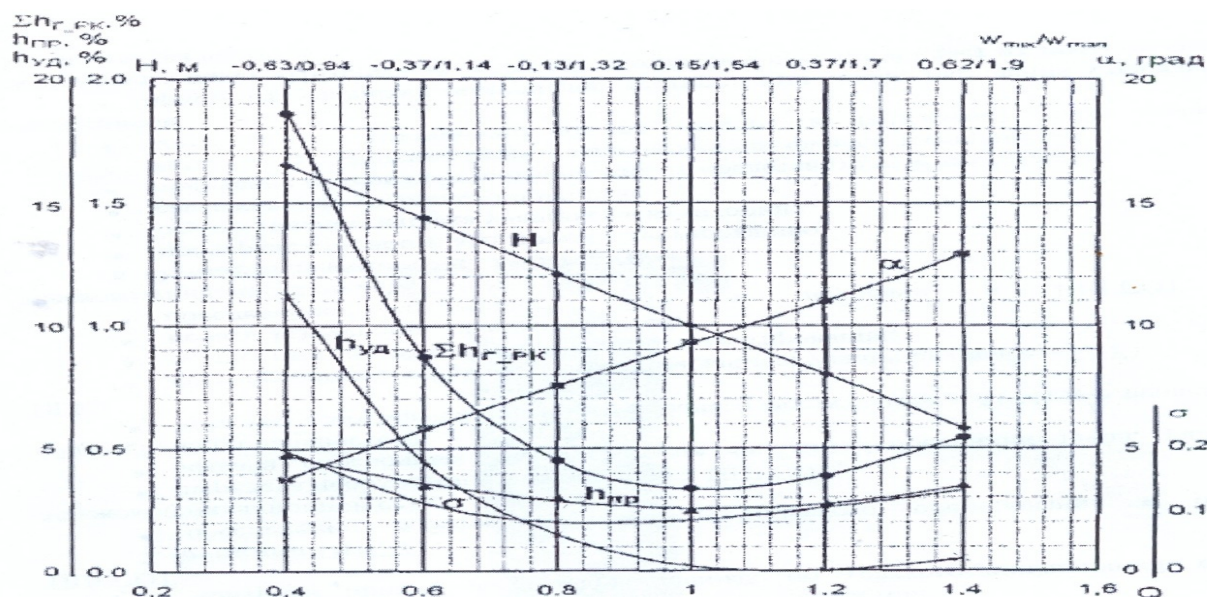


Рисунок 1.1 - Зависимость гидродинамических параметров РК от режима работы насоса

Таблица 1.3- Результаты расчета динамики ротора насоса ПН 1500-350-4

Параметры	Ед.изм	Частота вращения							
	Об/мин	250	500	750	1000	1200	1400	1500	5150
F	Кгс	300	290	289	282	275	266	3,2	0
P	МПа	0,46	0,45	0,45	0,44	0,44	0,4	0,034	0,0047
V	м/с	1,05	2,09	3,14	4,19	5,02	5,86	6,28	21,59
PV	МПа-м/с	0,49	0,94	1,4	1,82	2,13	2,41	0,22	0,1
b	мм	0	0	0	0	0	0	0,05	0,18

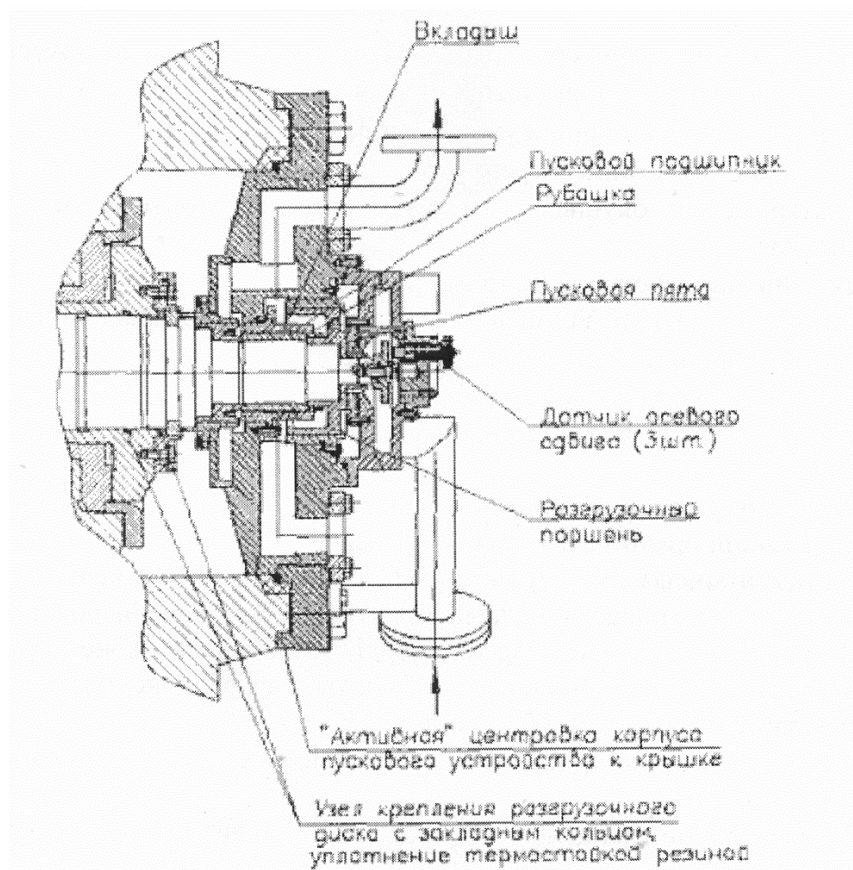


Рисунок 1.2 - Пусковое устройство питательного насоса
ПН 1500-350-4М

Узел крепления разгрузочного диска с закладным кольцом, уплотнение термостойкой резиной возникающие в них гидростатические силы уравнивают массу ротора. Далее при повышении частоты вращения ротора насоса до n равное 5150 об/мин зазор в подшипнике достигает величины 0,18 мм, т.е. подшипник полностью отключается и находится практически в центре динамического равновесия.

ПУ данного типа применено на насосе ПН 1500-350-4М блока 500 МВт Экибастузской ГРЭС-1. Нарботка насоса с 1998 г. по 2009 г. составила около 80 тыс. часов, что в три раза превышает среднестатистические характеристики базового насоса ПН 1500-350-4М.

Результаты исследования насосов типа ПН 1500-350М при работе на частичных режимах и оптимизации линии рециркуляции (ЛР). Как показывает анализ, одиночная работа насоса предпочтительней на всех режимах. При эксплуатации ПН наиболее опасными, с точки зрения вибрации, являются режимы работы ПН на частичных подачах в особенности, работа по ЛР при опрессовке котла и вводе (выводе) насоса в параллельную работу. Результаты расчетов и испытаний показывают, что в штатной ЛР возникает эффект ее частичного запираания, что снижает ее пропускную способность (фактические значения расхода по ЛР от 1,5 до 1,7 раза меньше расчетных).

Анализ характеристик насосов ПН 1500-350 (базовый вариант) и ПН 1500-350-4М показал, что на номинальном режиме новый насос имеет частоту вращения 4620 об/мин вместо 4665 об/мин, т.е. его ПЧ более высоконапорная. Новый насос обладает лучшими кавитационными качествами, имея допускаемый кавитационный запас 80 м, против 145 м. Уровень вибрации (четыре мм/с) ниже, чем на базовом (12,1 мм/с). В результате низкого статического прогиба ротора 0,12 мм в насосе ПН 1500-350-4М (вместо 0,32 мм), применения блок-секций, активных центровок и ПУ его надежность и ресурсные характеристики значительно выше. Так в насосе ПН 1500-350 ресурс между капитальными ремонтами составляет два года или 16 тыс. час, а в насосе ПН 1500-350-4М - шесть лет или 45 тыс. час соответственно.

Сравнение характеристик насоса ПН 1500-350-4М и насосов других производителей показывает, что по экономичности (КПД равный от 85 до 86 процентов) и кавитационным качествам насосы примерно одинаковые, однако только у насоса «ПЗ» имеется подтверждение как уровня КПД, так и значений кавитационных характеристик, полученных при натурных испытаниях на ГРЭС.

По уровню минимальной виброактивности ПН на первый взгляд преимущества имеет фирма "KSB", но спектральный анализ характеристик показывает следующую закономерность: по общему уровню вибрации преимущества имеет фирма "KSB" - 1-г-2,5 мм/с, у "КТЗ" – от трех до 4,8 мм/с, а у "ПЗ" - 3-г-5 мм/с. Однако, на лопастной частоте минимальные уровни вибрации имеет насос "ПЗ" - 0,4 мм/с (что, по нашему мнению, является результатом применения более совершенных методик расчета ступени), а у насосов "КТЗ" и "KSB" - 1,3 и два мм/с, соответственно. Преимущества по уровню вибрации на оборотной частоте имеет насос "KSB", у которого уровень вибрации равен 0,3 мм/с, против 2,5+3,5 мм/с у "КТЗ" и "ПЗ".

Только в конструкции насоса «ПЗ» применено ПУ, что сокращает длину ротора, уменьшает статический прогиб, повышая надежность и ресурс ПН и сокращает на восемь т/ч расход масла (ввиду отсутствия выносного опорно-упорного подшипника, применяемого остальными фирмами).

1 Разработаны способы повышения экономичности и ресурса крупных питательных насосов:

- Разработана уточненная методика проектирования ПН на основе решения прямой гидродинамической задачи в двумерной и трехмерной постановках, на основе которой спроектированы ПЧ с высокими гидравлическими качествами для насосов ПН 1500-350-4 и ПН 1500-350-4М производства ОАО "Пролетарский завод".

- Оптимизирован радиальный зазор между РК и НА, обеспечивающий повышение КПД ступеней до 1,5 % и снижение вибрационных характеристик на восемь дБ. В диапазоне n_s равный от 90 до 406 оптимально иметь радиальный зазор восемь равно 4,7+7,0 %. Разработана методика пересчета

напорной характеристики при подрезке РК в области минимальных радиальных зазоров пять меньше трех процентов.

- Расчетом с использованием пакета Ansys CFX 12 и экспериментально показано, что для насоса с n_s равный 230 при выполнении специальной заправки выходных кромок лопастей РК возможно повышение напора ступени на 13%. Применение метода специальной заправки выходных кромок лопастей РК в ступенях с коэффициентом быстроходности n_s равный $60+230$ подтвердило возможность повышения напора на восемь до 15 процентов.

- Разработана методика пересчета характеристики ступени насоса при изменении площади входа диффузора НА в диапазоне n_s равный от 80 до 112.

- На основе анализа и исследований методов УПС отработан способ вдува перекачиваемой жидкости через отверстия в покрывающем диске в межлопастные каналы РК, который позволяет повысить КПД ступени и улучшить вибрационные характеристики.

- Проведены исследования вариантов подшипников скольжения на водяной смазке и материалов пар трения, которые показали, что при температуре до 125 °С наиболее оптимальным вариантом является подшипниковая пара: рубашка из материала ФУТ-Б по втулке из стали 95нА18. Для использования в ПН при температуре водяной смазки до 210 °С рекомендуется применение в качестве материала рубашки полифениленсульфида марки УПФС.

2. На основании разработанных способов и отработанных технических решений создана конструкция современного конкурентоспособного ПН. Насос ПН 1500-350-4 М по сравнению с ранее выпускаемым насосом ПН 1500-350 имеет явные преимущества: более высокую напорность ПЧ, улучшенные кавитационные качества, повышенный на два процента КПД, сниженную на 380 кВт потребляемую мощность, сниженные с 12,1 мм/с до четырех мм/с уровни вибрации и увеличенный приблизительно в три раза ресурс.

3. Высокие технические характеристики насосов типа ПН 1500-350-4 и ПН 1500-350-4М, в т.ч., надежность и ресурс подтверждены проведенными приемочными и периодическими испытаниями и успешной эксплуатацией насосов на ГРЭС-1.

Анализ вибросостояния основных видов оборудования станций показывает, что у подшипников от 20 до 25 процентов наблюдается превышение допустимых пределов хотя бы по одному из вибропараметров: виброперемещению, виброскорости или виброускорению, - что является признаком критичного износа. Особенно это касается подшипников с пластичной смазкой. Основными причинами такого положения является то, что за последние 10-12 лет ухудшилось качество смазочных материалов, значительно ухудшилось качество подшипников, до минимального уровня сократилось научно-техническое сопровождение производства, снизились численность и квалификация обслуживающего персонала. В результате

наложения всех факторов, сложилась ситуация, которая с трудом поддается контролю обычными средствами.

Главная же причина кроется в том, что современная концепция обеспечения надежности эксплуатации теплоэнергетического оборудования, по сути, сводится к стремлению проследить всеми доступными способами за нарастанием износа механических узлов оборудования и постараться заменить эти узлы до их полного разрушения. Пассивная, оборонительная практика борьбы с износом обречена на поражение.

Комплексная, высокоэффективная система обеспечения надежности эксплуатации энергетического оборудования включает в себя:

- мониторинг вибросостояния оборудования, основанный на регулярном контроле вибропараметров и анализе динамики изменения вибросостояния с помощью постоянно пополняемой компьютерной базы данных;
- коррекцию вибросостояния и степени износа оборудования путем добавления в смазочные материалы антифрикционной ресурсовосстанавливающей композиции (АРВК);
- проведение ремонта и замену механических узлов оборудования только на основании диагностических показаний, когда коррекция невозможна;
- применение универсальной, высокотемпературной, содержащей АРВК пластичной смазки с увеличенным в несколько раз сроком службы между заменами;
- входной контроль и предварительную обработку всех поступающих подшипников.

Разработанная система позволяет в десять раз снизить трудозатраты, связанные с заменой подшипников и пластичной смазки в них, уменьшить эксплуатационные расходы от 20 до 40 процентов и направить высвободившиеся средства на перевооружение, тем самым повысить рентабельность и инвестиционную привлекательность отрасли.

Рассмотрим каждый пункт предлагаемой концепции более подробно.

Контроль, диагностика и прогноз вибросостояния машин и оборудования в процессе их работы, в международной практике объединяются под одним термином - мониторинг состояния оборудования [4]. По целевому назначению системы мониторинга делятся на два класса - системы предупредительного и защитного мониторинга. Вторые, как правило, не несут диагностических функций, а, как это принято в системах аварийной защиты, отключают оборудование, когда контролируемые параметры выходят за рамки установленных допусков.

Задачей систем предупредительного мониторинга является обнаружение изменений состояния оборудования задолго до наступления аварийной ситуации и своевременная выдача предупреждения обслуживающему персоналу. Если такая система способна обнаружить все опасные изменения, по крайней мере, за несколько дней до аварии, она может быть выполнена в переносном (портативном) виде. Если она рассчитана на обнаружение

нескольких видов дефектов, но при условии, что хотя бы один из них появляется за несколько часов до аварии в результате развития любой последовательной цепочки дефектов, то подобная система мониторинга выполняется преимущественно в виде стационарной системы.

Стационарные системы, в настоящее время, вследствие высокой стоимости и сложности обслуживания, не могут быть предметом массового применения.

Система вибромониторинга стала логическим развитием методики вибродиагностики, разработанной физиками, независимо от традиционной практики вибродиагностики, исходившими из общих физических представлений о колебательных процессах и из положений теоретической механики. Методика была необходима для контроля изменений степени износа механических узлов любого оборудования, поскольку, в соответствии с мировой практикой, вибросостояние является универсальным индикатором уровня износа. Основной отличительной особенностью технологии АРВО является восстановительное действие, поэтому изначально вибродиагностика применялась для оценки эффективности обработки всех видов оборудования: двигателей внутреннего сгорания, подшипников качения и скольжения, редукторов, металлорежущих станков и т.д. В соответствии с этим предназначением, методика вибродиагностики должна была давать максимум информации для качественной физической интерпретации процессов, происходивших в механических системах типа «электрический двигатель - исполнительный механизм» при одновременном восстановлении, в условиях взаимного влияния, всех механических узлов, например, четырех подшипников насоса или вентилятора. Вторым важным условием было накопление информации в компьютерной базеданных, поскольку наблюдение за обработанным оборудованием продолжается в течение многих лет.

В соответствии с разработанной методикой, фиксируются значения виброперемещения, виброскорости и виброускорения в осевом, поперечном и вертикальном направлениях для каждого подшипника. Особенностью виброметра ВУ 034 является то, что виброускорение измеряется в диапазоне частот десять - 5000 Гц; виброскорость - в диапазоне от 10 до 1000 Гц; виброперемещение - в диапазоне от 10 до 200 Гц. Поэтому измерение виброускорения позволяет проследить зарождение микродефектов дорожек качения и шариков или роликов и их дальнейшее развитие, что находит отражение именно в высокочастотной области спектра [4].

1.2 Зарубежный опыт повышения надежности работы теплоэнергетического оборудования

С 1995 г. на АО «Пролетарский завод» вместо насосного агрегата канального типа в практику производства впервые были внедрены насосный

агрегат решеточного типа с числом лопаток равным 12. Такой тип НА является высокотехнологичным, его поверхность может быть изготовлена с высокой степенью точности и чистоты поверхности. Для проектирования НА и обратного НА (ОНА) использовалось то же ПО, что и при проектировании ЛС колеса. Путем варьирования параметрами НА достигалась его высокая экономичность. Соотношение диаметров $03/02$ равно 1,047 принято как оптимальное для n пять равно 90. Соотношение равно 1,4, где 04- диаметр выхода из канала НА, было выбрано из условия снижения скорости в НА в два раза при угле раскрытия диффузорной решетки α равно 10. Минимальная виброактивность ПН была достигнута при соотношении числа лопастей РК и лопаток НА равном $X21$ равно $11/2$. Густота решетки НА принята 1,78. Решетка ОНА проектировалась из условия постоянства скорости K и обеспечения раскрутки потока перед следующей ступенью насоса. Густота решетки ОНА- 2,3. Сравнение расчетных значений потерь в элементах ПЧ для разных подач представлено в таблице 1.4 и на рисунке 1.3.

Приемочные испытания насоса ПН 1500-350-4, имеющего аналогичную ПЧ, были проведены "ЦКТИ" (К.Т. Шлемензон и С.Л. Дубилет) при участии автора на блоке № 3 "Южной ТЭЦ" Ленэнерго". Анализ расчетных и экспериментальных характеристик показывает (таблица 1.4), что на номинальном (расчетном) режиме характеристики имеют хорошую сходимость (при испытаниях относительная предельная погрешность в определении подачи составила около 1,4%, напора около 0,5%, КПД насоса около 1,5 %).

С внедрением на "ПЗ" современных методов расчета вязкого течения, был выполнен повторный расчет обтекания ЛС ступени насоса ПН 1500-350-4, который показал на расчетном режиме достаточно хорошую сходимость полученных результатов с ранее выполненными расчетами по методике в двухмерной постановке задачи (расхождение не более двух процентов).

Четыре варианта выходной кромки (рисунок 1.3). На рисунке 1.4 представлены расчетные распределения векторов относительной скорости потока вблизи выходной кромки РК, откуда видно, что варианту № 4 (специальная запилровка, предложенная автором) соответствует существенное увеличение угла ρ вектора относительной скорости, а, следовательно, и увеличение напора. По результатам расчетов и проведенных испытаний насоса (при испытаниях относительная предельная погрешность в определении подачи составила около 1,4%, напора около 0,8%, КПД насоса около двух процентов) было показано, что вариант запилровки № 4 обеспечивает максимальное повышение напора до 13% по сравнению с вариантом № 1. Хорошая сходимость на номинальном режиме характеристик насоса, полученных расчетом и экспериментально (расхождение по напору 2,3 %, по КПД 0,4%), позволяет рекомендовать использованную численную методику для прогнозирования характеристик и разработки ЛС насосов. Многочисленные запилровки РК, выполненные автором при отработке

ступеней насосов в диапазоне п5 равно от 60 до 230, показывают, что при запиловке по варианту № 4

Возможно повышение напора ступени восьми до 45%, что позволяет рекомендовать этот метод при необходимости повышения напора насоса.

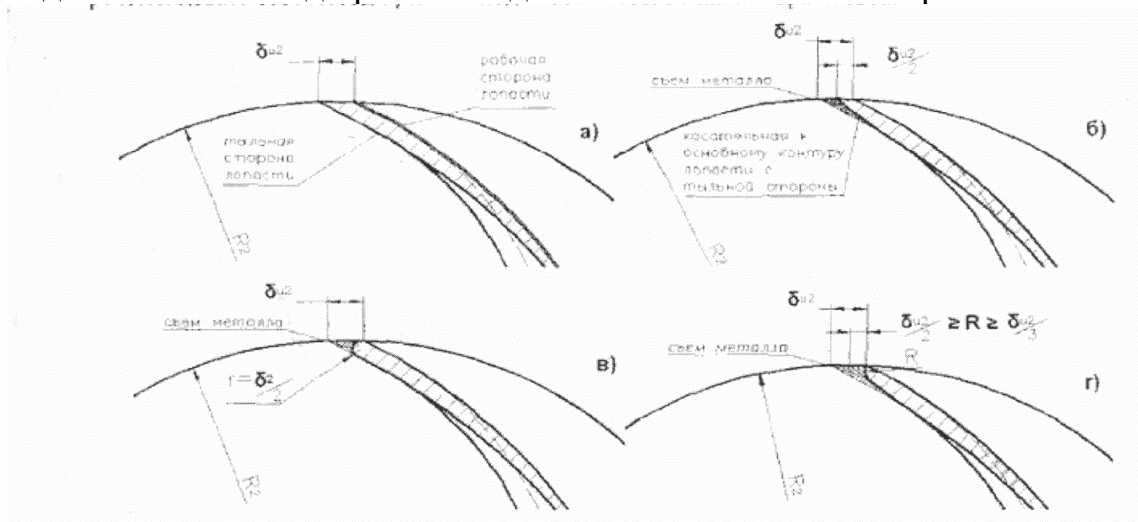


Рисунок 1.3 - Выходной участок лопасти РК: а - расчетная выходная кромка (№ 1); б - запиловка выходной кромки (№ 2); в - со округленной выходной кромки (№ 3); г - с запиловкой и с скруглением выходной кромки (№4)

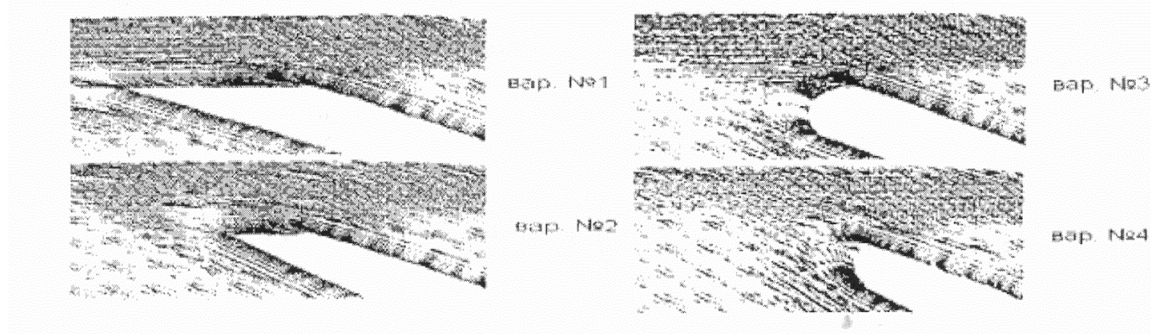


Рисунок 1.4- Векторы относительной скорости вблизи выходных кромок РК

Приведены результаты экспериментальных исследований на "ПЗ" элементов ПЧ насоса на опытной установке ОУАЭ-1 (при испытаниях относительная предельная погрешность в определении подачи составила около 0,7%, напора около 0,8% и КПД ступени насоса около 1,1%) и разработка методик пересчета характеристик ступени при ее немодельной корректировке.

Для уточнения оценки влияния подрезки РК в области минимальных зазоров 8 равно один плюс три процента между РК и НА на характеристики ПН была исследована модельная ступень насоса ПН-1135-340 с /1,-90. Колесо с наружным диаметром 297 мм (сборка I) поэтапно подрезали до значений диаметров: 294 мм (сборка II), 291 мм (сборка III) и 286 мм (сборка IV) при диаметре входа в НА $\delta_0=300$ мм, что соответствует радиальным зазорам 1,2,3 и 4,7 %, где $\delta = (\text{Яз} - \text{Из}) / \text{Яз} \cdot 100\%$, Характеристика ступени становится более пологой с увеличением зазора б, а экономичность ступени повышается

на 1,4% при восьми равном трем процентам. Дальнейшая подрезка РК приводит к стабилизации, а затем при восьми больше 4,7% к падению КПД. Вибрационные испытания вариантов ступени показали, что в диапазоне средних (выше 200 Гц) и высоких частот уровень вибрации, определяемый гидродинамическими процессами в ПЧ ступени, при подрезке РК уменьшается. Так, при увеличении радиального зазора с одного процента до трех процентов указанное снижение составляет два дБ, причем на лопастной частоте – пять дБ.

Расхождение расчетных и экспериментальных характеристик ступени при подрезке РК в диапазоне подач $0,7Q_{\text{опт}} \leq Q \leq 1.1Q_{\text{опт}} \leq Q \leq 1.1Q_{\text{опт}}$ не превышает от  полтора до двух процентов. Аналогичные исследования и расчеты были выполнены на модельной ступени насоса ПН 1500-350 с п.,= 106, где было показано, что увеличение КПД ступени на 1,5 % при подрезке РК происходит до величины зазора δ равно пять процентов.

Изменение площади входа в диффузор НА используется при проведении унификации ступеней ПН и при необходимости смещения оптимального режима ступени по подаче. Автором совместно с В.А. Зимницким были рассмотрены результаты испытания модельных ступеней с семи лопастным РК и тремя однотипными шестиканальными НА, имеющими различные площади входа в диффузор: для базовой ступени $n_s = 110$, для второй ступени при относительном заужении $S = 0,8$ $n_s = 92$ и для третьей ступени при $S = 0,65$ $n_s = 80$. На основании анализа экспериментальных данных для расчета напора и расхода при уменьшении площади входа в диффузорные каналы НА были выведены зависимости:

$$H^* = H \times S^{0.75} + H_{\text{опт}} \times (1 + 1 \text{tg } \alpha_s) \times (1 - S)^{0.75}; \quad Q^* = Q \times (Q_{\text{опт}}^* / Q_{\text{опт}}) = Q \times S^{0.75},$$

где - S отношение площади входа диффузора НА к базовой величине; * - параметры при уменьшении площади входа в каналы диффузора.

Расчетные и экспериментальные зависимости $H = f(Q)$ имеют хорошую сходимость во всем диапазоне режимов работы ступени. Расхождение по напору не превышает 2%. Полученные формулы были апробированы результатами испытания двух ступеней с семилопастным РК и восьмиканальными НА при расширении ($S = 1,14$, $n_s = 112$) площади входа диффузора НА базовой ступени с $n_s = 106$. Указанные формулы могут быть использованы для предварительных, оценочных расчетов.

Для определения влияния УПС в РК на КПД и ВХ ступени автором совместно с В.А.Зимницким, С.Н. Шкарбулем и А.А. Жарковским на установке ОУАЭ-1 был проведен комплекс исследований вариантов модельной ступени ПН 1135-340 с $n_s = 90$ по определению влияния вдува в пограничный слой (ПС) через отверстия в покрывающем диске, через щель между покрывающим диском и лопастью и установки генераторов вихрей. Во всех исследованных вариантах был получен прирост КПД на $0,8 \div 1,3$ %. Наиболее эффективным и технологичным следует считать вариант ХЛ

(таблица 1.4): максимальный прирост полного КПД $\Delta \eta_{\text{полн}}$ равно 1,1% при увеличении гидравлического КПД $\Delta \eta_{\text{гид}}$ равно 2,3% получен с одним

отверстием в покрывающем диске диаметром три мм, с углом наклона 20° к поверхности диска и расположенным у задней стороны лопасти примерно на расстоянии $1/3$ от выхода из РК. Вдув осуществлялся за счет разности давлений в пазухе между корпусом и покрывающим диском РК в точке вдува, расположенной в межлопастном канале у СР лопасти в низкоэнергетической зоне потока. В других вариантах ступени (ХК- ХП) был увеличен расход жидкости на вдув ΣQ_0 за счет увеличения количества и диаметров отверстий. Отмечено, что с увеличением расхода на вдув гидравлический КПД повышался даже при снижении полного КПД.

Таблица 1.4 - Изменение гидравлического КПД для различных вариантов ступени

Параметры	Вариант ступени					
	ХЛ	ХК	ХИ	ХЗ	ХО	ХП
$\Sigma Q_{0, \text{м}^3/\text{ч}}$	3,31	6,58	9,16	11,34	15,86	20,86
$\Delta \eta_{\text{г}} (2 \text{ вар}), \%$	2,3	2,9	2,8	2,9	2,2	0,4
$\Delta \eta, \%$	1,1	0,8	0,3	-0,2	-1,7	-3,3

Анализ результатов спектрограммы вибраций при различных вариантах вдува показывает, что характеристика имеет два ярко выраженных пика: на оборотной частоте $f_{об}$ равно 41,7 Гц и лопастной частоте $f_{л}$ равно 291,7 Гц, что характерно для насосов. Разница в уровнях вибрации на частоте $f_{об}$ объясняется качеством балансировки РК, снижение уровней на частоте $f_{л}$ у вариантов ХЛ и ХЗ, по сравнению с вар. Х - следствие влияния вдува. Для этих вариантов ступени снижение уровней вибрации на $f_{л}$ составило 10 и 16 дБ соответственно, на средних и высоких частотах спектра снижение вибрации составило от 5 до 16 дБ. При дальнейшем увеличении расхода на вдув Q_{01} больше 0,05 ВХ ухудшаются, вследствие падения как гидравлического, так и полного КПД ступени. Таким образом, результаты исследований показали положительное влияние вдува струи жидкости в ПС межлопастных каналов РК на экономичность и ВХ ступени насоса. Отмечена зависимость уровней вибрации от гидравлического КПД ступени насоса, что делает перспективным применение УПС в конструкциях маломощных насосов.

Наряду с ПЧ, системой разгрузки осевой силы и концевыми уплотнениями, подшипники насоса во многом определяют его ресурс и надежность. В ПН широкое применение получили подшипники скольжения. ЦНИИ КМ "Прометей" (В.Е.Бахарева и А.В.Анисимов) совместно с "ПЗ" при участии автора были проведены работы по созданию подшипников

скольжения на базе термопластичного полимера полифениленсульфида марки УПФС, применяемого при температуре до 210 °С. Триботехнические характеристики материала УПФС (рисунок 5) в диапазоне от 5 до 10 МПа м/с соответствуют широко распространенному материалу ФУТ (применяется до 125 °С), что позволит успешно применять УПФС в подшипниках ПН как отечественную разработку и технологию.

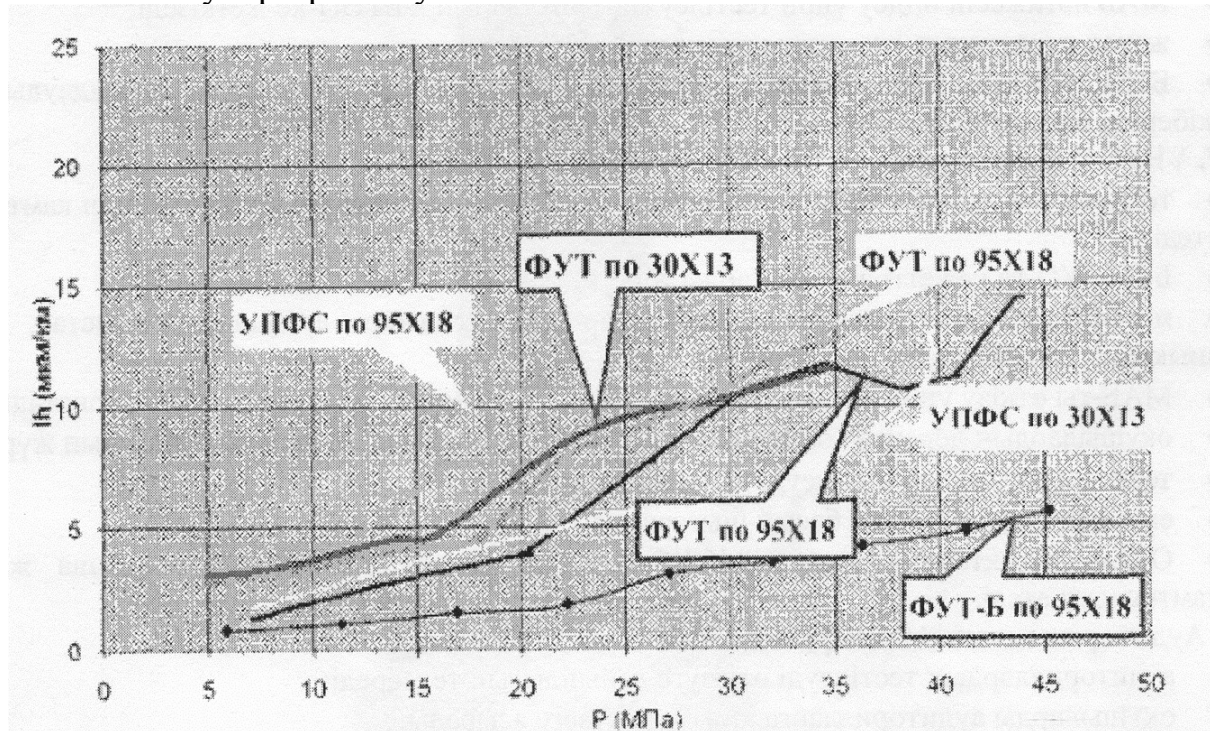


Рисунок 1.5 - Зависимость линейной интенсивности изнашивания различных материалов пар трения от контактного давления P при V - 1 м/с

В момент прохождения выходных кромок лопастей РК мимо лопаток НА возникают потери на удар и пульсации давления, определяющие уровни вибрации на лопастной частоте. В результате проведенного анализа существующих рекомендаций, характеристик базовых насосов и экспериментальных исследований для насосов ПН 1500-350-4 и ПН 1500-350-4М были выбраны соотношения Z_2/Z_3 , равно 7/12 (ранее на базовых насосах Z_2/Z_3 равно 7/6). Проверка данного технического решения была проведена на насосе ПН 1500-350-4 Южной ТЭЦ "Ленэнерго" и насосе ПН 1500-350-4М Сургутской ГРЭС-2, при этом уровни вибрации на лопастной частоте снизились с четырех до шести мм/с до одного мм/с.

В результате исследований ступеней насосов на опытных установках и испытаний ПН на местах эксплуатации были оптимизированы радиальные зазоры δ между РК и НА с учетом формы напорной характеристики, КПД, пульсаций давления и вибрации на лопастной частоте. Так в насосе ПН 1500-350-4 (n_δ равно 90) б принят 4,7%, а в насосе ПН 1500-350-4М (n_δ равно 106) - 7,0%. Таким образом, для ПН в диапазоне n_δ равно от 80 до 106 можно рекомендовать радиальный зазор n равно от 4,75 до 7,0 %.

На основании проведенных расчетов и конструкторских проработок, патентных исследований на "ПЗ" разработана конструкция пускового устройства, предназначенного для обеспечения режимов пуска (останова)

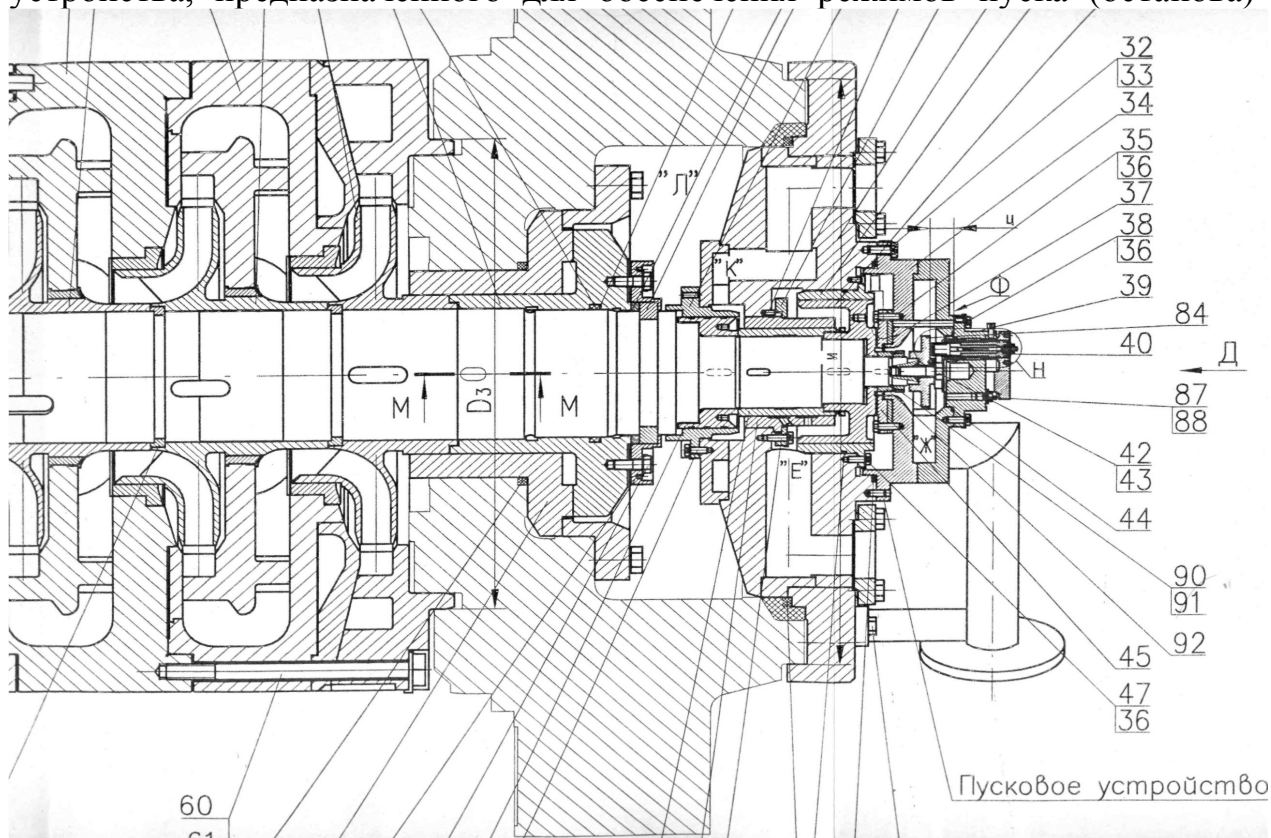


Рисунок 1.6 - Пусковое устройство

Результаты проектирования и испытаний первой модельной ступени насоса ПН 1500-350-4, сравнение ее характеристик со штатной ступенью показали, что на режиме Q равно 302 м³/ч коэффициент $С_{кр}$ модифицированной ступени увеличился с 680 до 865. При этом ступень обеспечивает возможность работы в режиме перегрузки до Q равно 1,36 $Q_{опт.}$ Натурные кавитационные испытания насосов, проведенные на энергоблоках мощностью 800 МВт Пермской и Березовской ГРЭС, подтвердили полученные результаты.

2. Анализ эффективности работы нагнетательных аппаратов Экибастузской ГРЭС-1

2.1 Описание Экибастузской ГРЭС-1



Экибастузская ГРЭС-1	
Страна	 Казахстан
Местоположение	г. Экибастуз Павлодарской области
Основные характеристики	
Электрическая мощность, МВт	4000 МВт
Характеристики оборудования	
Основное топливо	Уголь

Котельные агрегаты	П-57-М3 (г. Подольск)
Количество энергоблоков	8
Количество и марка турбин	К-500-240-2
Количество и марка генераторов	4 × ТБВ-500 + 4 × ТГВ-500
Прочая информация	
Сайт	http://www.gres1-ekibastuz.kz/
На карте	

Экибастузская ГРЭС-1 - крупнейшая в Казахстане тепловая [электростанция](#) в городе [Экибастуз Павлодарской области Казахстана](#). Проектная мощность Экибастузской ГРЭС-1 - 4000 [МВт](#), рабочая мощность - около 3500 [МВт](#). Строительство первых объектов Экибастузской ГРЭС-1 берёт своё начало в январе 1974 года.

Электростанция расположена на северном берегу озера Жангельды, в 16 км севернее г. Экибастуза, Павлодарской области. Станция строилась в рамках проекта СССР по созданию экибастузского топливно-энергетического комплекса ([ЭТЭК](#)). Местоположение станции определила её близость к основным угледобывающим разрезам Казахстана (в 25 км восточнее расположен крупнейший в мире разрез «[Богатырь](#)»). Источником водоснабжения станции является водохранилище, созданное в котловине озера Жангельды и заполняемое водой из канала «Иртыш-Караганда имени Сатпаева».

[ЦК ВЛКСМ](#) объявил ГРЭС-1 всесоюзной ударной комсомольской стройкой.

Размеры главного корпуса: длина - 500 м, ширина - 132 м, высота - 64 м. А высота дымовых труб 300 (построена в [1980 году](#)) и 330 метров (построена в [1982 году](#)).

Генераторы блоков первого и второго подключены к [ОРУ-220 кВ](#), блоки третий и четвертый к [ОРУ-500 кВ](#), блоки пятый, шестой, седьмой и восьмой подключены к [ОРУ-500 кВ](#) по схеме «спаренных блоков».

После развала СССР с начала 1990-х по 1996 годы ввиду отсутствия надлежащего обслуживания и плановых ремонтов, мощность станции упала до 655 МВт. Оборудование приходилось постоянно, аварийно останавливать ввиду поломок.

В 1996 ЭГРЭС-1 была куплена американской энергетической компанией AES. В течение первого года после покупки станции, численность персонала была снижена с примерно 2500 до 1000 человек, а позже до менее чем 700 человек. При этом заработная плата начала выплачиваться своевременно (два раза в месяц), улучшилось социальное обеспечение работающих на станции.

Одновременно начали выделяться средства на проведение ремонтов и увеличение надёжности энергоблоков. Активно внедрялись «западные» методы управления.

Начало строительства станция Экибастузская ГРЭС-1 приходится на 1977 год. Ввод первого блока состоялся в 1980-м году. Проектирование и строительство станции осуществлялось в две очереди: первая очередь - энергоблоки ст. №один - четыре, вторая очередь - энергоблоки ст. № пять - восемь.

Состав существующего основного оборудования станции.

В составе каждого существующего энергоблока ст. №три - четыре входят: прямоточный паровой котел типа Пп-1650-255 (П-57-3М), турбина типа К-500-240-2, генератор типа ТГВ- 500.

В составе каждого существующего энергоблока ст. №пять-семь входят: прямоточный паровой котел типа Пп-1650-255 (П-57-3М), турбина типа К-500-240-2, генератор типа ТВВ- 500-2УЗ.

Котлы производства «Подольского машиностроительного завода» типа П-57-3М прямоточные, Т-образной компоновки, паропроизводительностью по 1650 т/ч, с параметрами пара за котлом: давление 255 кгс/см², температура 545°С.

Паровые конденсационные турбины производства «Харьковского турбогенераторного завода» и «ЛМЗ» типа К-500-240-2, номинальной мощностью по 500 МВт, с частотой вращения 3000 об/мин, с параметрами острого пара: давлением 240 кгс/см², температурой 545 °С, с одним промежуточным перегревом.

Режим работы ТОО «Экибастузская ГРЭС-1 имени Булата Нуржанова» - базовый, круглосуточный с числом часов использования установленной мощности до 6700 в год. Максимальная нагрузка станции приходится на зимний период.

Основным топливом для ГРЭС-1 является экибастузский каменный уголь, растопочным - мазут.

Климатические условия

Климат района резко континентальный. Территория Экибастузского района находится очень далеко от океана и открыта для ветров с запада и севера, это создаёт возможность поступления различных по свойствам воздушных масс, что способствует значительной контрастности погодных условий. Для региона характерна морозная, умеренно-суровая зима и тёплое лето.

В настоящее время в работе находятся семь энергоблоков (№ один в ремонте, № два пуско-наладочные работы).

В 2012-м году на станции был запущен энергоблок № восемь, простаивавший более 20 лет. В 2014 году завершилось восстановление блока № два (турбогенератор для него мощностью 550 МВт испытан в марте 2013 года, а три подогревателя низкого давления отгружены заводом [Атомэнергомаш](#) в сентябре 2014 года), а в 2016 - планируется восстановление блока № один.

Около 20 процентов произведённой на станции электроэнергии поставляется в Россию, остальная часть распределяется на энергетическом рынке Казахстана.

В 2010 году ТОО «Экибастузская ГРЭС-1» присвоено имя ветерана энергетики Казахстана и СНГ Булата Газисовича Нуржанова. Новое юридическое название электростанции — ТОО «Экибастузская ГРЭС-1 им. Булата Нуржанова»

До 1996 года находилась в собственности государства, затем в 1996 году была продана американской компании [AES](#). Тогда тендер проводился в закрытом режиме и по неподтвержденной информации станция обошлась AES всего в 1,5 миллиона долларов. В 2008 году AES продала ЭГРЭС-1 компании [Казахмыс](#) за 1,26 миллиарда долларов. Сумма продаже была значительно дороже, чем в своё время AES приобрела у государства. В 2010 году компания Казахмыс продала 50-процентную долю Фонду национального благосостояния «Самрук-Казына» за 681 миллион долларов. Впоследствии ФНБ «Самрук-Казына» передал долю в ЭГРЭС-1 своей дочерней компании АО «Самрук-Энерго». В 2014 году Казахмыс продал свою остальную 50 % долю, компании АО «Самрук-Энерго» за 1,25 миллиарда долларов. Таким образом с 2014 года 100 % долей ТОО «Экибастузская ГРЭС-1» владеет АО «Самрук-Энерго»

Согласно проекту каждый из восьми [энергоблоков](#) должен был вырабатывать по 500 [МВт](#).

Первый энергоблок был введён в эксплуатацию в марте 1980.

Второй энергоблок был введён в эксплуатацию в октябре 1980.

Третий энергоблок был введён в эксплуатацию в феврале 1981.

Четвертый энергоблок был введён в эксплуатацию в ноябре 1981.

Пятый энергоблок был введён в эксплуатацию в октябре 1982.

Шестой энергоблок был введён в эксплуатацию в мае 1983.

Седьмой энергоблок был введён в эксплуатацию в октябре 1983.

Восьмой энергоблок был введён в эксплуатацию в 1984.

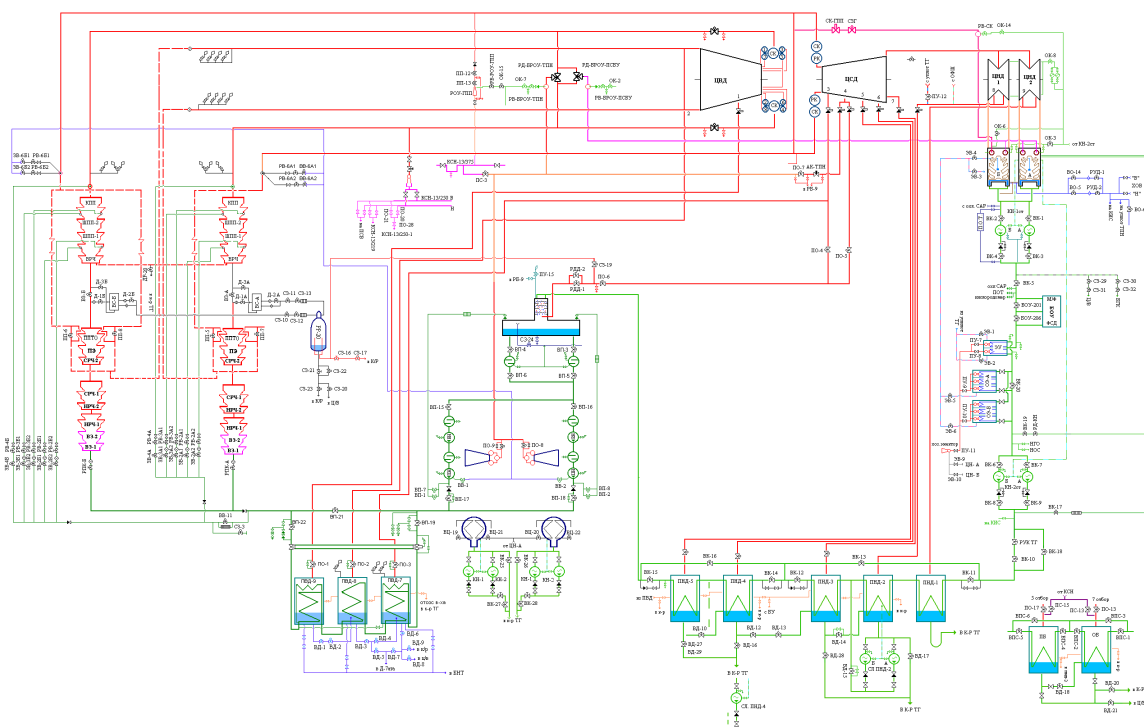


Рисунок 2.1 - Технологическая схема энергоблока

Со станции Екибастуз-2 через Екибастуз-Северный (ГРЭС-1) до платформы «ЭГРЭС-2» в своё время было очень интенсивное пригородное железнодорожное сообщение.

Дизель-поезда и электропоезда доставляли персонал на станцию и обратно, а также дачников, дачи которых расположены по пути следования поездов. Пассажирское сообщение полностью прекращено в 2005 г.

В настоящее время персонал станции доставляется до работы автобусным транспортом.

Во время строительства первой дымовой трубы ЭГРЭС-1 были допущены ошибки. Кривизна трубы видна даже невооружённым глазом. В народе труба получила название «Аванс-Получка».

Её не рискнули достраивать до проектных 330 метров, а остановили строительство на 300 метрах.

Разницы высот между первой (300 м) и второй (330 м) дымовыми трубами хватает, чтобы несколько раз в году наблюдать метеорологическое явление, когда дым из двух труб направлен в разные стороны, под углом примерно в 30-40 градусов друг к другу.

Промышленная площадка ТОО «Экибастузская ГРЭС-1 имени Булата Нуржанова» расположена в 17 км к Северо-Востоку от г. Экибастуз на северном берегу наливного водохранилища-охладителя, созданного путем заполнения котловины озера Женгельды из действующего «Канала имени Каныша Сатпаева».

Территория площадки ТОО "Экибастузская ГРЭС-1 имени Булата Нуржанова" вытянута с юго-запада на северо-восток. Поверхность площадки ровная со слабым уклоном в сторону озера Жангельды. Характерными элементами рельефа являются сухие долины и замкнутые котловины, сложенные засоленными четвертичными и третичными отложениями, мощность которых возрастает от периферии к центральным участкам, частично заполненные солеными или солоноватыми водами.

"Экибастузская ГРЭС-1 имени Булата Нуржанова"¹⁴ приурочена к плоской слабовсхолмленной Северо-Казахской (Прииртышской) озерно-аллювиальной равнине с обилием замкнутых впадин и ложбин, занятых пресными и солеными озерами, глубиной в несколько метров, к числу которых относятся впадина Карасор (золоотвал) и озеро Женгельды (водохранилище). Ближайшими водными артериями в данном районе являются река Шидерты с каналом Шидертинский и «Канал имени Каныша Сатпаева», который на своем протяжении соединяет отдельные мелкие озера, являющиеся накопителями воды. В летний период все мелкие обводненные места пересыхают.

Подъездная автодорога, связывающая территорию ТОО "Экибастузская ГРЭС-1 имени Булата Нуржанова" с дорогами общего пользования, проходит вдоль водохранилища-охладителя с западной и юго-западной стороны. Главный въезд на территорию ТОО "Экибастузская ГРЭС-1 имени Булата Нуржанова" осуществляется с юго-западной стороны. Железнодорожные пути ГРЭС-1 примыкают к железнодорожной станции Экибастуз-Северный парк "А", которая находится в ведении АО "НК "КТЖ". Размещается парк "А" железнодорожной станции Экибастуз-Северный с северо-западной стороны от главного корпуса и разделяет территорию ТОО "Экибастузская ГРЭС-1 имени Булата Нуржанова" на две площадки: основную площадку и площадку угольного склада. На юго-западе от промплощадки вдоль подъездной автодороги располагается "ОРУ-220, 500 кВ".

На северо-востоке от ТОО "Экибастузская ГРЭС-1 имени Булата Нуржанова" находится единый с АО "Станция Экибастузская ГРЭС-2" золоотвал.

Система технического водоснабжения принята оборотной с наливным водохранилищем-охладителем на базе естественной котловины горько-соленого озера Женгельды. Глубинный водозабор совмещенный в плане с выпуском циркуляционной воды располагается с южной стороны от главного корпуса.

Источником водоснабжения ТОО "Экибастузская ГРЭС-1 имени Булата Нуржанова" является "Канал имени Каныша Сатпаева", на котором находятся два водозабора на нужды ХВО и открытый канал подпитки водохранилища. Вода на хозяйственно-питьевые, технические и противопожарные нужды ТОО "Экибастузская ГРЭС-1 имени Булата Нуржанова" подается по двум системам с забором воды из "Канала имени Каныша Сатпаева" двумя

водоводами технической воды на нужды ХВО от общего водозабора для ГРЭС-1 и ГРЭС-2.

На промплощадке ТОО "Экибастузская ГРЭС-1 имени Булата Нуржанова" размещены инженерно-бытовой корпус, столовая, объединено-вспомогательный корпус, химводоочистка, пожарное депо со стороны постоянного торца главного корпуса.



Рисунок 2.2 - Насос гидравлического подъема роторов

Схема технического водоснабжения блока состоит из трех контуров: циркуляционной воды, обессоленной воды и охлаждающего конденсата.

Контур циркуляционной охлаждающей воды. Циркуляционная вода на охлаждение пара в конденсаторе турбины К-540-23,5 и конденсаторах турбин питательных насосов (ТПН) подается двумя напорными циркуловодами Ду2000. На напорных циркуловодах на входе в главный корпус устанавливаются самоотмывающиеся фильтры типа ФСП-2,2. Циркуляционной вода подъемными насосами маслоохладителей турбины подается также на охлаждение маслоохладителей главной паровой турбины, маслоохладители ТПН, газоохладители генератора, в систему регулирования турбины К-540-23,5, на охладители обессоленной воды.

Контур обессоленной воды. Охлаждение газоохладителей генератора осуществляется обессоленной водой, поступающей в контур от ХВО через компенсационный бак или из бака запаса чистого конденсата. Охлаждение обессоленной воды после газоохладителей генератора выполняется циркуляционной водой в охладителях обессоленной воды.

Контур охлаждающего конденсата. Охлаждение системы обмотки статора генератора и тиристорный преобразователь выполняется

конденсатом, поступающим в контур через водяной бак от трубопровода основного конденсата после конденсатных насосов первой ступени и блочной обессоливающей установки (БОУ) или из бака запаса чистого конденсата. Охлаждение конденсата после системы обмотки статора генератора и тиристорного преобразователя выполняется из контура обессоленной воды в теплообменниках ВВТ-60.



Рисунок 2.3 - Конденсатный насос

При пусках блока для быстрого набора вакуума в конденсаторах главной турбины и турбинах ТПН используется водоструйный эжектор. В качестве рабочей среды на эжектор через насос подается циркуляционная вода из напорного трубопровода охлаждающей воды после подъемных насосов маслоохладителей турбины.

Для отсоса воздуха из конденсатора главной паровой турбины и из конденсаторов турбин ТПН на сливных циркуляционных трубопроводах соответственно устанавливаются пароводяные эжектор.

Анализ внештатных ситуаций на ГРЭС-1 показал, что в течение последних тридцати лет на электростанции произошло несколько серьезных аварий, в том числе 4 аварии с обрушением кровли машинного зала:

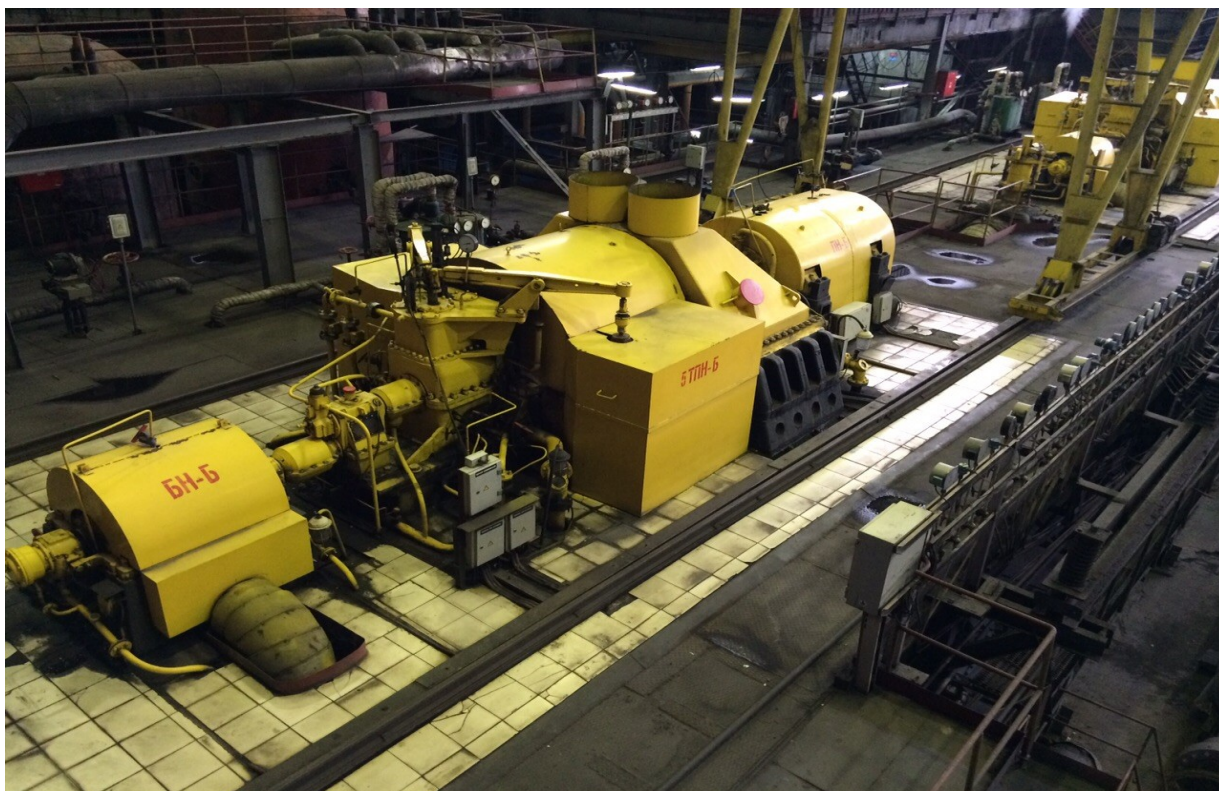


Рисунок 2.4 -Турбопитательный насос (ТПН).

- 1) 1984 год — во время ремонтных работ на блоке № 5 произошло возгорание машинного масла, отключилось маслоснабжение уплотнения вала генератора, произошёл выброс водорода (около 95 куб. м.) и взрыв. Обрушение кровли, пожар.
- 2) 1990 год — обрыв лопаток на ЦНД турбины блока № 5, срыв уплотнения вала генератора, выброс водорода, обрушение кровли маш.зала. Погибли 2 человека: пожарный (наткнулся на арматуру) и обмуровщица.
- 3) 1998 год, январь — без внешнего воздействия обрушилась кровля маш. зала на блоке № 3. В связи с тем, что авария произошла около 5 утра, жертв нет.
- 4) 2003 год, ноябрь — из-за резкого повышения давления ПВД на блоке № 3 (по не уточнённым данным из-за лавинообразного обрыва труб с питательной водой (около 300 кгс/см²) «колпак» ПВД подбросило вверх, колпаком разрушена кровля машинного зала, возник пожар.

2.2 Основные параметры и краткое описание конструкции турбины К-540-23,5

Турбина паровая конденсационная с нерегулируемыми отборами пара на регенерацию и собственные нужды энергоблока с однократным промежуточным перегревом пара номинальной мощностью 540 МВт, с частотой вращения ротора 50с-1 (3000 об/мин), предназначена для непосредственного привода генератора переменного тока, монтируемого на общем фундаменте с турбиной.

Таблица 2.1 - Основные параметры турбины К-540-23,5

Наименование	Величина
1. Номинальные параметры свежего пара перед стопорным клапаном турбины:	
давление, МПа (кгс/см ²) абс.	23,5 (240)
температура, °С	540
2. Массовый расход свежего пара, т/ч	1590
3. Потеря давления в тракте промежуточного перегрева (от выхлопа ЦВД до клапанов промежуточного перегрева), %	10,0
4. Номинальные параметры вторично перегретого пара перед клапанами ЦСД:	
давление, МПа (кгс/см ²) абс	3,716 (37,89)
температура, °С	540
5. Номинальная температура питательной воды, °С	266,7
6. Расчетная температура охлаждающей воды, °С	12,0
7. Максимальная температура охлаждающей воды, при которой обеспечивается надежная работа турбины (со снижением мощности), °С	33,0
8. Массовый расход добавка химически обессоленной воды в цикл (в конденсаторы турбины), т/ч	
номинальный	31,80
аварийный кратковременный	477,0
1. Номинальная частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	50 (3000)
2. Тип парораспределения	сопловое
3. Конструктивная схема турбины	ЦВД+ЦСД+ 2ЦНД
4. Количество ступеней	
ЦВД	10
ЦСД	11
ЦНД	2 x 2 x 5
5. Количество регенеративных отборов	9
6. Структурная формула системы регенерации	3ПВД + Д + 5ПНД
7. Площадь выхлопа ЦНД, м ²	
одного выхлопа	8,19
суммарная	32,76
8. Длина рабочей лопатки последней ступени ЦНД при среднем диаметре 2530 мм., мм	1030
Продолжение таблицы 2.1	

Наименование	Величина
9. Габариты турбины (без конденсатора), м:	
длина турбины без генератора	30,100
ширина (по балкону ЦНД)	8,67
высота (от отметки обслуживания)	4,99
10. Общая расчетная масса турбины (без конденсатора), т	1037
11. Расчетная масса наиболее тяжелой сборочной единицы, т	
для монтажа - нижняя половина ЦНД	85
12. Срок службы, лет	40
13. Опорные подшипники: №1...№3 №4...№8	сегментные втулочные
14. Частота вращения ВПУ, (об/мин)	5,37

Общие характеристики турбины

Турбина предназначена для обновления и модернизации парка турбин К-500-240-1 и К-500-240-2, высокотемпературные узлы которых отработали свой предельный ресурс, а также для вновь строящихся электростанций.

Турбина предназначена для работы в энергоблоке с прямоточным котлом на сверхкритические параметры пара и привода генератора переменного тока.

Свежий пар в турбину поступает через два блока клапанов, установленных по обе стороны цилиндра высокого давления (ЦВД). Каждый блок состоит из стопорного и четырех регулирующих клапанов, при помощи которых осуществляется сопловое парораспределение. Пар от блоков клапанов поступает в турбину по четырем патрубкам, соединенным с наружным корпусом ЦВД сварными швами, а с сопловыми коробками - подвижными соединениями, уплотненными поршневыми кольцами.

Элементы паровпуска выполнены из стали перлитного класса.

Пройдя одновенечную регулируемую ступень и девять ступеней давления, размещенных во внутреннем корпусе и обоймах ЦВД, пар поступает на промежуточный перегрев. После этого, пройдя через два клапана промежуточного перегрева, имеющих дублированный привод от системы регулирования и системы защиты, пар поступает в цилиндр среднего давления (ЦСД) турбины. Для сброса избыточного давления из трубопроводов горячего промперегрева в конденсатор устанавливается сбросной клапан. Клапан имеет индивидуальный гидропривод, который управляется по командам системы защиты. Проточная часть ЦСД состоит из одиннадцати ступеней давления. Подача пара из ЦСД в цилиндры низкого давления (ЦНД) производится по четырем ресиверам. В каждом потоке обоих

двухпоточных ЦНД имеется пять ступеней давления, диафрагмы которых установлены во внутренних обоймах.

Выхлоп пара из каждого ЦНД осуществляется в отдельные двухходовые конденсаторы. Конденсатор снабжен устройствами для дросселирования и охлаждения пара, поступающего из котла при пусковых и аварийных остановах блока. Подвод и слив охлаждающей воды производится через патрубки, расположенные снизу крышек водяных камер конденсатора.

Корпус конденсатора - цельносварной.

Роторы ЦВД и ЦСД цельнокованные, ЦНД – сварнокованные. Соединение роторов осуществляется жесткими муфтами. Упорный подшипник расположен между цилиндрами высокого и среднего давления, установленными паровпускными сторонами друг к другу.

Таблица 2.2 - Основные характеристики турбопитательной установки

Наименование	Характеристика оборудования	Кол-во на один блок	Общее количество	Завод-изготовитель
Турбопривод питательного насоса ст. №1-4	ОК-18ПУ-500. Номинальная частота вращения-4700об/мин. Номинальные параметры пара перед стопорным клапаном: давление-1,07МПа(10,7кгс/см ²), температура-377°С. Давление в конденсаторе при номинальной мощности и номинальной температуре охл воды-0,00485МПа (0,0485кгс/см ²). Температура охл воды: номинальная +12°С, максимальная-33°С. Расход пара через стопорный клапан-53,5т/ч. КПД: от сопл-81,6%, от стопорного клапана-80,1%.	2	8	ПО КТЗ

Турбопривод питательного насоса ст. №5-8	ОК-18ПУ-500. Номинальная мощность-11350МВт. Номинальная частота вращения-4600об/мин. Номинальные параметры пара перед стопорным клапаном: давление-10,27 кгс/см², температура-377°С. Давление в конденсаторе при номинальной мощности и номинальной температуре охл воды-0,0485кгс/см². Температура охл воды: номинальная- 15°С, максимальная- 33°С. Расход пара через стопорный клапан-53,23т/ч. КПД: от сопл-81,7%, от стопорного клапана-80,4%. Критическая скорость вращения ротора на жестких опорах-3266об/мин.	2	8	ПО КТЗ
Питательный насос	Ст.№1-4,7,8. ПН-1500-350. Производительность-1500м³/ч, давление в напорном патрубке-350кгс/см². Давление в приемном патрубке-22кгс/см². Температура перекачиваемой воды-165°С. Число оборотов-4700об/мин. Мощность на валу-16,5МВт, КПД-82,7%.	2	12	ПО "Пролетарский завод"
	Ст.№1-5,6.ПН-950-350. Производительность-941м³/ч, давление в напорном патрубке-350кгс/см². Давление в приемном патрубке-21кгс/ см². Температура перекачиваемой воды-165°С. Чистота вращения-4600об/мин. Мощность,потребляемая насосом-10,75МВт, КПД-80+I%.	2	4	ПО "Пролетарский завод"
Предвключенный насос	ПД-1600-180 МУЧ. Производительность-1050м³/ч, давление во входном патрубке 0,72МПа (7,2кгс/см²), давление в напорном патрубке 2,15МПа	2	16	г.Сумы

	(21,5кгс/см ²), подпор во входном патрубке сверх упругости паров воды-0,12МПа (1,2м.в.ст), температура воды-165°C, частота вращения-1870об/мин, КПД насоса не менее 72%, расход масла на смазку подшипников-1,0м3/ч, при=0,15-0,17МПа (1,5-1,7кгс/см2) и T=40-50°C, расход охл конденсата-18м3/ч, при P=0,8МПа (8кгс/см2) и T=30°C.			
Редуктор БПН	Номинальная передаваемая мощность-1140МВт. Передаточное отношение-2,46. Вид зацепления шестеренкосозубое.	2	16	
Маслоохладитель редуктора БПН	МО-2. Поверхность охлаждения-1,5м2. Расход охл воды (через один МО)-15м3/ч. Гидравлическое сопротивление по охл воде при расходе ее не более 15м3/ч-не более 0,5м.в.ст. Наибольшее давление воды перед входом в МО-6кгс/см2. Максимальная температура масла, подаваемого через МО на зацепления редуктора-37°C. Номинальный расчетный расход масла-0,6л/с. Гидравлическое сопротивление по маслу-1,7м.в.ст. Количество отводимого числа-6743ккал/ч. Число ходов по воде-1. Количество трубок-66шт. Диаметр трубок-12/10мм. Длина-890мм, ширина-260мм, высота-345мм. Вес (сухой)-62кг. Вес в рабочем состоянии-70кг.			

Конденсатор	КП-1200-2. Поверхность охлаждения-1200м². Расход охл воды -3000м³/ч. Гидравлическое сопротивление при чистых трубах и расходе охл воды-3000м³/ч-3,7м.в.ст. Минимально допустимый расход охл воды (при скоростях в трубках 1,0м/с)-1500м³/ч. Расчетное давление внутри водяного пространства конденсатора-3,0кгс/см². Количество трубок-2780шт. Диаметр трубок-22/20мм. Длина трубок-6200мм. Число ходов по воде-2. Длина-7535мм, ширина-2600мм, высота-3150мм. Масса конденсатора без воды-24600кг. Масса конденсатора с водой-34700кг.	2	16	ПО КТЗ
Эжектор пароструйный основной	Э0-50. Объемная производительность-862м³/ч. Расход охл воды-26м³/ч. Гидравлическое сопротивление по охл воды (при номинальном расходе)-не более 5м.в.ст. Расход пара на эжектор (при давлении 6кгс/см²)-не более-450кг/ч. Наибольшее давление охлажденной воды-10кгс/см². Создаваемый вакуум-95%. Количество ступеней-2. Температура паровоздушной смеси-32°С. Поверхность охлаждения каждой ступени-2,95м². Количество пакетов трубок в каждом охладителе-2. Количество змеевиков в каждом пакете-4. Число витков в каждом змеевике-6,5. Диаметр трубок змеевиков-19/17мм. Габаритные размеры эжектора: длина-1400мм, ширина-780мм, высота-1500мм, масса эжектора	2	16	ПО КТЗ

	(сухого)-750кг, масса эжектора в рабочем состоянии-800кг.			
Эжектор системы отсоса	Э0-430. Объемная производительность-1085м ³ /ч. Расход охл воды-26м ³ /ч. Гидравлическое сопротивление по охл воды (при полном расходе)-не более 5м.в.ст. Расход пара на эжектор (при давлении 6кгс/см ²)-не более-130кг/ч. Наибольшее давление по охлажденной воде-10кгс/см ² . Создаваемый вакуум-3%. Количество ступеней-1. Температура паровоздушной смеси-340°C. Поверхность охлаждения ступеней-2,95м ² . Количество пакетов трубок охладителя-2. Количество змеевиков в каждом пакете-4. Число витков в каждом змеевике-6,5. Диаметр трубок змеевиков-19/17мм. Габаритные размеры эжектора: длина-1400мм, ширина-780мм, высота-1500мм, масса эжектора без воды-715кг, масса эжектора в рабочем состоянии-765кг.	2	16	ПО КТЗ
Пусковой маслonaсос	На эн.бл.№5-8 5НКЭ-5x1. Расход-70м ³ /ч. Напор-88м.ст. Допустимый кавитационный запас-512м.ст.ж. 2950об/мин. Максимальное давление на всасе-5кгс/см ² . Электродвигатель-ВАО МН81-2У2. 40МВт, 2950об/мин. КПД-89%.	4	16	г.Катайск
Эжектор пусковой	ЭП-150/П. Количество отсасываемой смеси-150кг/ч. Давление насыщенного	2	16	

	рабочего пара-6кгс/см ² . Расход рабочего пара-450кг/ч. Длина эжектора-735мм. Ширина-193мм, высота-193мм, масса эжектора-24,3кг.			
Конденсатный насос	КС-50-55 . Производительность-50м ³ /ч, напор-55м.в.ст., подпор-1,6м.в.ст. 1450об/мин. Температура перекачиваемой жидкости-125°С. КПД-60%.	4	32	п/я В-2848
Регулятор подачи пара на уплотнения ОК-18-ПУ	141-С-П79/3 бл.№1-8. Давление пара перед регулятором-7кгс/см ² . Давление пара после регулятора-1,03-1,07кгс/см ² .	2	16	

Система защиты и блокировки питательных агрегатов

Современный питательный агрегат имеет весьма развитую систему защиты, блокировок, сигнализации и контроля. Это позволяет обеспечивать безопасность работы питательного агрегата и бесперебойную подачу питательной воды в котел.

Наиболее сложную систему защит имеют питательные агрегаты блоков сверхкритического давления. В качестве примера в таблице 2.3 приводятся перечень и характеристики защит электро -и турбопитательных насосов.

Помимо защит, предусмотренных ТУ, на ряде агрегатов установлены защиты:

А) от повышения температуры подшипников насоса — действует на отключение ПЭН и ПТН;

Б) от повышения разности температур в перепускной трубе гидропаты и на всасе — действует на отключение ПЭН и ПТН;

В) при закрытии обратного клапана— действует на отключение ПЭН и ПТН.

Таблица 2.3 - Система защиты и блокировки питательных агрегатов

Наименование защиты	По параметру	По времени	Действие защиты	Примечание
От понижения давления масла в системе смазки	0,049 МПа (0,5кгс/см) (изб.)	3 с	Останов ПЭН Останов ПТН	Одновременно отключается валоповоротное устройство и подается запрет на его включение
От осевого сдвига ротора насоса в сторону всасывающего патрубка	1,1 мм	0 мин	Останов ПЭН Останов ПТН	Одновременно отключается валоповоротное устройство и подается запрет на его включение
От падения давления воды на всасе насоса	1,375 МПа (14 кгс./см ²)	20 с	Останов ПЭН Останов ПТН	Одновременно отключается валоповоротное устройство и подается запрет на его включение
От повышения давления воды за насосом	41,2 МПа (420 кгс/ см ²)	0 мин	Останов ПТН	Одновременно отключается валоповоротное устройство и подается запрет на его включение
От понижения	21,6 МПа	0 мин	Останов ПЭН	При развороте

давления воды за насосом	(220 кгс/см ²)		Останов ПТН	ПЭН защита действует с выдержкой до 20 с
От уменьшения расхода воды на охлаждение статора электродвига- теля	3,5 т/ч	3 мин	Останов ПЭН	
От уменьшения расхода воды на охлаждение ротора электродвига- теля	30 т/ч	3 мин	Останов ПЭН	
От падения давления масла к гидромуфте электронасоса	0,0884 МПа (0,9 кгс/см ²) (изб.	0 мин	Останов ПЭН	

Помимо защит собственно насоса отключение агрегата вызывают защиты приводной турбины:

- А) от превышения числа оборотов;
- Б) от осевого сдвига ротора турбины;

Е) от повышения давления на выходе турбины.

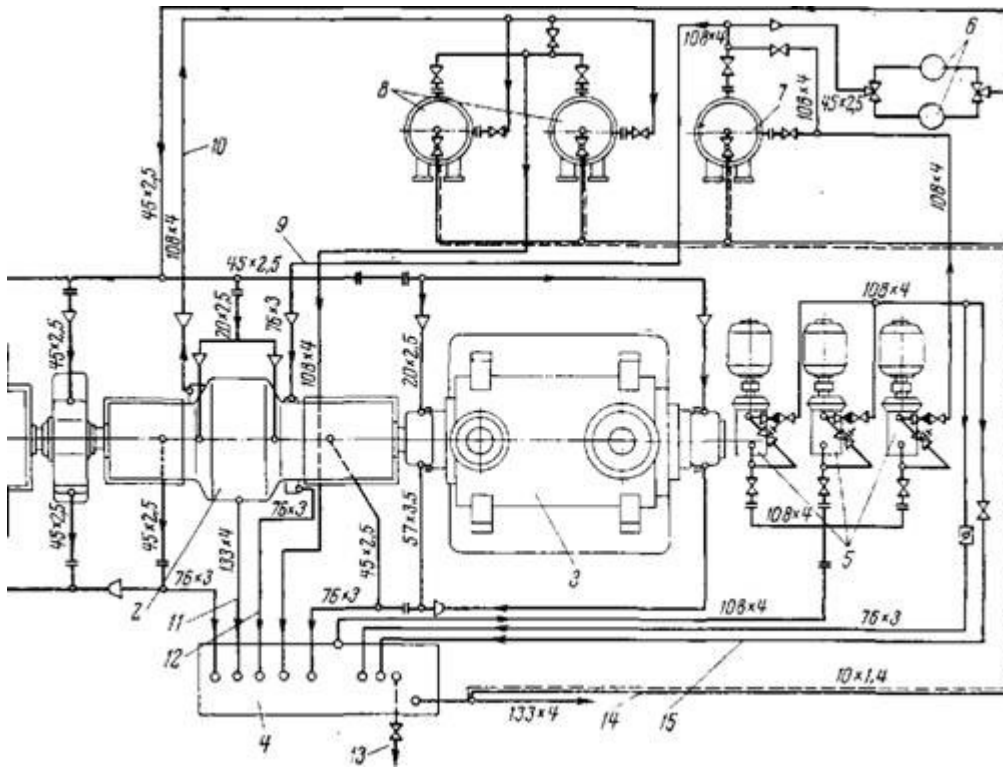


Рисунок 2.5 - Схема маслоснабжения турбопитательной установки

Насосы с электроприводом могут также отключаться защитами электродвигателя: а) максимальной токовой; б) дифференциальной.

Первая из этих защит действует при перегрузке электродвигателя по току,

вторая — при внутренних повреждениях обмоток статора.

При срабатывании любой из защит питательного турбонасоса выполняются следующие операции:

Закрывается стопорный клапан приводной турбины и после закрытия обратного клапана на выдаче насоса:

Подается импульс на открытие клапана рециркуляции;

Подается импульс на отключение предвключенных (бустерных) насосов;

Подается импульс на включение ПЭН;

Подается импульс на перевод блока на половинную или 30 процентную нагрузку.

При понижении давления масла в системе смазки дополнительно отключается валоповоротное устройство и налагается запрет на его включение.

При срабатывании защит пуско - резервного насоса:

Отключается выключатель электродвигателя и после закрытия обратного клапана:

Подается импульс на открытие клапана рециркуляции;

Подается импульс на останов блока;

Налагается запрет на включение электронасоса по АВР (автоматика включения резерва).

Помимо действия защит питательный агрегат предохраняется от ненормальных режимов системой аварийной сигнализации. В нее входят сигналы:

А) при повышении температуры подшипников;

Б) при снижении уровня масла в маслобаке;

В) при несоответствии открытия или закрытия клапана рециркуляции, обратного клапана и напорной задвижки;

Г) при перегрузке электродвигателя ПЭН по току;

Д) при повышенной вибрации подшипников агрегата;

Е) при перегрузке упорного подшипника ПТН;

Ж) при повышении температуры в перепускной трубе разгрузочного устройства насоса.

Кроме того, на аварийный сигнал временно могут быть выведены автоматические защиты.

Автоматизация процессов пуска и останова агрегата, а также защита агрегата от неправильных действий персонала осуществляется системой блокировок.

Система блокировок при пуске насосного агрегата допускает открытие стопорного клапана приводной турбины или масляного выключателя электронасоса при соблюдении следующих условий:

А) давление масла в системе смазки достаточно;

Б) давление воды во всасывающем патрубке достаточно;

В) клапан рециркуляции открыт;

Г) имеется достаточный расход конденсата в системе охлаждения ротора и статора электродвигателя.

При останове агрегата автоматически открывается клапан рециркуляции, а у насосов с индивидуальной системой маслоснабжения включается пусковой масляный насос, который отключается через 5 мин.

Релейная аппаратура автоматики обеспечивает выполнение всех вышеуказанных операций по пуску и останову агрегата в определенной последовательности при нажатии на кнопку «пуск» или «останов».

2.3. Факторы, влияющие на надежность работы питательных насосов

Оптимальная и надежная работа насоса невозможна без учета таких факторов, как: кавитация, вибрация, осевые и радиальные нагрузки, объемные и локальные завихрения потока.

1. Кавитация

Наиболее важный физический фактор, учитываемый при проектировании насосных установок. Это гидравлические пустоты в потоке жидкости, которые возникают из-за местного понижения давления (или увеличения скорости потока). Когда кавитационный пузырек попадает в область повышенного давления, он лопается и высвобождает разрушающую энергию. Гидравлические удары вызывают вибрацию, которая воздействует на рабочее колесо насоса и вызывает износ составных механизмов (подшипников, валов, уплотнений).

Наибольший вред от кавитации проявляется, если при проектировании не были учтены законы гидравлики и гидродинамики.

У каждого насоса существует показатель $\Delta h_{тр}$ (NPSHR), определяющий величину кавитационного запаса. Это минимальное давление жидкости в насосе, при котором поток сохраняет однородность фазы.

Когда подача жидкости для насоса превышает точку максимального КПД, кривая $\Delta h_{тр}$ резко идет вверх. Зона справа от этой точки является опасной для появления кавитации в системе.

2. Завихрения

Водовороты в потоке возникают из-за неравномерностей скорости и направления тока жидкости. Их называют объемными завихрениями. Обычно наблюдается круговое завихрение потока вокруг насоса, которое усиливается в самом узком месте на входе в насос.

Направление вихря в водовороте может совпадать с направлением вращения рабочего колеса или быть ему противоположным. Завихрение потока на всасе насоса по направлению вращения рабочего колеса снижает КПД и теплоотдачу. Закручивание потока в противоположном направлении смещает рабочую точку насоса вправо и вверх относительно номинальной величины.

Негативный эффект противоположных вихревых потоков проявляется в увеличении потребляемой мощности и снижении кавитационного эффекта насоса.

Вероятные признаки предварительного завихрения потока — шум, кавитация, быстрый износ подшипников и уплотнений.

Локальные завихрения еще более интенсивны, чем объемные, и ведут к образованию воронок. Они вызывают гидравлические удары, изнашивают движущиеся механизмы насоса, усиливают вибрацию и кавитацию, захватывают воздух и уменьшают величину подачи потока.

3. Вибрация

Возникновение вибрации при работе насосного оборудования обусловлено механическими колебаниями во вращающихся деталях насосов, перепадами давления жидкости, радиальными гидродинамическими силами в потоке.

Другие причины вибрации — засоры в насосе, неоптимальный режим работы насоса (за пределами диапазона кривой $Q-H$), большая кавитация,

высокое воздухосодержание в потоке жидкости, неисправность в рабочем колесе.

Наибольшим нагрузкам из-за вибрации подвергаются те узлы насосов, в которых поток жидкости создает разнонаправленные силы. Явление кавитации всегда увеличивает вибрацию, как следствие — растет шум и увеличивается износ механизмов.

Если величины Q и H отклоняются от параметров, обеспечивающих оптимальный режим работы, возрастает уровень вибрации и ускоряется износ. Наиболее уязвимы в этом плане вращающиеся узлы и механизмы.

Для снижения влияния вибрации необходимо особо тщательно проводить балансировку рабочего колеса.

Нормальные уровни вибрации:

- при сухой работе менее 2 мм/с;
- допустимый уровень вибрации труб — менее 10 мм/с.

4. Шумы

Уровень шума, создаваемый насосной станцией, обусловлен следующими факторами:

- вибрация, идущая от насоса и трубопровода;
- параметры тока жидкости в трубопроводе;
- параметры потока жидкости при поступлении в приемный резервуар;
- величина кавитации.

Измерение уровня шума от погружных насосов — сложная задача. Стоит заметить, что уровень шума, создаваемый насосными станциями, не является проблемой, требующей первоочередного решения. Если существуют строгие требования к шумовому загрязнению, сам трубопровод и насос сухой установки покрывают звукоизолирующим покрытием.

5. Осевые и радиальные нагрузки

Когда жидкость при перекачивании проходит через рабочее колесо насоса, в ней возникает осевое усилие, возникающее из-за разности давлений на сторонах всасывания и нагнетания жидкости.

Величина осевого усилия находится в зависимости от напора, типа и размера рабочего колеса. Чем выше напор насоса, тем больше будет осевое усилие. Для минимизации влияния осевого усилия применяют насосы двойного всасывания с симметричными подводами.

В центробежных насосах на осевое колесо дополнительно оказывают влияние радиальные нагрузки. Радиальная сила проявляется вследствие колебания давлений и несимметричности спирального отвода насоса. Возникновение радиальных нагрузок может быть из-за асимметричного подвода жидкости или из-за неравномерных скоростей в рабочем колесе насоса.

2.4. Анализ и причины снижения надежности работы питательных насосов Экибастузской ГРЭС-1

В настоящее время на паротурбинных блоках мощностью 500 МВт в качестве питательных насосов наряду с другими применяются насосы типа ПН-1500-350 и ПН-1500-350-1. Длительный период эксплуатации питательных насосов обнаружен у них ряд недостатков. Для их устранения заводом-изготовителем была осуществлена доработка и модернизация насосов. Эти насосы получили обозначения ПН-1500-350-3 и ПН-1500-350-4 (рисунок 2.6).

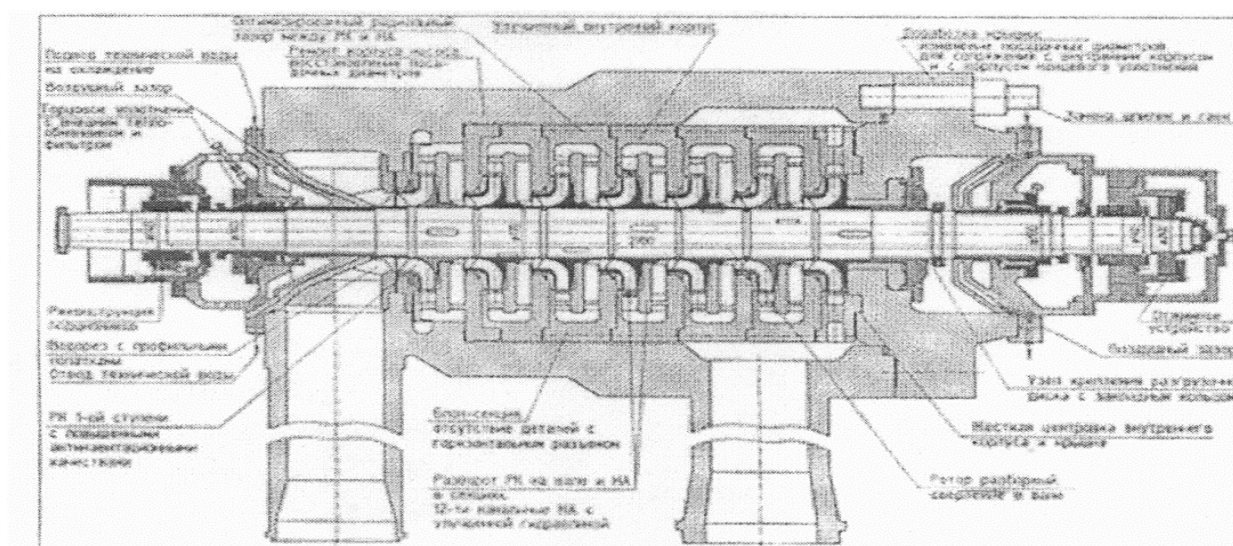


Рисунок 2.6 - Проект питательного насоса ПН-1500-350-3

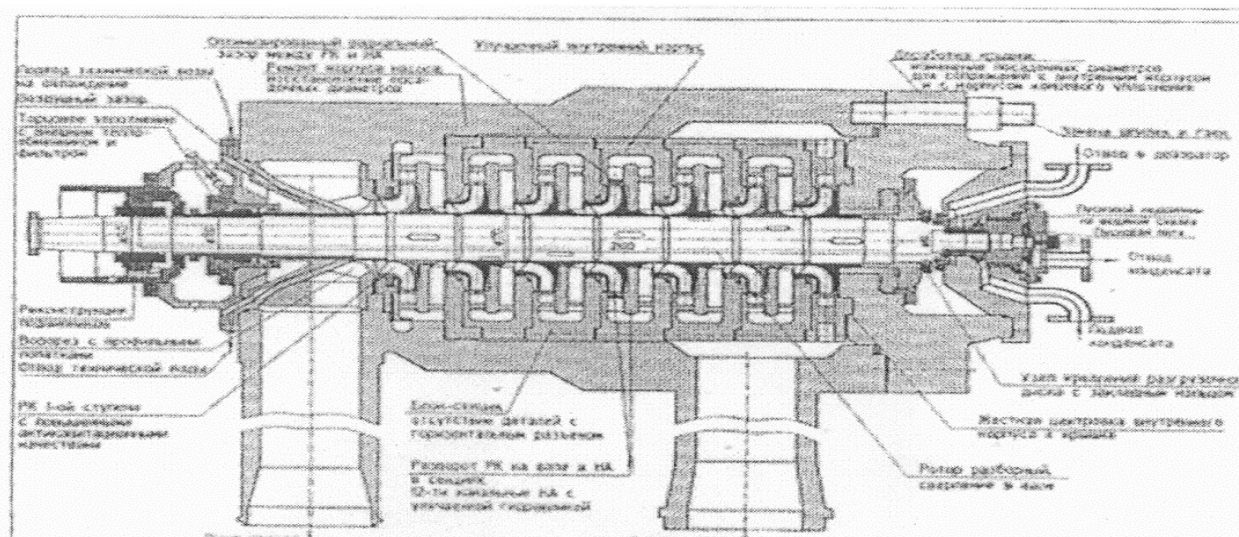


Рисунок 2.7 - Проект питательного насоса ПН-1500-350-4

Первоначально в конструкцию насосов предполагалось ввести следующие изменения:

- для снижения уровня вибрации и повышения надежности насосов, соотношение количества лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата принять равным 7/12, секции направляющего аппарата выполнить в

виде неразборных блок-секций, а для осуществления сборки насоса ротор выполнить разборным, рабочие колеса посадить на вал по переходной посадке;

- концевые уплотнения выполнить торцевыми, используя уплотнения фирмы «Burgman»;

- корпуса подшипников жестко соединить с корпусами концевых уплотнений с целью исключения резонанса системы «ротор-опоры»;

- рабочее колесо первой ступени спрофилировать с расширенным входом для устранения кавитации [1,14 с].

Контроль, испытания, эксплуатация.

Центробежный насос ПН-1500-350-4 в отличие от насоса ПН-1500-350-3 имеет масляный подшипник скольжения на входе и пусковой подшипник, работающий на подводимом конденсате, на выходе (рисунок 2.7). В корпусе пускового подшипника установлено отжимное устройство, работающее на конденсате и предназначенное для гарантированного наличия зазора между разгрузочным диском и пятой во время пуска-останова и работы на валоповоротном устройстве.

Выполненные мероприятия при реконструкции и модернизации насосов:

Насос ПН-1500-350-3 установлен на энергоблоке №3 Экибастузской ГРЭС-1. В этом насосе остались без изменения узлы крепления подшипниковых опор, не внедрены торцевые уплотнения, сохранена гидропята. Изменено соотношение количества лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата – 7/12. Секции направляющего аппарата выполнены в виде неразборных блок-секций, ротор выполнен разборным, рабочие колеса посажены на вал по переходной посадке.

Насос ПН-1500-350-4 установлен на энергоблоке номер четыре. В этом насосе внедрен пусковой подшипник, работающий на конденсате, укорочен вал, снижен прогиб ротора, изменено соотношение количества лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата – 7/12. Секции направляющего аппарата выполнены в виде неразборных блок-секций, ротор выполнен разборным, рабочие колеса посажены на вал по переходной посадке. Не внедрены лишь торцевые уплотнения [2,35 с].

Вследствие изменения соотношений количества лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата – 7/12 на насосах ПН-1500-350-3 и ПН-1500-350-4 практически решена проблема лопастной вибрации, которая не превышает два-три мм/с. Общий уровень вибрации не превышает 3-405 мм/с в том случае, если отсутствует оборотная вибрация. Если же присутствует небаланс, уровень вибрации может достигать 10-15 мм/с.

Основной проблемой модернизированного насоса является невозможность работы насоса на валоповороте и заклинивание ротора при пусках и остановах. Пуск турбонасосного агрегата приходится проводить на частоте вращения выше 1000 об/мин. При этом перегревается выхлоп приводной турбины, датчик осевого сдвига работает не более двух, трех

недель, затем требуется замена. С целью нормализации работы пускового подшипника, организован подвод конденсата в зону смазочного клина водяного подшипника. Подвод конденсата осуществляется через специально фрезерованного канавка и отверстия (рисунок 2.6).[3, 27 с].

Примерно через пять-шесть тысяч часов работы пусковой подшипник приходится менять, так как поверхность подшипниковой опоры становится неработоспособной из-за задеваний при пусках и остановах. Подшипник представляет собой бронзовую втулку с лазерным упрочнением на валу и корпус подшипниковой опоры, выполненный из высоколегированной стали (рисунок 2.8).

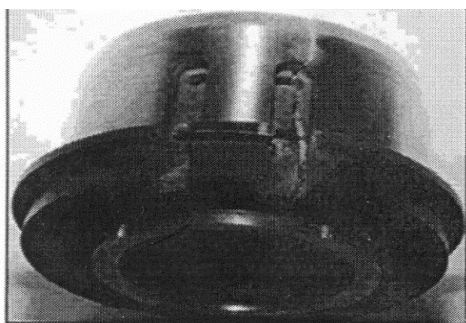


Рисунок 2.8 - Фрезерованные пазы для гидростатического подвода конденсата

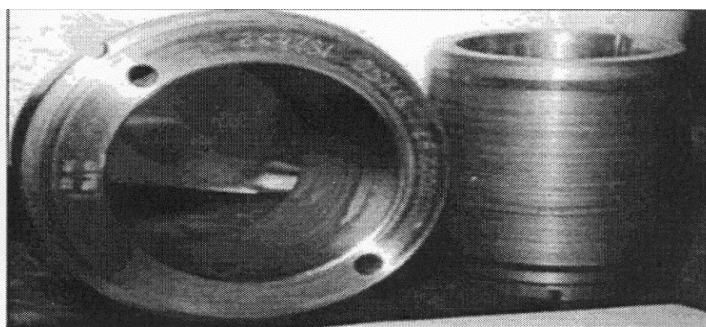


Рисунок 2.9 - Пусковой, водяной подшипник после 500 часов работы

За время эксплуатации питательных насосов ПН-1500-350-4 случалось несколько серьезных выходов из строя оборудования. Происходит заклинивание насоса с полным разрушением пускового подшипника и поломкой вала. Последовательность событий и их причин были следующими. При расхолаживании энергоблока питательный турбонасос ПН-1500-350-4 работал с частотой вращения 2000 об/мин на линию рециркуляции с давлением на выходе 8,7 МПа и температурой воды 140 градусов.

Затем происходит внезапное ограничение питательной воды на вход предвключенного насоса ПД-1600-180. Давление на его выходе снижается с 0,84 МПа до 0,28 МПа, что равно давлению на входе предвключенного насоса [4,19 с].

Как следствие, происходит кавитационный срыв ТПН со снижением давления на выходе от 8,7 МПа до 0,8 МПа. Показание осевого сдвига изменилось с -0,2 до -0,147 мм. Уровень вибрации до ограничения подачи не превышал два мм/с. После кавитационного срыва насоса уровень вибрации повысился с двух до пяти мм/с. С указанным кавитационным срывом насос работал в течение 20 мин. При этом показания осевого сдвига плавно изменилось от -0,147 до -1,17 мм.

Далее после закрытия задвижки на вход предвключенного насоса подача была увеличена и ТПН вышел из кавитационного срыва. При этом уровень вибрации вернулся в исходное положение и составлял примерно два

мм/с. Осовой сдвиг остался на уровне -1,033, давление на выходе восстановилось до 0,73 МПа. После этого питательный насос был остановлен. После останова осевой разбег составил 0,65 мм. Во время останова разборка насоса не проводилась. Затем, в течение пяти дней было проведено четыре пуска и останова ТПН. При этом показания осевого сдвига не соответствовало расчетным величинам. При последнем останове был вскрыт насос, обнаружены повреждения подшипникового узла.

Вероятной причиной повреждений явилась работа насоса в кавитационном режиме. Разрушение корпуса подшипниковой опоры произошло по усталостной трещине, образованной благодаря концентратору напряжений в районе фрезерованного паза для гидростатической подачи конденсата в смазочный слой. Разрушение произошло с дополнительным разрушением мелких фрагментов корпуса подшипника произошло по усталостной трещине, образованной благодаря концентратору напряжений в районе фрезерованного паза для гидростатической подачи конденсата в смазочный слой. Бронзовая втулка с лазерным упрочнением разрушена и разделена на несколько фрагментов (рисунок 2.10 - 2.11).

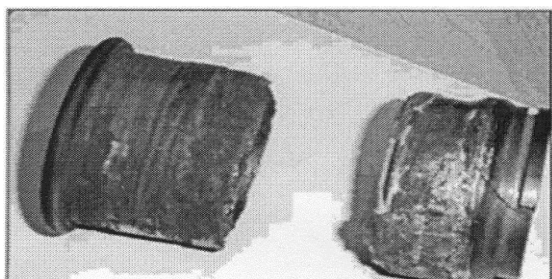


Рисунок 2.10 - Втулка пускового подшипника после разрушения

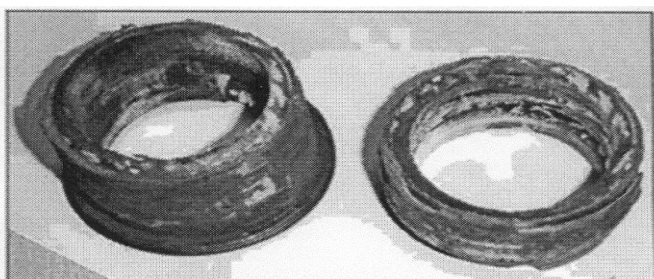


Рисунок 2.11 - Втулка пускового подшипника после разрушения

Разрушение пускового подшипника сопровождалось поломкой вала (рисунок 2.12 - 2.13). Фрагменты вала и поверхность усталостного излома вала. Разрушение подшипника и вала насоса сопровождалось также натираниями разгрузочного диска и кольца разгрузочного диска на поверхности горизонтальной кольцевой щели разгрузочного диска[5,47 с].



Рисунок 2.12 - Корпус уплотнения и вал с усталостной трещиной



Рисунок 2.13 - Корпус уплотнения и вал 1 с усталостной трещиной

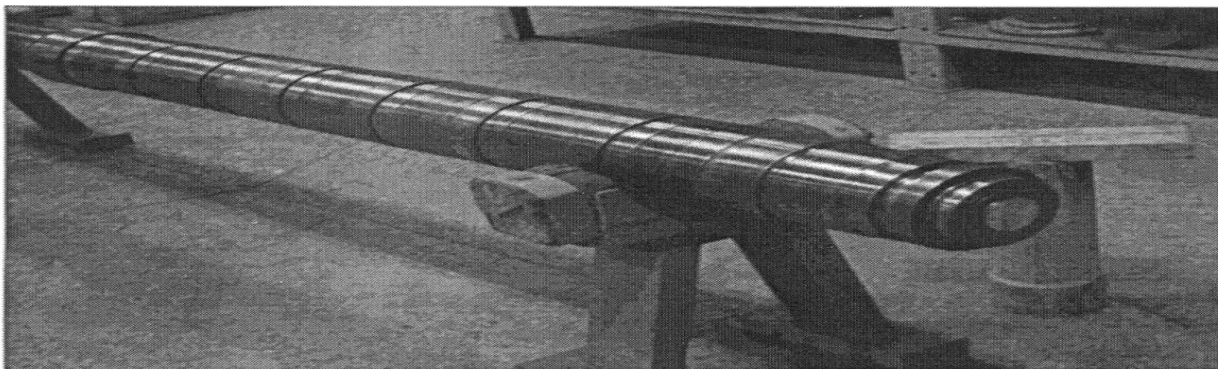


Рисунок 2.14 - Корпус уплотнения и вал с усталостной трещиной

Разрушение вала произошло при незначительном уровне вибрации питательного насоса: от двух - трех мм/с до четырех мм/с. Так как уровень вибрации был достаточно низок, момент разрушения не был зафиксирован. Разрушение было выявлено только при останове насоса. По характеру задеваний гидропята (рисунок 2.14) некруговые натирывания кольцевой щели можно предположить, что ротор совершал прецессионное движение с максимальной амплитудой в районе разгрузочного устройства и пускового подшипника.

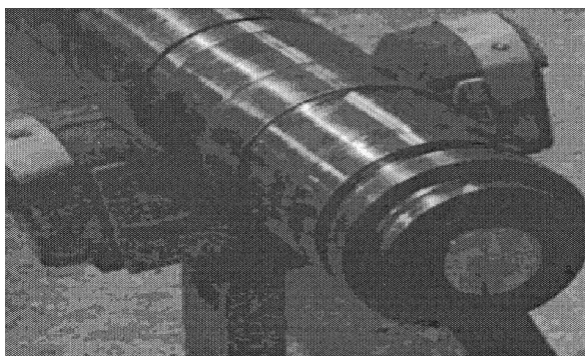


Рисунок 2.15 Место излома вала

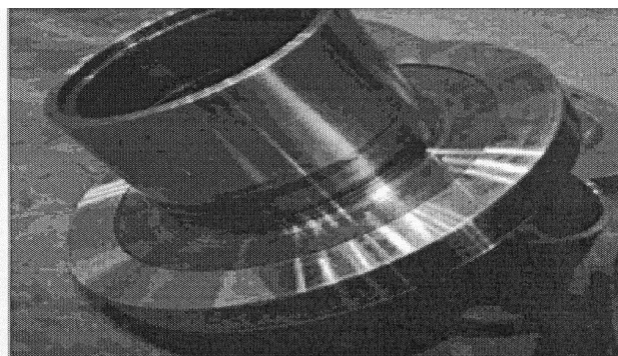


Рисунок 2.16 Гидропята и натирывания по горизонтальной поверхности уплотнения

Исходя из вышеизложенного, можно сделать следующие выводы:

1. При модернизации питательного насоса ПН-1500-350-4 внедрен пусковой подшипник, работающий на воде, укорочен вал, снижен прогиб ротора. Изменено соотношение количества лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата до соотношения 7/12. Секции направляющего аппарата выполнены в виде неразборных блок-секций, ротор выполнен разборным, рабочие колеса посажены на вал по переходной посадке.

2. Опыт эксплуатации показал, что пусковой подшипник не выполняет основную функцию. При пусках и остановах насоса происходит заклинивание ротора на валоповороте. Пуск и прогрев агрегата вынуждены проводить на частоте вращения выше 1000 об/мин. При этом перегревается выхлоп приводной турбины.

3. Причиной аварийных ситуаций явились конструктивные дефекты при реконструкции насоса, а именно:

А) неверно подобрана пара трения пускового водяного подшипника;

Б) фрезерованный паз корпуса пускового подшипника выполнен с концентратором напряжения;

В) концентратором напряжения является переход от диаметра вала к диаметру посадочного места пускового подшипника.

4. Конструкция узла пускового подшипника требует доработки, есть опасность массового выхода из строя питательных насосов типа ПН-1500-350-4 блоков мощностью 500 МВт.

3 Разработка технических решений по повышению надежности и эффективности работы нагнетательных аппаратов Экибастузской ГРЭС-1.

3.1 Пути совершенствования работы питательного турбонасоса

Вопросы повышения надежности эксплуатации насосного оборудования теплоэнергетических объектов являются весьма актуальными и требуют проявления повышенного внимания как проектирующих, так и эксплуатирующих организаций.

Гарантированное бесперебойное функционирование разнообразных основных и вспомогательных технологических циклов и линий во многом зависит от устойчивой, бесперебойной работы насосного оборудования, составляющего значительную часть теплотехнического оборудования объектов энергоснабжения. Обеспечение потребителя тепловой и электрической энергией с использованием энергосберегающих технологий является одной из важнейших народно-хозяйственных задач, от решения которой во многом зависит динамичное, поступательное развитие экономики страны, комфортное и достойное проживание населения.

В достаточной степени определенно можно утверждать, что надежность подачи тепловой и электрической энергии во многом зависят от работы насосного оборудования, поэтому вопросы создания, разработки методов и методик, направленных на увеличение гарантированного ресурса эксплуатации насосных агрегатов являются важной научно-практической задачей.

В рамках выполнения данной работы ставилась задача системно обоснованного формирования методологии, направленной на значительное повышение эффективности работы насосного оборудования, работающего в энергетике, увеличение ресурса его безаварийной работы, разработку научно-технических решений и подходов, способствующих уменьшению затрат энергии на привод насосных агрегатов, величина которых на некоторых электростанциях составляет более 10% от мощности энергоблоков.

Насосное оборудование по праву является основным оборудованием энергетических объектов, на привод которого расходуется значительное количество энергии. Так, мощность, потребляемая только питательными насосами 400 и 500 МВт энергоблоков, достигает 25-40 МВт, т.е. от 5 до 8 процентов мощности блока.

Анализируя работу ГРЭС на примере принципиальной схемы (рис.3.1) 500 МВт-го блока на основе турбины К-540-23,5 отметим, что насосное оборудование участвует в функционировании всех главных технологических циклов, участвуя в выработке электрической (ТПН, бустерные БН, конденсатные КН, циркуляционные насосы системы охлаждения ЦН) и тепловой энергий (сетевые СЭ).

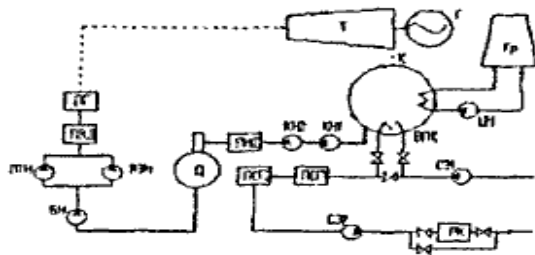


Рисунок 3.1 - Принципиальная схема энергоблока 500 МВт

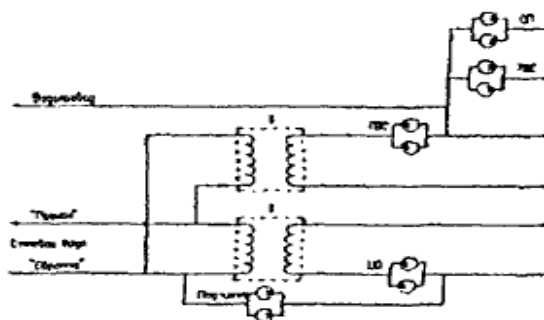


Рисунок 3.2 - Принципиальная схема ЦТП

«Малая» энергетика обеспечивает санитарно-гигиенические нормы для нормальной жизнедеятельности человека. На рис. 3.2 представлена принципиальная схема центрального теплового пункта (ЦТП) с независимой системой теплоснабжения. Работа насосов на ЦТП связана с функционированием систем централизованного отопления (ЦО), горячего (ГВС) и холодного водоснабжения (ХВС). Также на ЦТП находится еще один очень важный, особенно в последнее время из-за участившихся пожаров, технологический цикл - система пожаротушения (СП).

К насосному оборудованию, работающему на энергетических объектах предъявляются повышенные требования по энерго-кавитационным и виброакустическим характеристикам.

Для достижения максимального КПД необходимо использовать расчетные методы анализа и синтеза проточных частей лопастных насосов, наиболее корректно отражающие реальность течений в гидромашинах, а также необходимо проведение как стендовых, так и промышленных экспериментальных исследований и испытаний.

Для достижения надежной работы теплоэнергетических насосов доминирующим показателем качества являются кавитационные свойства. Существенное количество экспериментальных и расчетно-теоретических исследований ориентировано на создание и совершенствование динамических насосов с повышенными антикавитационными качествами.

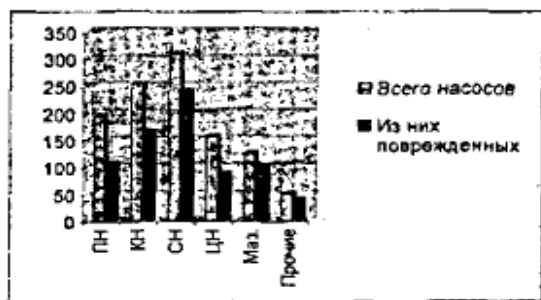


Рисунок 3.3 - Статистика повреждений



Рисунок 3.4 - Распределение повреждений ПН по элементам насосов

Описывается осуществленный анализ повреждений насосного оборудования, проведенный на 34 энергетических объектах центральной части РФ, количество исследуемых насосов составило более 1000 единиц. За исследуемый двухлетний период на этих объектах были зафиксированы повреждения отдельных элементов у 750 насосов, что составляет 68,4 % или около 2/3 от их общего количества.

На рисунке 3.3 представлена статистика повреждений насосов в сравнении с их общим количеством анализируемых насосов представленных по группам питательных, конденсатных, сетевых, циркуляционных, мазутных и прочих. Почти 40 % повреждений совместно питательные и конденсатные насосы. Около одной трети повреждений приходится на долю сетевых насосов, обеспечивающих работу систем теплоснабжения. Таким образом, эта группа основных энергетических насосов, от нормальной работы которых зависит надежность работы всей электростанции или котельной, дает около 70 % повреждений насосного оборудования. Очевидно, что задача совершенствования этих типов насосов и повышения их показателей надежности всегда была наиболее актуальной и сохраняет эту актуальность на ближайшую перспективу. На рисунке 3.4 представлен анализ непосредственно по отдельным узлам и деталям, вышедшим из строя. Как видно из диаграммы, наиболее часто происходят повреждения подшипников и уплотнений. В сумме эти узлы дают 81,4 % от общего количества повреждений, этот процент практически неизменен. В значительной степени это соотношение представляет собой, если можно так сказать, «запланированную закономерность», так как данные элементы относятся к группе быстроизнашиваемых элементов насосных агрегатов. Именно поэтому комплектация запасных частей и унификация уплотнительных узлов определяют трудоемкость и быстроту восстановления работоспособности агрегата.

Осуществлен анализ влияния внешних и внутренних факторов на работоспособность энергетического насосного оборудования. Отмечено, что оценка работоспособности насосного агрегата необходима для принятия

грамотных, обоснованных решений вопросов, возникающих в процессе эксплуатации.

Указывается, что исследование работоспособности насосных агрегатов можно осуществить путем создания физико-математических моделей, описывающих процессы в проточной части и основных узлах насоса, с учетом согласования с параметрами конкретного участка технологического цикла, в составе которого насос работает. Основной задачей этого анализа является выявление ограничений и допустимых воздействий на рассматриваемый насосный агрегат, определение реального ресурса с учетом тех увеличенных нагрузок, которым насос подвергается в режимах эксплуатации. Целью такого анализа является повышение как ресурса и долговечности, так и экономической эффективности конкретного насосного агрегата. Среди наиболее существенных факторов, влияющих на надежность и эффективность работы насосов, выделяются следующие:

Конструктивные особенности.

Качество изготовления и предыдущего ремонта.

Физические свойства и химический состав перекачиваемой среды.

Геометрия и структура обслуживаемой гидросистемы.

Способ и диапазон регулирования подачи.

Квалификация персонала.

Наличие или отсутствие исследований расчетно-теоретического и экспериментального характера, касающихся работы конкретного насоса.

Схематически отмеченные выше факторы и зависимые от них показатели работоспособности насосного агрегата приведены на рисунке 3.5. Указывается, что показатели качества служат основой для сравнения насосов одинакового назначения, изготовленных различными фирмами. Этот набор, может варьироваться в зависимости от требований, предъявляемых к насосам со стороны гидросистем, для эксплуатации в которых они предназначены

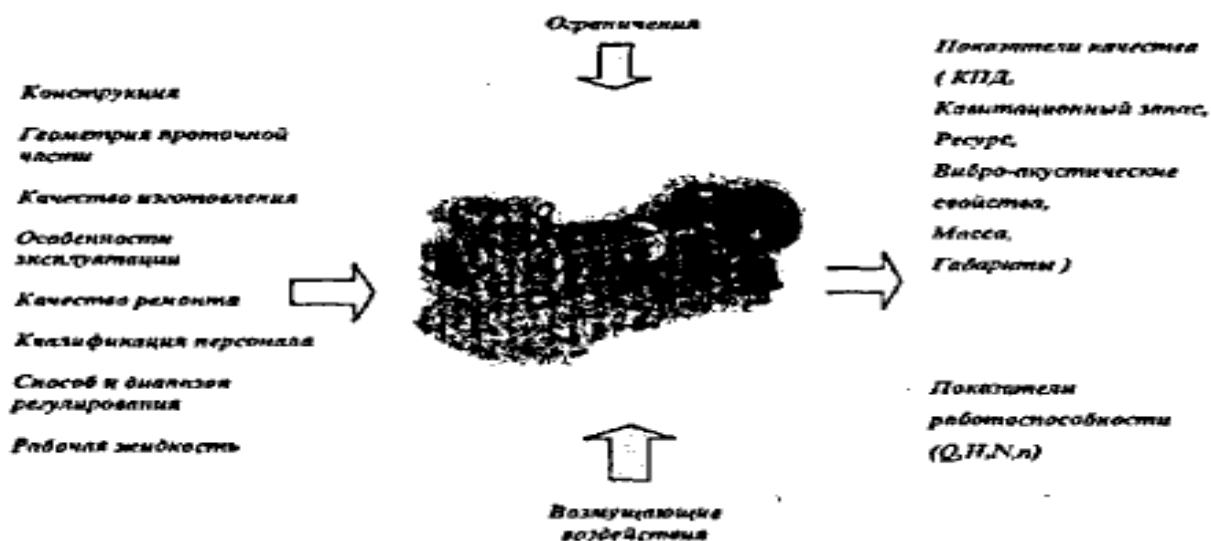


Рисунок 3.5 Факторы, влияющие на работоспособность насосного агрегата

На показатели работоспособности насоса, кроме упомянутых выше факторов, оказывают влияние различного рода ограничения, которые могут совпадать или отличаться для каждого агрегата или группы однотипных агрегатов, соединенных параллельно. Приводится подробный анализ отмеченных показателей качества и работоспособности.

Формулируется подход в составлении функции, позволяющей давать оценку остаточного ресурса насосного агрегата, на который действуют разнообразные внешние и внутренние воздействия, влияющие на его работоспособность и реальный, располагаемый ресурс. Учет максимального количества факторов, действующих на насосный агрегат, представляет собой задачу выявления ограничений и допустимых воздействий на данный агрегат, а также задачу определения реального ресурса с учетом тех увеличенных нагрузок, которым насос подвергается в нештатных режимах эксплуатации. Предлагается схема определения остаточного (располагаемого) ресурса насоса T_p , как разница между его реальным ресурсом T и выработанным T_0 , т.е.

$$T_p = T - T_0 \quad (3.1)$$

Реальный ресурс T равен ресурсу, назначенному производителем T_0 , с учетом набора коэффициентов k_1 -, зависящих от условий предшествующей эксплуатации

$$T = T_0 k_1 k_2 k_3 k_4 \quad (3.2)$$

где k_1 - коэффициент, учитывающий параметры условий эксплуатации (рабочих режимов), от которых зависят силовые нагрузки на элементы конструкции насоса: подача Q и степень ее отклонения от оптимальной подачи, характеризуемая отношением Q/Q_0 , давление на входе в насос p_0 , частота вращения n , время работы t_1 и простоя t_2 , количество пусков k , температура перекачиваемой среды $t^\circ\text{C}$ и другие факторы,

$$k_1 = f(Q, Q/Q_0, p_0, t_1, t_2, n, k, t^\circ\text{C} \dots) \quad (3.3)$$

k_2 — коэффициент, учитывающий отсутствие или наличие кавитации в насосе и степень ее развития, зависящий от соотношений между располагаемым Δh и допустимым $\Delta h_{\text{доп}}$ кавитационными запасами в

конкретных режимах эксплуатации, а также от таких параметров рабочей среды, как температура $t^\circ\text{C}$ и кислотно-щелочной показатель pH , которые могут заметно влиять на величину $\Delta h_{\text{доп}}$ и на характер протекания кавитационных процессов,

$$k_2 = f(t_1, Q, \Delta h, \Delta h_{\text{доп}}, \Delta h, \Delta h_{\text{доп}}, t^\circ\text{C}, \text{pH} \dots) \quad (3.4)$$

k_3 — коэффициент, учитывающий факторы, влияющие на эрозионный износ элементов проточной части, такие, как химический состав, кислотно-щелочной показатель pH и температура $t^{\circ}\text{C}$ перекачиваемой среды, количество (концентрация) K и состав содержащихся в ней механических примесей,

$$k_3=f(t_1, \text{pH}, t^{\circ}\text{C}, K \dots) \quad (3.5)$$

k_4 — коэффициент, учитывающий качество изготовления насоса производителем и качество проведенного ремонта, а также полноту и соответствие проведенных мероприятий по техническому обслуживанию требуемым правилам эксплуатации насосного агрегата.

Максимальное числовое значение этих коэффициентов — 1.0, если режим эксплуатации насоса соответствовал расчетному (оптимальному), а указанные эксплуатационные факторы не выходили за регламентируемые пределы. Если эти условия не выдерживались, то соответствующий коэффициент должен уменьшаться.

Эта связь являет собой основную задачу технической диагностики, постоянно решающей главный вопрос эксплуатации - определение располагаемого, а не назначенного ресурса в любой момент времени. С учетом представленных коэффициентов эта связь может быть записана в виде:

$$\Phi(t)=f(k_1, k_2, k_3, k_4) \quad (3.6)$$

Определение экстремума данной функции при корректном учете всех ограничений и граничных условий позволяет иронизировать располагаемый ресурс насосного агрегата в любой момент времени в зависимости от условий эксплуатации и особенностей технологического цикла, в котором работает конкретный насос.

Проведен расширенный анализ функционирования насосного оборудования в основных технологических циклах энергоблоков. Констатируется, что надежная работа насосных агрегатов во многом зависит от согласованности характеристики используемой гидромашины и характеристики нагрузочной сети, при этом определяющим показателем качества являются кавитационные свойства насоса. Анализируется влияние температуры рабочей среды, особенностей работы технологического цикла, геодезического расположения насоса на его кавитационные свойства.

Проведение промышленных испытаний насосного оборудования на энергоблоках представляет сложную и дорогостоящую, а в некоторых случаях невозможную задачу. Важное значение в этой связи приобретает возможность использования современных расчетных методов.

Полная система интегральных уравнений динамического состояния рабочей среды в относительных координатах идеальной жидкости в замкнутой области V с кусочно-гладкой границей S для функций поля W , представляется в виде:

Прямая гидродинамическая задача решается в несколько этапов методом последовательных приближений. В результате расчета потенциального потока определяются составляющие относительной скорости w_1 , коэффициента давления p в узлах на граничных поверхностях S и в области V . Для интегральной оценки гидродинамических качеств систем выдается информация о величинах циркуляции Γ , параметрах кавитации

$\sigma \sigma$

k , индуктивного сопротивления h_{l1} , продольных циркуляциях Γ , и др.

Оценка работоспособности энергетического насосного оборудования в работе рассматривалась на примере анализа гидродинамических качеств сетевых, бустерного, питательного и конденсатного насосов. Анализ гидродинамических качеств ЛС осуществлялся по интегральным и локальным характеристикам, получаемым в результате расчета программ PTNCL - расчет потенциального течения и VISC - расчет вязкого течения рабочей жидкости. Рассматривалось распределение скоростей и давлений на поверхности лопасти РК, а также анализировались: циркуляция вокруг лопасти, создаваемая РК-Р, коэффициент кавитации (аналог коэффициента Тома) - σ , потери в ближнем следе, обусловленные неравномерностью

$\sigma \sigma$

распределения циркуляции поперек лопасти - N_{trac} ; потери на лопастях РК - h_{fz} ; потери на вращающейся части обводов - H_e величина суммарных потерь трения в РК - N_b . Расчетные параметры для сетевых насосов первого - СЭ 2500-60 и второго - СЭ 2500-180 подъемов, работающих в технологических циклах 100 МВт энергоблока, были рассчитаны для режимов 110 %, 120 %, 130 % от Q_{opt} , - 2500 м³/час. Работа первой ступени конденсатного насоса типа КсВ 320-160 100 МВт энергоблока анализировалась в два этапа. На первом этапе проводился расчет шнека. Величина циркуляции создаваемая предвключенным колесом, являлась входным граничным условием для расчета РК. Расчетный расход был выбран в диапазоне от 80 до 130 % от Q_{opt} = 320 м³/час с шагом 10%.

Расчетные исследования бустерных насосов осуществлялись на примере насоса ПД -1600-180, функционирующего на 500 МВт энергоблоках. Особенностью работы данных гидромашин является повышенная температура рабочей среды. Это обстоятельство в значительной степени влияет на кавитационные свойства бустерных насосов. На энергоблоке насосы ПД-1600-180 работают парой, обеспечивая расход теплоносителя через турбину от 1000 до 1100 т/час.

Анализ гидродинамических качеств, проточной части РК насоса ПД 1600-180, был осуществлен для значений расхода: 90 %, 100 %, 110 %, 120 %, 130 % от Q_{opt} = 650 м³/час. На рис. 3.6 представлено распределение модуля относительной скорости W для оптимального режима насоса ПД 1600-180.



Рисунок 3.6 - Эпюра распределения модуля относительной скорости W для насоса ПД 1600-180, сторона давления - А), сторона разряжения - Б).

Оценка гидродинамических качеств проточной части питательного насоса типа ПТН 1150-340 была осуществлена на примере расчета первой ступени турбонасоса.

В качестве режима рассматривался оптимальный по расходу для $Q=1100$ м³/час и переменный по частоте вращения с учетом наиболее характерных особенностей эксплуатации 250 МВт энергоблока, т.е. расчетная частота вращения $n=5200$ об/мин и две эксплуатационные частоты $n_1=4800$ и $n_2=4900$ об/мин. На рисунке 3.7 представлены распределения модуля относительной скорости (вариант А) для рабочей стороны и коэффициента давления (вариант Б) для тыльной стороны лопасти при оптимальном расходе и частоте вращения $n=4900$ об/мин.

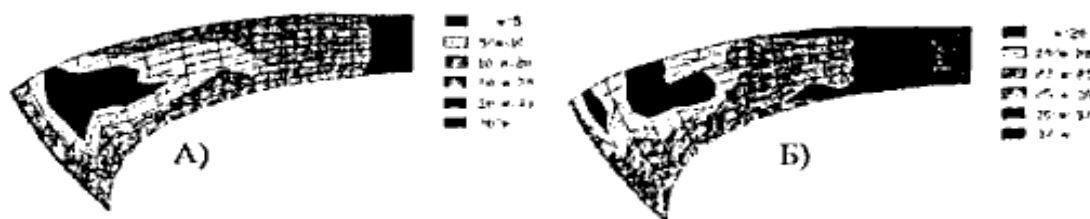


Рисунок 3.7 - Распределение модуля относительной скорости IV (А) и коэффициента давления (Б) для насоса ПТН 1500-350

Проведенный расширенный анализ гидравлических схем ГРЭС определил существенный вклад в суммарные потери $\sum h$ сложных

гидравлических сопротивлений, образуемых близко расположенными друг от друга отдельными местными сопротивлениями, такими как разнообразные повороты, тройники, задвижки, фильтры и входные устройства. Причем, коэффициент потерь сложного сопротивления $\xi_{\text{сл}}$ может достигать существенных значения, внося вклад в долю суммарных потерь энергии. В общем случае $\xi_{\text{сл}} = (\xi_1 + \xi_2)k$, где k - коэффициент потерь, отражающий дополнительные потери на сложном сопротивлении по сравнению с суммой

потерь на соответствующих изолированных сопротивлениях. Констатируется, что причиной дополнительных потерь является, прежде всего, наложение неравномерности поля скоростей, в частности зон отрыва потока за первым местным сопротивлением, на процесс деформации потока в окрестности второго сопротивления. В целом дополнительные потери следует рассматривать как результат взаимовлияния близко расположенных местных сопротивлений.

На рисунке 3.8 представлено сопоставление распределения коэффициента давления для тыльной стороны лопасти рабочего колеса насоса СЭ2500-60 полученное из анализа без учета взаимовлияния (вариант -А) и с учетом взаимовлияния (вариант -Б) сопротивлений друг на друга.

Проведены исследования по разработке метода учета влияния рН характеристик рабочей среды на кавитационные свойства центробежных насосов.



Рисунок 3.8 - Распределение коэффициента давления на тыльной стороне лопасти рабочего колеса насоса СЭ2500-60.

Отмечается, что результаты анализа химического состава рабочей среды ГРЭС-1 показывают, что в рабочем теле находится большое количество органических и неорганических примесей, неконтролируемых в штатном режиме. Присутствует негативное влияние изменения рабочей среды рН на работу турбинного оборудования и конденсаторов энергоблоков. Отмеченные особенности определяют необходимость проведения исследований влияния рН-характеристик рабочей среды на работу насосного оборудования.

Известно, что показатель рН существенно влияет на коэффициент поверхностного натяжения жидкости σ , что, в свою очередь, сказывается

на интенсивности роста пузырьков парообразования при кавитации. Данное обстоятельство определяет наличие определенного влияния рН среды на допустимый кавитационный запас центробежного насоса. Исследование этого влияния позволяет предотвратить кавитационные процессы в проточной части теплоэнергетических насосов, тем самым повышая их надежность и долговечность.

Проводится обзор работ связанных с изучением электрохимического воздействия на процессы парообразования при кавитации. В зависимости от заряда ионы, попадающие в результате трансляционных перемещений на поверхность газового пузырька, изменяют его электрический заряд, в результате чего происходит интенсификация или уменьшение процесса парообразования. Заряд на границе раздела фаз (воздух-вода) образуется за счет селективной адсорбции на ней ионов одного знака. На газовый пузырёк в воде действует не только гидростатическое давление и поверхностное натяжение, но и растяжение, вызванное кулоновскими силами одноименно заряженных ионов. Диссоциация воды на два иона: водород (H^+) и гидроксил (OH^-), характеризует pH среды. Эти ионы и определяют заряд пузырька в жидкости.

На рисунке 3.9, 3.10 представлены результаты экспериментальных исследований кавитационных и энергетических характеристики насоса 4К-12а в зависимости от pH рабочей среды. При переходе в кислые среды (рис.3.9), кавитационные свойства резко снижаются, а при щелочной среде, улучшаются. Констатируется, что при этом энергетические свойства остаются без изменений (рисунок 3.10).

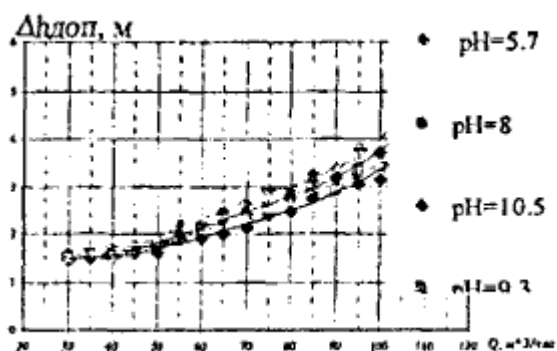


Рисунок 3.9 - Кавитационная характеристика

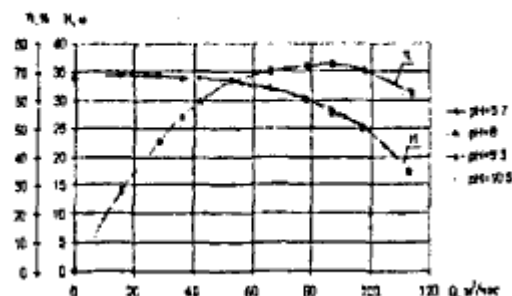


Рисунок 3.10 - Энергетическая характеристика насоса 4К-12а при различных показателях pH рабочей среды

Данная зависимость позволяет проводить коррекцию режимов работы центробежных насосов с учетом реальных характеристик рабочей среды и осуществлять пересчет паспортных кавитационных характеристик, получаемых при нейтральной жидкости.

С целью изучения закономерностей развития кавитационных процессов в разнообразном гидравлическом оборудовании в зависимости от pH рабочей среды была осуществлена визуализация течений в канонической области типа трубы Вентури, специально спроектированной с возможностью размещения в энерго-кавитационном стенде.

На основе полученного критерия оценки кавитационного запаса от водородного показателя рН, разработан новый принцип регулирования работы центробежного насоса (рисунок 3.11) с обеспечением бескавитационных условий эксплуатации посредством автоматического изменения рН- характеристик рабочей среды. Данный принцип регулирования может быть использован для замкнутых циркуляционных систем, широко используемых в разнообразных схемах охлаждения или теплоснабжения, особенно в аварийных ситуациях, связанных с разрушением магистральных трубопроводов, когда очень часто восполнение потери теплоносителя происходит за счет «сырой» оборотной воды (рисунок 3.12) систем охлаждения.

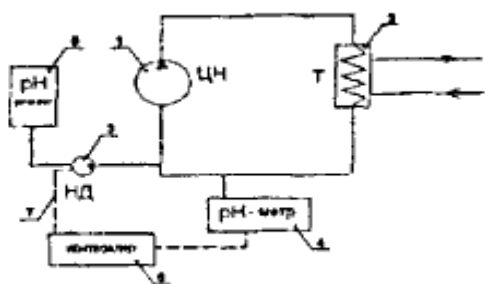


Рисунок 3.11 - Схема регулирования

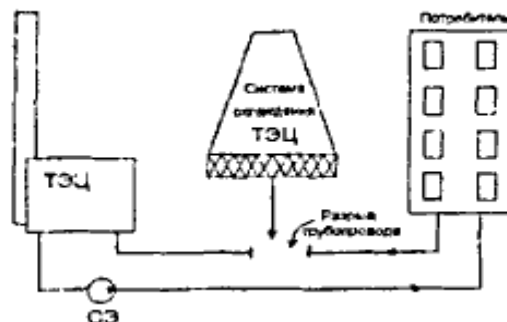


Рисунок 3.12 - Схема восполнения гидросхемы посредством теплоносителя при разрыве изменения рН рабочей среды трубопровода

Приводятся результаты расчета сетевого насоса СЭ 2500-180 с использованием дополнительно проводимой коррекции в зависимости от рН среды. На рисунке 3.13 представлена эпюра распределения коэффициента давления для тыльной стороны лопасти насоса СЭ 2500-180 при различных значениях рН рабочей среды.

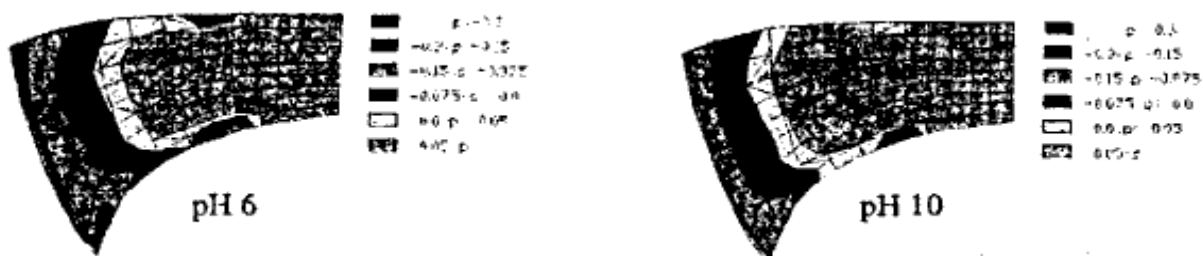


Рисунок 3.13 - Эпюра распределения коэффициента давления на тыльной поверхности лопасти РК насоса СЭ 2500-180

при различных рН среды

Разработан метод адаптации сетевых насосов к конкретным условиям эксплуатации, обеспечивающий повышение энерго-кавитационных качеств сетевых насосов. Подача теплоносителя в системах теплофикации осуществляется с использованием сетевых насосных агрегатов, устойчивая безаварийная работа которых влияет на надежность функционирования всего технологического цикла теплоснабжения населения и промышленных объектов.

Особенность работы сетевых насосов первого и второго подъемов в ряде случаев эксплуатации характеризуется снижением величины подпора на входе в насосы и возможностью возникновения кавитационных процессов в проточных частях последних.

Выход из строя сетевого насоса влечет за собой во многих случаях аварийную ситуацию остановки движения теплоносителя в теплотрассах. Прекращение подачи тепловой энергии может явиться причиной «разморозки» - разрушения трубопроводов и создания критических ситуаций.

Реальные условия эксплуатации приводят к тому, что сетевые насосы попадают в режимы работы далеко правее оптимума, данное обстоятельство предопределяет эксплуатацию сетевых насосов в заведомо кавитационной зоне. Констатируется, что насосы типа СЭ имеют очень пологую характеристику $(Q)-H$ и при резком уменьшении сопротивления нагрузочной сети работают, большую часть времени, на расходах превышающих оптимальный режим от 30 до 40 процентов. Регулирование подачи сетевой воды на большинстве электростанций осуществляется дискретно, количеством работающих насосов.

Разработанный метод адаптации эффективной работы сетевых насосов состоит из:

- изменения напорной характеристики насосов;
- установки на входе в РК шнека.

Метод изменения крутизны напорной характеристики позволяет осуществить смещение оптимальной точки левее по расходу. Применительно к насосам типа СЭ2500, эксплуатирующихся на 100 МВт энергоблоках, это означает переход с $Q=2500$ м³/час на $Q=2300$ м³/час. Такое решение одновременно выполняет ограничение на максимально возможное пропускание сетевой воды через бойлеры, которые максимально могут пропустить расход $Q=4600$ м³/час, что обеспечивается при работе пары насосов. При этом весь остальной расход, превышающий величину $(Q)=4600$

м3/час,

идет

байпасом

мимо

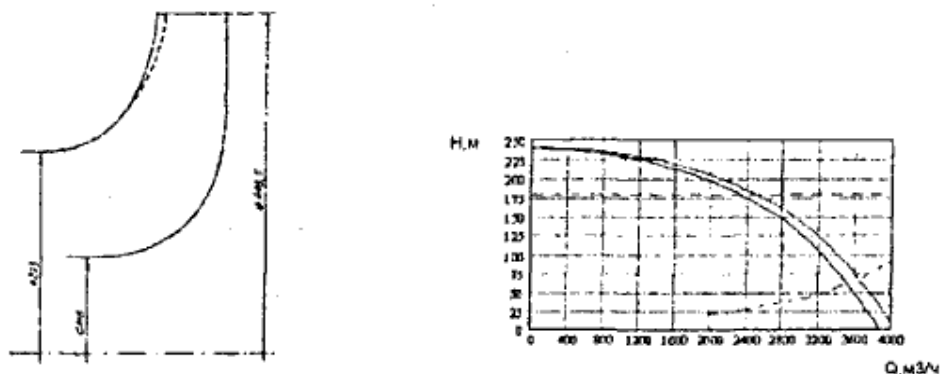


Рис. 3.14 - Схема коррекции меридианной проекции и напорной характеристики насоса СЭ 2500-180

На рисунке 3.14 представлены расчетные кривые изменения «крутизны» напорных характеристик насоса СЭ 2500-180 после уменьшения ширины РК на выходе.

Для достижения более высоких кавитационных качеств сетевых насосов предложено схемное решение по установке на входе в РК предвключенного колеса - шнека. С целью минимальных дополнительных доработок проточной части сетевого насоса предложена оригинальная технология изготовления шнека в виде единой детали с защитной втулкой вала.

На рисунке 3.15 представлена гидродинамическая схема работы рабочего колеса с установленным на входе шнеком.

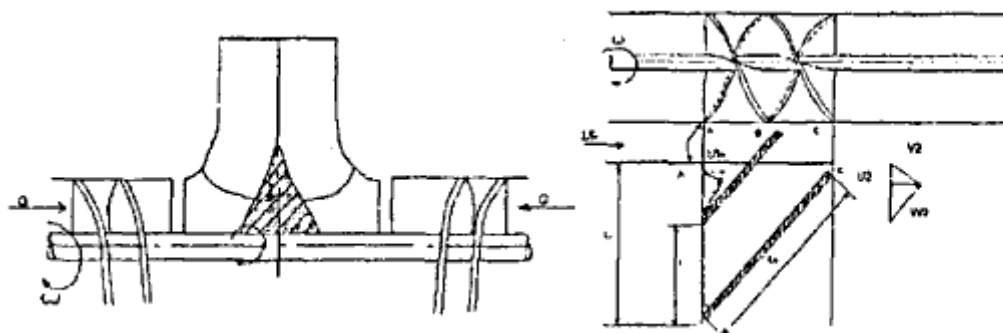


Рисунок 3.15 - Расположение шнека на входе РК насоса СЭ 2500-180 и гидродинамическая схема работы шнека

Экспериментальная проверка эффективности разработанного шнека для сетевых насосов серии СЭ 2500 была осуществлена на примере исследований насоса 4К-2а, имеющего коэффициент быстроходности очень близкий к величине коэффициента быстроходности сетевого насоса СЭ 2500180 131, что дает основания утверждать о возможности моделирования процессов, сравнимых с реальными условиями эксплуатации. Технологическое решение изготовления шнека было осуществлено с

использованием только токарных операций. На рисунке 3.16 представлен внешний вид шпека изготовленного на токарно-револьверном станке.



Рисунок 3.16 - Шнек насоса 4К-12а

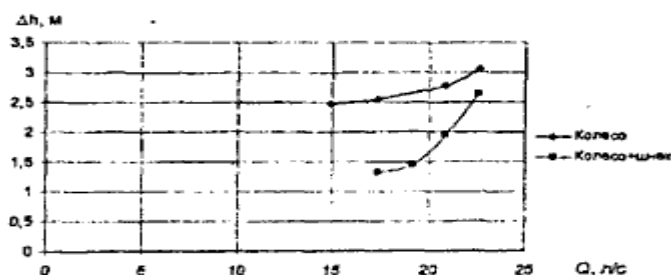


Рисунок 3.17 - Кавитационная характеристика 4К-

с дополнительно установленным шнеком. Кавитационная характеристика насоса 4К-12а с дополнительно установленным шнеком, представленная на рисунке 3.17, наглядно демонстрирует эффективность повышения кавитационных качеств. Уменьшение $\frac{\Delta h}{\Delta h_{\text{доп}}}$ в рабочем диапазоне расходов составляет от 16 до 48 процентов.

Разработанный метод адаптации сетевых насосов был использован для повышения навигационных качеств многоступенчатого конденсатного насоса типа 50-CUAV-170-12, разрабатываемого фирмой SIGMA. Данный насос проектировался на следующие параметры: напор одной ступени — $H = 32$ м, расход - $Q = 48$ м³/час, $n = 2900$ об/мин, $\frac{\Delta h}{\Delta h_{\text{доп}}} = 2.6$ м, $\frac{\Delta h}{\Delta h_{\text{доп}}} = 1.5$ м. С целью минимизации потерь выходная кромка шнека максимально приближена к входной кромке рабочего колеса, повторяя при этом ее очертания.

Расчетный анализ комбинированной системы, состоящей из рабочего колеса и шнека, был осуществлен на основе 3D метода МЭИ и одновременно на основе пакета прикладных программ «CFX-TASCflow». На входе в рабочее колесо задавалось распределение абсолютной скорости и давления, поток считался осесимметричным. Для моделирования турбулентности применялась «к-е» - модель. Допустимый кавитационный запас моделирован с помощью кавитационной модели «VOF», являющейся составной частью пакета.

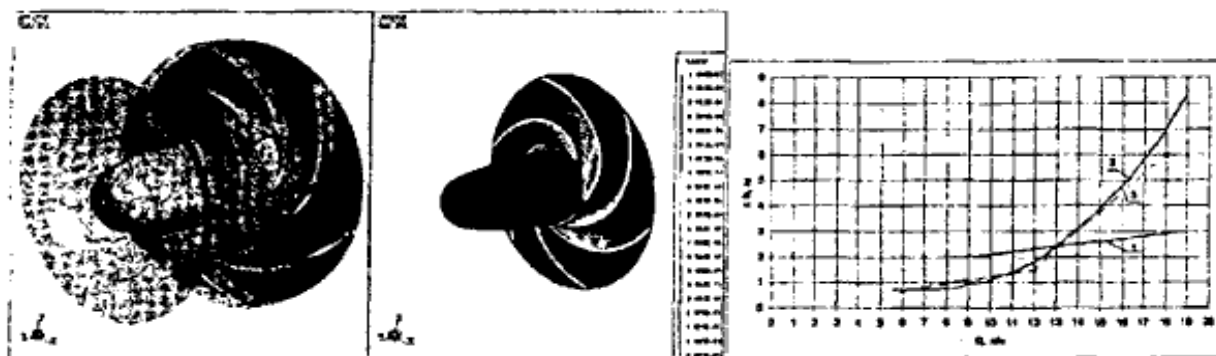


Рисунок 3.18 - Расчетная область и распределение давления для втулочной области

Рисунок 3.19 - Кавитационная характеристика насоса 50-СиА У-170-12

На рисунке 3.18 представлена расчетная область со шнеком и распределение зоны разрежения для втулочной области проточной части на стороне разрежения. Расположение шнека на входе повышает кавитационные свойства проточной части.

На рисунке 3.19 представлено сравнение результатов экспериментальных исследований кавитационных качеств РК (1) и комбинированной системы (2) с данными расчетных исследований с использованием пакета «CFX-TASCflow» (3). Отметим достаточно хорошее согласование расчетных и экспериментальных данных. Кроме того, можно отметить еще один очень важный результат исследований. Так как проектирование шнека осуществлялось с использованием 3D метода МЭИ, то можно с уверенностью говорить о том, что осуществлен сравнительный анализ двух расчетных пакетов: 3D метода МЭИ и «CFX-TASCflow», который показал хорошую согласованность результатов.

Указывается, что уменьшение шероховатости и стремление создать поверхность проточной части с защитными свойствами в своих технологиях используют такие фирмы как Grundfos, Willo (электрополировка для РК изготовленных из легированных сталей), Corrosion Coatings (применяет мастики на основе эпоксидных смол для крупных насосов) и др. Основные сложности при этом связаны с высокими требованиями предварительной подготовки (очистки) поверхности и возможностью реализации технологии лишь для определенного типа металлов и конструкций РК.

Создание гидрофобной пленки на поверхностях РК изменяет условия движения жидкости в пристеночной области, переводя турбулентный режим течения в ламинарный, тем самым уменьшая потери трения. Рассматриваются работы, в которых экспериментально исследовано влияние шероховатости на характеристики осевого насоса.

Коррозионные процессы, протекающие в период эксплуатации насосного оборудования, в первую очередь обусловлены качеством рабочей жидкости, которая в последнее время имеет тенденции ухудшения, что связано с ухудшением подготовки рабочего тела и попаданием в нее органических и неорганических примесей, приводящих к изменению pH среды. Особенно эти процессы интенсифицируются при высоких температурах. Ужесточение требований к подготовке теплоносителя и применение более коррозионностойких конструкционных материалов сталкивается со значительными техническими и экономическими трудностями. В данной связи перспективным представляется использование подходов по разработке эффективных способов борьбы с коррозионными процессами, при условии выполнения требований по обеспечению должного качества рабочей жидкости путем нанесения защитных пленок.

Использование защитных пленок, образованных из ПАИК, позволяет значительно улучшить проблему коррозионной защиты проточных частей насосного оборудования, поскольку такие подходы широко используются в энергетике для защиты пароводяных трактов и проточных частей паровых турбин, как в период консервации, так и эксплуатации.

На рисунке 3.21 представлено рабочее колесо насоса 4К-12а после применения ПАИК-технологии. Поверхность колеса приобрела эффект гидрофобности, который проявляется отсутствием растекания капель воды по поверхности колеса.



Рисунок 3.20 - Схема потока вблизи гидрофобной поверхности РК



Рисунок 3.21 - РК насоса 4К-12а после применения ПАИК - технологии

На рисунках 3.22, 3.23 представлены энергетические характеристики насоса 4К-12а до и после обработки рабочего колеса с использованием ПАИК- технологии.

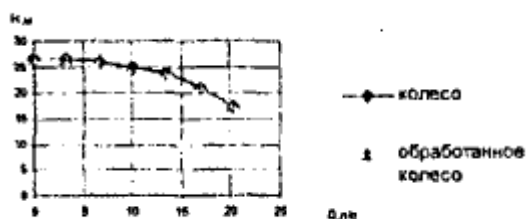


Рисунок 3.22 - Q-H характеристика насоса

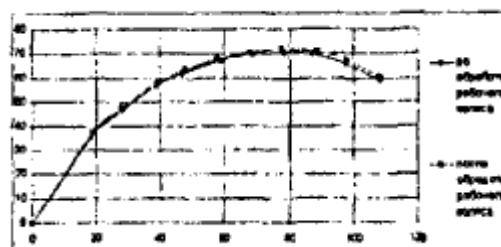


Рисунок 3.23 - График КПД насоса 4К-12а до и после обработки РК до и после обработки РК

- Результаты энергетических испытаний (рисунок 3.23) наглядно демонстрируют эффективность применения ПАИК. На графике зависимости $\eta - Q$ отметим увеличение величины КПД для варианта колеса имеющего гидрофобную пленку примерно на 1,5-2 %. Результаты данных экспериментальных исследований подтвердили значительную эффективность от использования ПАИК-технологии для повышения энергетических качеств центробежных насосов.

На рисунке 3.24 представлены сравнительные кавитационные характеристики насоса 4К-12а с исходным колесом и с рабочим колесом, обработанным с использованием ПАИК- технологии. Приведенные зависимости показывают, что кавитационные свойства насоса практически не изменились и остались на прежнем уровне, при заметном повышении энергетических свойств насоса.

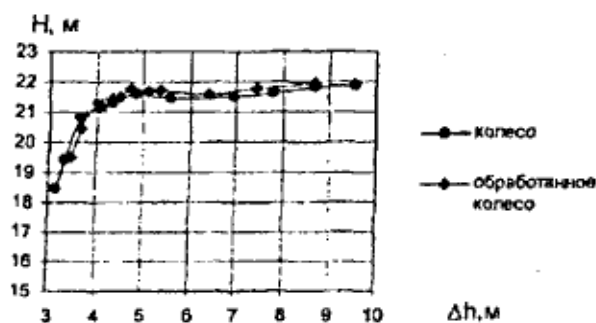


Рисунок 3.24 - График кавитационных свойств



Рисунок 3.25 - РК насоса после насоса 4К-12а до и после обработки РК применения ПАИК- технологии

Аналогичные исследования по проверке эффективности использования ПАИК- технологии были проведены на примере испытаний центробежного насоса марки NCF (SIGMA, Чехия см. рисунок 3.25), изготовленного из чугуна. Результаты экспериментальных исследований энергетических свойств рабочего колеса насоса марки NCF представлены на рис. 3.26.

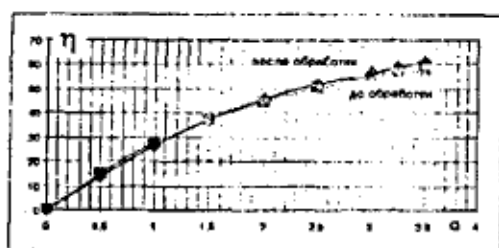


Рисунок 3.26 - График КПД насоса ИСР до и после

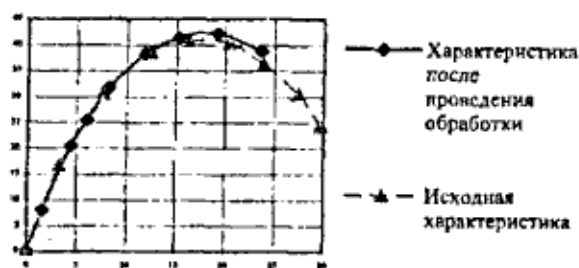


Рисунок 3.27 - Изменение энергетических качеств КМ40- обработки рабочего колеса 32-180 после гидрофобизации проточной части

Значительный интерес применения ПАЖ для насосного оборудования, эксплуатируемого в технологических циклах, представляет технология нанесения ПАИК на внутренние поверхности проточной части насоса без его разборки на узлы и отдельные элементы. Такой подход позволяет

значительно расширить эффективность использования ПАИК -технологии, уменьшить время реализации технологического процесса, сократить затраты на реализацию технологии. Апробация данного метода по применению ПАИК - технологии была осуществлена и экспериментально проверена на примере исследований насоса типа КМ 40-32-180, серийно выпускаемого ЗАО «ПОМПА».

На рисунке 3.27 представлены результаты экспериментальных исследований для насоса КМ-40-32-180. На полученных зависимостях также отчетливо прослеживается тенденция увеличения КПД после применения ПАИК- технологии.

Проточная часть с пусковым устройством имеет ряд существенных конструктивных улучшений по сравнению с проточными частями 329714, находящимися в эксплуатации в составе ранее изготовленных питательных насосов ПН 1500-350:

в проточную часть введено пусковое устройство, которое полностью исключило из питательного насоса ПН 1500-350 детали и сборочные единицы концевой уплотнения нагнетания и подшипника опорного;

Пусковое устройство обеспечивает:

1. отжим разгрузочного диска от пяты перед пуском и во время остановки насоса;
2. автоматическое поддержание зазора перед пуском в торцовой щели между пусковой пятой и торцовой частью разгрузочного барабана;
3. смазку водяного пускового подшипника;
4. опору ротора со стороны нагнетания при пуске и остановке насоса;
5. безаварийный вывод насоса из работы при кавитационном срыве насоса (падение уровня воды в деаэраторе, срыв бустерного насоса, засорение фильтра, закрытие задвижки на входе, работа насоса на подачах меньших минимально допустимых или больших максимально допустимых и т.д.);

Проточная часть имеет самоцентрировку к крышке насоса. Данное конструктивное улучшение достигнуто за счет использования эффекта изгиба крышки насоса при ее закреплении и под действием давления воды в камере нагнетания, что ведет к увеличению ресурса проточной части и улучшению ее виброшумовых характеристик:

- статор выполнен из неразборных секций, не имеющих деталей с горизонтальным разъемом, при этом значительно сокращается количество посадочных поверхностей и узлов крепления деталей, что уменьшает трудоемкость сборки-разборки проточной части и ремонта насоса в целом. Кроме того, данное конструктивное улучшение позволяет уменьшить эксцентриситет по уплотнениям рабочих колес и создает условия, близкие к идеальному равновесию динамических сил, действующих на ротор, что в свою очередь ведет к стабильной работе насоса без повышенных вибраций и увеличению его ресурса;

- применен 12-ти канальный направляющий аппарат новой

конструкции, что улучшает гидродинамические качества ступени насоса (снижение пульсаций давления, вибрации на лопастной частоте и увеличение КПД насоса);

- ротор разборный, позволяющий производить замену рабочих колес без повреждения вала. Сокращена длина посадочного участка рабочего колеса на валу, введена осевая фиксация каждого рабочего колеса на валу;

- рабочее колесо I ступени новой конструкции, что улучшает кавитационные качества ступени и расширяет диапазон одиночной работы насоса;

- осевое усилие от разгрузочного диска на вал передается через закладное кольцо из двух половин, исключена резьба, являющаяся концентратором напряжений и, таким образом, исключается возможность возникновения трещин на валу. Кроме того, новая конструкция крепления разгрузочного диска упрощает его снятие и установку при разборке и сборке питательного насоса;

- увеличен диаметр вала под рабочими колесами, а также введены другие улучшения конструкции вала, что позволяет уменьшить статический прогиб вала, а это в свою очередь уменьшает виброактивность насоса и улучшает его работу при пуске, остановке;

- оптимизированы разворот рабочих колес и направляющих аппаратов по ступеням, а также радиальный зазор между направляющим аппаратом и рабочим колесом;

- передние уплотнения рабочего колеса выполнены гладкими, щелевыми.

Введение в конструкцию проточной части перечисленных выше конструктивных изменений значительно улучшает технические характеристики питательного насоса, в котором установлена проточная часть с пусковым устройством:

- улучшается допускаемый кавитационный до 80 м, что расширяет диапазон одиночной работы питательного насоса;

- увеличен КПД питательного насоса до 85% на номинальном режиме;

- уменьшена потребляемая мощность до 15819 кВт на номинальном режиме;

- уменьшена вибрация подшипников насоса с 12,1 мм/с до 4,5 мм/с;

- увеличен срок службы до капитального ремонта до 5 лет, а ресурс работы до 40 тыс. часов:

- уменьшен расход масла за счет установки пускового подшипника на водяной смазке и в связи с этим произошло улучшение экологичности и повышение пожаробезопасности;

- снижена трудоемкость ремонта питательного насоса в 1,5 раза.

Для установки в питательный насос ПН-1500-350-3 проточной части с пусковым устройством вместо проточной части ПН-1500-350-4М требуется доработка крышки насоса.

Доработанная крышка позволяет также собрать питательный насос с проточной частью старой конструкции.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований разработана методология повышения эксплуатационной надежности и эффективности насосного оборудования, позволяющая анализировать состояние и соответствие насосного агрегата конкретной гидросистеме, проводить мероприятия направленные на увеличение надежности, ресурса и экономической эффективности работы, теплоэнергетического насосного оборудования.

В целом по результатам работы можно сделать следующие выводы:

1. Разработан метод учета влияния расширенного количества внешних и внутренних факторов, действующих на работающий насосный агрегат.
2. Предложен подход функциональной оценки остаточного ресурса работы насоса с учетом особенностей его эксплуатации.
3. Осуществлен статистический анализ выхода из строя насосного оборудования, применительно к энергетическим объектам РК.
4. Предложен новый подход к формированию технического задания на проектирование насосного агрегата по рабочей области с учетом различных способов регулирования.
5. Для основных технологических циклов ТЭС, проведен расширенный анализ функционирования насосного оборудования.

6. Разработан эффективный метод анализа насосного оборудования на основе трехмерного гидродинамического метода МЭИ и гидравлического анализа гидросистемы с учетом взаимовлияния сопротивлений друг на друга.

7. Осуществлена адаптация 3D метода МЭИ для исследования работы бустерных, питательных, конденсатных и сетевых насосов 100 и 250 МВт энергоблоков.

8. Разработан метод оптимизированной адаптации питательных насосов реальным условиям эксплуатации.