

На правах рукописи

Богун Валерий Станиславович



**СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ И РЕСУРСА
ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ТЭС С ЭНЕРГОБЛОКАМИ
МОЩНОСТЬЮ 250÷1200 МВт**

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2011

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Научный руководитель:

доктор технических наук, доцент

Жарковский Александр Аркадьевич

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, с.н.с.

Байбиков Александр Сергеевич

кандидат технических наук, доцент

Пылев Игорь Михайлович

Ведущая организация: ОАО "НПО ЦКТИ"

Защита состоится **«21» июня 2011 г. в 16 часов** на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 при ГОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет" по адресу 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, ауд. 225 главного здания.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет"

Автореферат разослан « 11 » мая 2011г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 212.229.09

доктор технических наук, профессор



Хрусталеv Б.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Развитие отечественной и зарубежной энергетики в 1960-1980 г.г. характеризовалось ростом единичных мощностей, вводимых в эксплуатацию энергетических блоков тепловых электростанций (ТЭС): США – 1380 МВт, СССР – 1200 МВт, Япония – 1000 МВт, Англия – 660 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 ТЭС в настоящее время является актуальным.

Цель и задачи работы. Целью работы является повышение экономичности и ресурса ПН в диапазоне коэффициента быстроходности ступеней $n_s=80\div 120$ и создание современных, конкурентоспособных ПН для энергоблоков мощностью 250÷1200 МВт. Для достижения поставленной цели сформулированы следующие основные задачи:

- анализ существующих конструкций и характеристик крупных ПН;
- разработка методик и поиск оптимальных по форме проточных частей (ПЧ) насосов;
- исследование ступеней ПН и элементов конструкции на опытных установках;
- разработка и проверка в составе насоса прогрессивных конструкторских решений;
- проведение натурных испытаний ПН на ТЭС.

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

Научная новизна. 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, запилка 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, запилка 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”) при личном участии и под руководством автора, созданы и эксплуатируются на ТЭС в составе энергоблоков мощностью 250÷800 МВт ПН типа ПН 1135-340-4, ПН 1500-350-4 и др., отвечающие современным техническим требованиям и имеющие характеристики на уровне ПН ведущих мировых производителей.

Рекомендации по использованию. Результаты работы могут быть использованы при разработке крупных ПН для ТЭС с энергоблоками 250÷1200 МВт, а также центробежных насосов различного назначения.

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

Личный вклад соискателя. В научных публикациях, которые раскрывают основные результаты работы, автору принадлежат:

-создание уточненных методик пересчета характеристик ступени ПН при немодельной корректировке элементов ПЧ (подрезка РК по наружному диаметру, запилровка 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 двухмерных и трехмерных гидродинамических методов;

-проведение экспериментальных исследований модельных ступеней и элементов ПН на опытных установках и испытаний ПН на ТЭС.

Апробация работы. Основные материалы работы докладывались и обсуждались на конференциях: Межведомственная конференция на Пермской ГРЭС "Вопросы эксплуатации и совершенствование конструкции питательных насосов для энергоблоков 500 и 800 МВт". Добрянка, 2000; Международные тендерные торги на Березовской ГРЭС "Модернизация питательных насосов ПН 1500-350 блока 800 МВт". Березов, 2001; МНТК "Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке". СПб, СПбГПУ, 2003; III МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика". СПб, СПбГПУ, 2005; IV МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития". СПб, СПбГПУ, 2006; МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития". СПб, СПбГПУ, 2008; 6-ая МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития". СПб, СПбГПУ, 2010; Международный научно-технический конгресс “Энергетика в глобальном мире”. Красноярск, 2010; МНТК "ЕСОРUMP.RU'2010. Эффективность и экологичность насосного оборудования". М., 2010.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 14 научных работ (в т.ч. 4 работы в журналах, рекомендованных ВАК), получено 6 авторских свидетельств и 4 патента на изобретения.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка литературы из 150 наименований и 1 приложения. Основное содержание работы изложено на 191 странице (включает 70 рисунков и 27 таблиц).

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выполнения работы по повышению экономичности и ресурса крупных ПН для ТЭС с энергоблоками мощностью 250÷1200 МВт. Сформулированы цель и задачи работы.

В первой главе дан обзор состояния проблемы, связанной с разработкой, исследованием, проектированием, изготовлением, испытаниями и эксплуатацией ПН.

Экономичность, выпускаемых в 1960-1980 г.г. отечественных ПН, составляла 77÷82,5%. Практика зарубежного насосостроения показывала, что возможности в повышении экономичности ПН еще не исчерпаны, а уровень КПД насоса может достигать 84 ÷ 86%. С 1990 г. в связи с открытием российского рынка в отечественную энергетику стали внедряться мировые производители насосного оборудования, такие как “Sulzer” и “KSB” (Германия). Свои новые конструкции ПН на данные параметры предложили российские производители: ОАО “Ленинградский металлический завод” (“ЛМЗ”), ОАО “Калужский турбинный завод” (“КТЗ”). В связи с вышеизложенным в 1990 г. на “ПЗ” под руководством автора начались работы по созданию новой конструкции современного, конкурентоспособного ПН для энергоблоков ТЭС.

Во второй главе проведен анализ методов проектирования ПЧ насосов. На основании созданного на “ПЗ” банка данных ПЧ и метода моделирования приведены результаты расчетов конденсатного и ПН производства “ПЗ”.

В практику проектирования на “ПЗ” при участии автора внедрено ПО и разработана уточненная методика расчета лопастных систем (ЛС) насоса, основанная на решении двух двумерных задач. Данный подход был разработан и апробирован для гидротурбин в ОАО “НПО ЦКТИ” (“ЦКТИ”) (А.В. Федоров, В.И. Климович и Б.С. Раухман).

Меридианное сечение РК определяется параметрами: диаметрами выхода D_2 , втулки $d_{вт}$, горловины D_r , шириной канала b_2 на выходе и углами наклона ограничивающих дисков. Для их определения используются зависимости, полученные на основе статистического обобщения экспериментальных данных: $\overline{b_2} = -0,015 + 0,0009315 \cdot n_s$; $\overline{D_r} = 0,00173 \cdot n_s + 0,393$; $d_{вт}$ определяется из прочностных соображений и допустимого прогиба вала. Обычно у ПН $\overline{d_{вт}} = 0,4 - 0,46$. Диаметр D_2 корректируется после определения величины расчетного напора $H = H_T \eta_T$, который должен удовлетворять техническому заданию. Решетка лопастей проектируется на 3-11 поверхностях тока (для относительно узких РК насоса – 5-7). Уравнение

скелетной линии в плоскости конформного отображения описывается полиномиальной зависимостью $\bar{x} = \sum_i b_i \bar{y}_i$, коэффициенты которой определяются углами лопасти на входе и выходе $\beta_{л1}, \beta_{л2}$, коэффициентами кривизны скелетной линии K_{20}, K_{40} на 1/20 ее длины на входе и выходе, углом охвата лопасти φ . Задается толщина профиля $\delta_{пр}(s)$. Расчет ЛС в первом приближении выполняется в равноскоростном потоке. В результате гидродинамического расчета определяются параметры:

$$\beta_{16/y}, \beta_{п1}, \beta_{п2}, \alpha_2, W(s), p(s), \sigma(s), V_u R(s), h_{уд}, h_{пр}, W_{max}/W_{min},$$

где W_{max}/W_{min} – отношение максимальной и минимальной относительных скоростей на стороне разрежения (СР) и стороне давления (СД) лопасти на каждой поверхности тока.

По результатам решения осесимметричной задачи определяются поверхности тока, на которых формируются ЛС. На это затрачивается 3-4 итерации. Процесс завершается, когда погрешность определения меридианной скорости не превышает $1 \div 2\%$.

В РК при низких и средних значениях n_s отличие исходного равноскоростного потока от расчетного не превышает 10%, при высоких значениях n_s различие может достигать 30-40%. На найденных осесимметричных 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_{min}^{CD} должна быть положительной; 3) рекомендуемая плотность решетки для РК с $n_s=85 \div 100 - l/t=2,4 \div 2,6$; $n_s=100 \div 115 - l/t=2,2 \div 2,4$; $n_s=115 \div 130 - l/t=2,0 \div 2,2$; 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 $i = (2 \div 5)^\circ$, угол безударного входа потока определяется по величине потерь $h_{уд}=0$ по результатам расчета обтекания ЛС. Расчет ведется в диапазоне подач $(0,4 \div 1,4) Q_{ном}$.

Результаты расчета параметров РК насоса ПН 1135-340-4 по изложенной методике представлены на рисунке 1. Качество ЛС оценивалось интегральными параметрами: ударными и профильными потерями $h_{уд}, h_{пр}$ и кавитационным коэффициентом Тома σ . Потери на ограничивающих дисках $h_{вт}$ в соответствии с рекомендациями Г.Ю. Степанова учитывались приближенно – пропорционально профильным потерям $h_{вт} = 0,5 h_{пр}$.

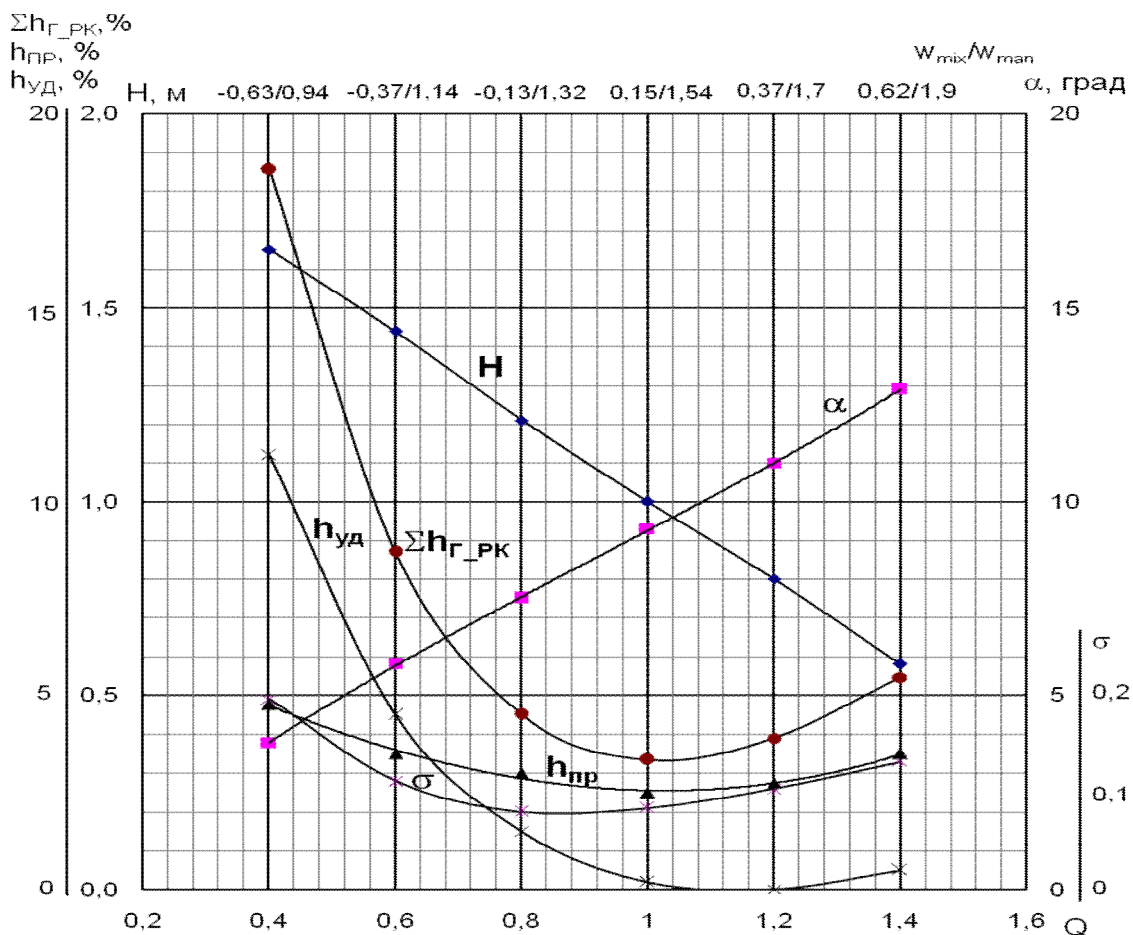


Рисунок 1 – Зависимость гидродинамических параметров РК от режима работы насоса

С 1995 г. на “ПЗ” вместо НА канального типа в практику производства впервые были внедрены НА решетчатого 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 $D_3/D_2 = 1,047$ принято как оптимальное для $n_s=90$. Соотношение $D_4/D_2 = 1,4$, где D_4 - диаметр выхода из канала НА, было выбрано из условия снижения скорости в НА в 2 раза при угле раскрытия диффузорной решетки $\alpha = 10^\circ$. Минимальная виброактивность ПН была достигнута при соотношении числа лопастей РК и лопаток НА равном $Z_2/Z_3=7/12$. Густота решетки НА принята 1,78. Решетка ОНА проектировалась из условия постоянства скорости $V(s)$ 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 и на рисунке 2.

Приемочные испытания насоса ПН 1100-350-4, 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), что на номинальном (расчетном) режиме характеристики имеют хорошую сходи-

мость (при испытаниях относительная предельная погрешность в определении подачи составила $\pm 1,4\%$, напора $\pm 0,5\%$, КПД насоса $\pm 1,5\%$).

Таблица 1 – Гидравлические потери в элементах ступени ПН 1135-340-4 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

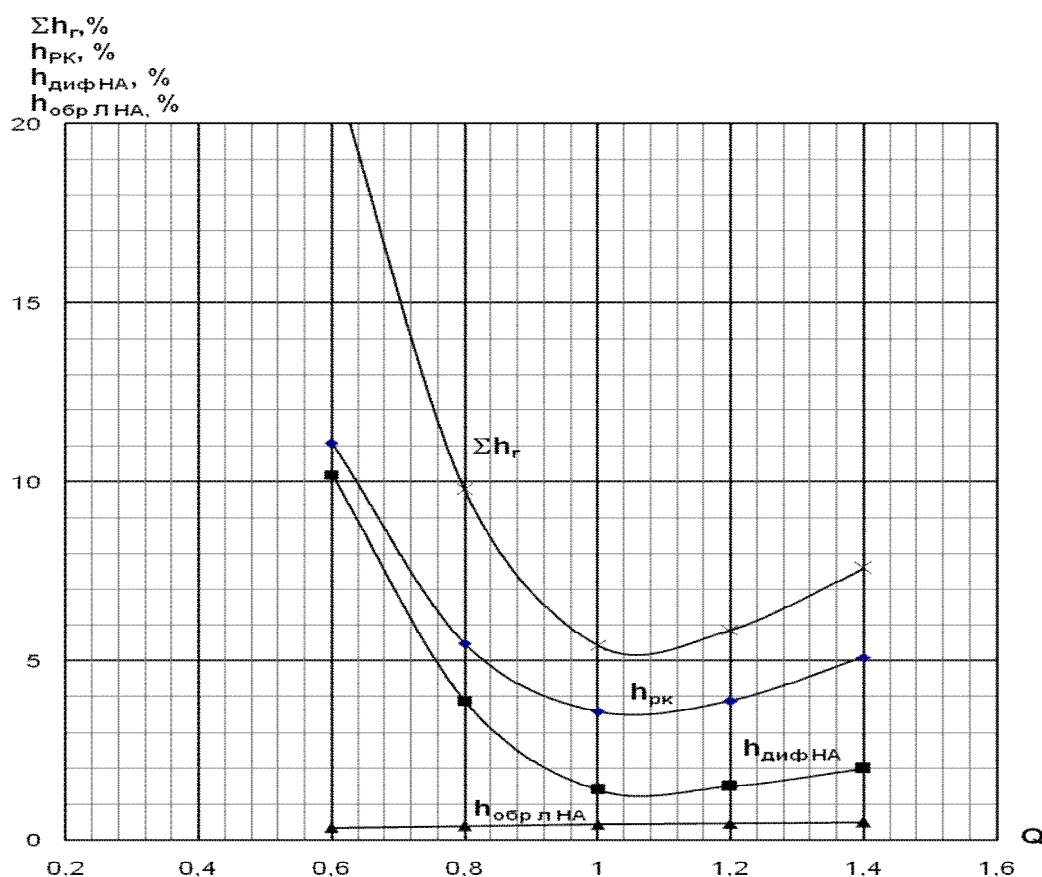


Рисунок 2 - Зависимость потерь в элементах ПЧ ступени насоса от подачи

С внедрением на “ПЗ” современных методов расчета вязкого течения (пакет Ansys CFX 12), был выполнен повторный расчет обтекания ЛС ступени насоса ПН 1135-340-4, который показал на расчетном режиме достаточно хорошую сходимость полученных результатов с ранее выполненными расчетами по методике в двухмерной постановке задачи (расхождение не более 2 %).

Для расчетов вязкого течения в ПЧ насоса с параметрами $Q=350 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H=35 \text{ м}$, $n=2940 \text{ об/мин}$, $D_2=195 \text{ мм}$, $n_s=230$ был также использован пакет Ansys CFX 12. Были выполнены расчетные исследования (к-е модель турбулентности) по определению влияния формы выходной кромки лопасти РК на параметры ступени. Рассматривались четыре варианта вы-

ходной кромки (рисунок 3). На рисунке 4 представлены расчетные распределения векторов относительной скорости потока вблизи выходной кромки РК, откуда видно, что варианту № 4 (специальная запилковка, предложенная автором) соответствует существенное увеличение угла β вектора относительной скорости, а, следовательно, и увеличение напора. По результатам расчетов и проведенных испытаний насоса (при испытаниях относительная предельная погрешность в определении подачи составила $\pm 1,4\%$, напора $\pm 0,8\%$, КПД насоса $\pm 2\%$) было показано, что вариант запилковки № 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 запилковки РК, выполненные автором при отработке ступеней насосов в диапазоне $n_s = 60 \div 230$, показывают, что при запилковке по варианту № 4 возможно повышение напора ступени на 8÷15%, что позволяет рекомендовать этот метод при необходимости повышения напора насоса.

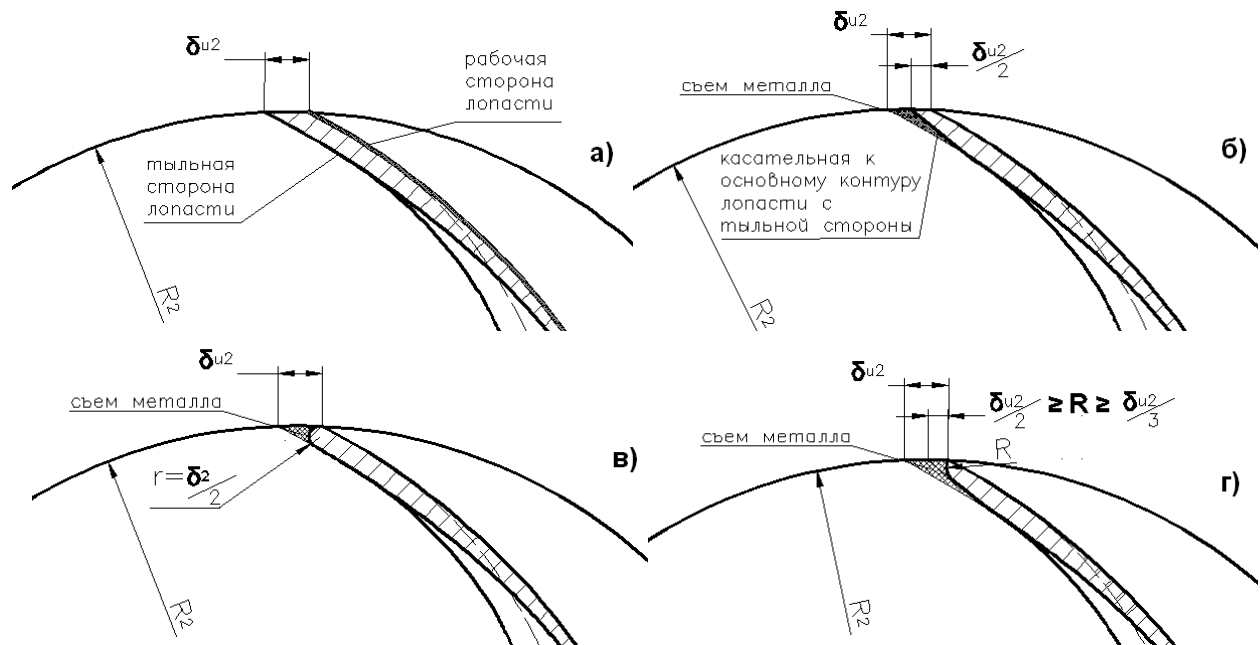


Рисунок 3 – Выходной участок лопасти РК: а – расчетная выходная кромка (№ 1); б – запилковка выходной кромки (№ 2); в – со скруглением выходной кромки (№ 3); г – с запилковкой и со скруглением выходной кромки (№4)

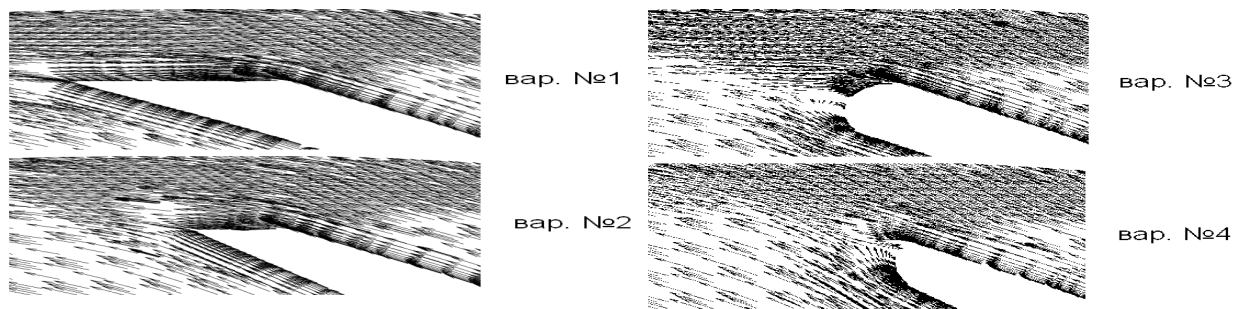


Рисунок 4- Векторы относительной скорости вблизи выходных кромок РК

В разделе 3 приведены результаты экспериментальных исследований на “ПЗ” элементов ПЧ насоса на опытной установке ОУАЭ-1 (при испытаниях относительная предельная погрешность в определении подачи составила $\pm 0,7\%$, напора $\pm 0,8\%$ и КПД ступени насоса $\pm 1,1\%$) и разработка методик пересчета характеристик ступени при ее немодельной корректировке.

Для уточнения оценки влияния подрезки РК в области минимальных зазоров $\delta = 1 \div 3 \%$ между РК и НА на характеристики ПН была исследована модельная ступень насоса ПН-1135-340 с $n_s=90$. 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 $D_3=300$ мм, что соответствует радиальным зазорам 1,2,3 и 4,7 %, где $\delta = (R_3 - R_2) / R_3 \cdot 100\%$, Характеристика ступени становится более пологой с увеличением зазора δ , а экономичность ступени повышается на 1,4% при $\delta = 3\%$. Дальнейшая подрезка РК приводит к стабилизации, а затем при $\delta > 4,7\%$ 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 1% до 3% указанное снижение составляет 2÷8 дБ, причем на лопастной частоте – 5 дБ.

Разработана уточненная методика пересчета характеристик ступени при подрезке РК (помечены *) ПН по наружному диаметру в области минимальных зазоров δ , предложены формулы пересчета:

$$\frac{H^*}{H} \approx \frac{H_T^*}{H_T} = \left(\frac{R_2^*}{R_2} \right)^2 \quad \text{и} \quad \frac{Q^*}{Q} \approx \left(\frac{R_2^*}{R_2} \right)^3.$$

Расхождение расчетных и экспериментальных характеристик ступени при подрезке РК в диапазоне подач $0,7Q_{\text{опт}} \leq Q \leq 1,1Q_{\text{опт}}$ не превышает 1,5÷2 %. Аналогичные исследования и расчеты были выполнены на модельной ступени насоса ПН 1500-350 с $n_s=106$, где было показано, что увеличение КПД ступени на 1,5 % при подрезке РК происходит до величины зазора $\delta = 5\%$. В диапазоне $\delta = 5 \div 7 \%$ КПД стабилен, а далее при $\delta > 7 \%$ он снижается.

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 семилопастным РК и тремя однотипными шестиканальными НА, имеющими различные площади входа в диффузор: для базовой ступени $n_s = 110$, для второй ступени при относительном заужении $\bar{S} = 0,8$ $n_s = 92$ и для третьей ступени при $\bar{S} = 0,65$ $n_s = 80$. На основании анализа экспериментальных данных для расчета напора и расхода при уменьшении площади входа в диффузорные каналы НА были выведены зависимости:

$$H^* = H \cdot \bar{S}^{0,75} + H_{\text{онм}} \cdot (1 + \text{tg} \alpha_3) \cdot (1 - \bar{S})^{0,75}; \quad Q^* = Q \cdot (Q_{\text{онм}}^* / Q_{\text{онм}}) = Q \cdot \bar{S}^{0,75},$$

где \bar{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 ($\bar{S} = 1,14$, $n_s = 112$) 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 2): максимальный прирост полного КПД $\Delta \eta = 1,1\%$ при увеличении гидравлического КПД $\Delta \eta_r = 2,3\%$ получен с одним отверстием в покрывающем диске $\varnothing 3$ 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 $\sum Q_0$ за счет увеличения количества и диаметров отверстий. Отмечено, что с увеличением расхода на вдув гидравлический КПД повышался даже при снижении полного КПД (вариант ХЗ).

Таблица 2 – Изменение гидравлического КПД для различных вариантов ступени

Параметры	Вариант ступени					
	Х Л	Х К	Х И	Х З	Х О	Х П
$\sum Q_0, \text{м}^3 / \text{ч}$	3,31	6,58	9,16	11,34	15,86	20,86
$\Delta \eta'_{\Gamma(2\text{вар})}, \%$	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 $f_{об} = 41,7 \text{Гц}$ и лопастной частоте $f_n = 291,7 \text{Гц}$, что характерно для насосов. Разница в уровнях вибрации на частоте $f_{об}$ объясняется качеством балансировки РК, снижение уровней на частоте f_n у вариантов ХЛ и ХЗ, по сравнению с вар. Х – следствие влияния вдува. Для этих вариантов ступени снижение уровней вибрации на f_n составило 10 и 16 дБ соответственно, на средних и высоких частотах спектра снижение вибрации составило на $5 \div 16$ дБ. При дальнейшем увеличении расхода на вдув $\bar{Q}_{0i} > 0,05$ 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 малозумных 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 5÷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.

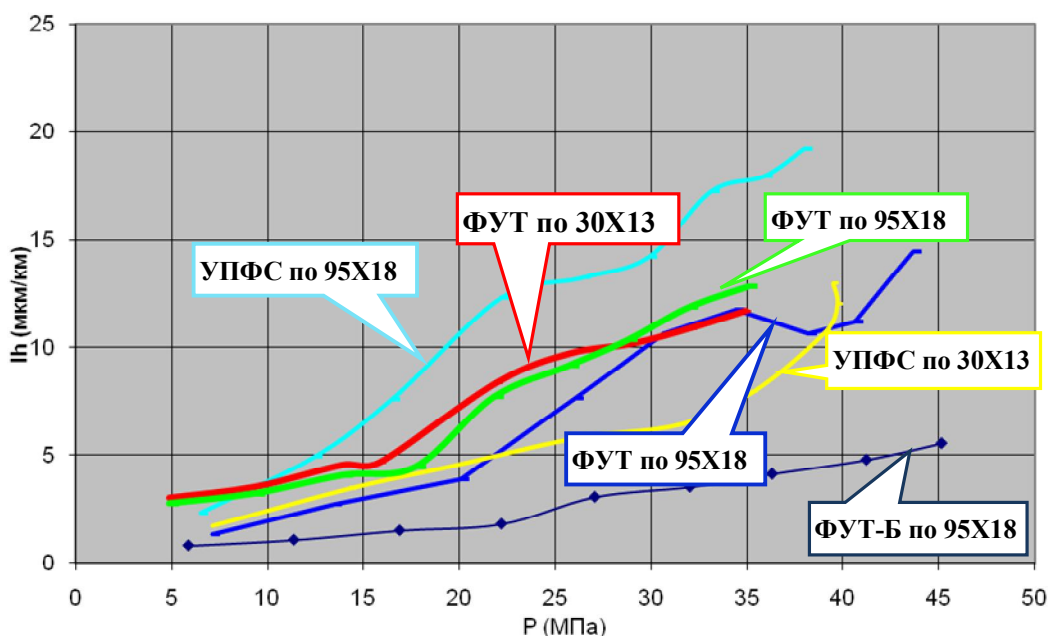


Рисунок 5 – Зависимость линейной интенсивности изнашивания различных материалов пар трения от контактного давления Р при V= 1 м/с

В главе 4 приведены результаты проектирования и испытаний 1-й модельной ступени насоса ПН 1500-350-4. Сравнение ее характеристик со штатной ступенью показали, что на режиме $Q = 302 \text{ м}^3/\text{ч}$ коэффициент $C_{кр}$ модифицированной ступени увеличился с 680 до 865. При этом ступень обеспечивает возможность работы в режиме перегрузки до $Q=1,36 Q_{опт}$. Натурные кавитационные испытания насосов, проведенные автором на энергоблоках мощностью 800 МВт Пермской и Березовской ГРЭС, подтвердили полученные результаты.

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 автором для насосов ПН 1135-340-4 и ПН 1500-

350-4 были выбраны соотношения $Z_2/Z_3 = 7/12$ (ранее на базовых насосах $Z_2/Z_3 = 7/6$). Проверка данного технического решения была проведена на насосе ПН 1100-350-4 Южной ТЭЦ "Ленэнерго" и насосе ПН 1500-350-3 Сургутской ГРЭС-2, при этом уровни вибрации на лопастной частоте снизились с $4 \div 6$ мм/с до 1 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 1135-340-4 ($n_s=90$) δ принят 4,7%, а в насосе ПН 1500-350-4 ($n_s=106$) – 7,0%. Таким образом, для ПН в диапазоне $n_s=80 \div 106$ можно рекомендовать радиальный зазор $\delta = 4,7 \div 7,0$ %.

На основании проведенных расчетов и конструкторских проработок, патентных исследований на "ПЗ" при непосредственном участии автора разработана (получены два патента РФ) конструкция пускового устройства (ПУ), предназначенного для обеспечения режимов пуска (останова) ПН (рисунок 6).

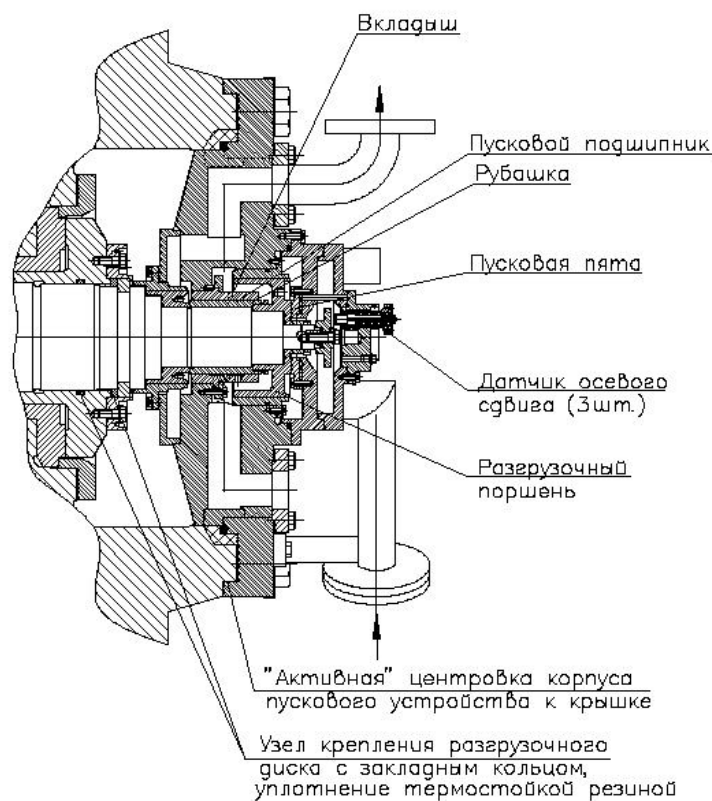


Рисунок 6- Пусковое устройство питательного насоса ПН 1500-350-4М

В таблице 3 приведены результаты расчета динамики ротора при пуске насоса ПН 1100-350-4 и отсутствии подачи конденсата на ПУ. Расчет выполнен при различной частоте вращения с определением нагрузки на подшипник F , удельного давления P на рубашку и зазора b в пусковом подшипнике. Там же приведены значения скорости V (м/с) и PV (МПа·м/с) – фактора, характеризующего эффективность работы подшипника. Анализ результатов расчетов показывает, что подъем ротора в подшипнике ($b= 0,05$ мм) происходит при частоте вращения ротора 1500 об/мин, когда в результате постепенного увеличения перепада давления в радиальных зазорах уплотнений РК и разгрузочного диска,

возникающие в них гидростатические силы уравнивают массу ротора, т.е. $F \sim 0$. Далее при повышении частоты вращения ротора насоса до $n = 5150$ об/мин зазор в подшипнике достигает величины 0,18 мм, т.е. подшипник полностью отключается и находится практически в центре динамического равновесия.

Таблица 3- Результаты расчета динамики ротора насоса ПН 1100-350-4

Пара- метры	Ед.изм. об/мин	Частота вращения							
		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
P·V	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

ПУ данного типа впервые применено на насосе ПН 1150-350-4 блока 250 МВт Южной ТЭЦ "Ленэнерго". Нарботка насоса с 1998г. по 2009г. составила около 80 тыс. часов, что в три раза превышает среднестатистические характеристики базового насоса ПН 1135-340.

В работе приведены результаты исследования автором насосов типа ПН 1500-350 при работе на частичных режимах и оптимизации линии рециркуляции (ЛР). Как показывает анализ, одиночная работа насоса предпочтительней на всех режимах от 60% $N_{бл.}$ до 30% $N_{бл.}$. 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 в 1,5÷1,7 раза меньше расчетных). "ЦКТИ" (Н.Н. Трифонов и С.Л. Дубилет) при участии автора проведен расчет и выполнена разработка специального переходника, имеющего дроссель и диффузор. Переходник размещается непосредственно в деаэраторе и исключает запираание ЛР.

В разделе 5 приведены материалы по созданию на "ПЗ" под руководством автора конструкции конкурентоспособного ПН с повышенными экономичностью, надежностью и ресурсом. При модернизации от старого насоса сохраняются корпус, рама, крышка (с доработкой), узлы концевой уплотнения и масляного подшипника на входе насоса. Заново изготавливаются следующие элементы: водорез, ПЧ, ПУ, необходимый комплект деталей.

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 (4 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 2 года или 16 тыс. час, а в насосе ПН 1500-350-4М – 6 лет или 45 тыс. час соответственно.

Сравнение характеристик насоса ПН 1500-350-4М и насосов других производителей показывает, что по экономичности ($KПД = 85 \div 86 \%$) 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 ТЭС.

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" – $1 \div 2,5$ мм/с, у "КТЗ" – $3 \div 4,8$ мм/с, а у "ПЗ" – $3 \div 4,5$ 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 ЛС ступени), а у насосов "КТЗ" и "KSB" – $1,3$ и 2 мм/с, соответственно. Преимущества по уровню вибрации на оборотной частоте имеет насос "KSB", у которого уровень вибрации равен $0,3$ мм/с, против $2,5 \div 3,5$ 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 8 т/ч расход масла (ввиду отсутствия выносного опорно-упорного подшипника, применяемого остальными фирмами). Ресурсные характеристики ПН у всех представленных фирм достаточно высоки (заявленный ресурс до капитального ремонта ПН у фирмы "KSB" составляет $60-80$ тыс. час, а у фирмы "Sulzer" – $50-80$ тыс. час). Насосы "ПЗ", при наибольшем количестве насосов в эксплуатации : насосы типа ПН 1500-350-4 (49 шт.), имеют к настоящему времени референтные наработки: 45 тыс. час на Березовской ГРЭС, 49 тыс. час. на Нижневартговской ГРЭС и до 75 тыс. час на Сургутской ГРЭС-2, насосы типа ПН 1100-350-4 (27 шт.) до 80 тыс. час на Южной ТЭЦ «Ленэнерго».

ВЫВОДЫ

1 Разработаны способы повышения экономичности и ресурса крупных ПН:

1.1 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 1135-340-4 и ПН 1500-350-4 производства ОАО "Пролетарский завод".

1.2 Оптимизирован радиальный зазор между РК и НА, обеспечивающий повышение КПД ступеней до $1,5 \%$ и снижение вибрационных характеристик на 8 дБ. В диапазоне $n_s = 90 \div 106$ оптимально иметь радиальный зазор $\delta = 4,7 \div 7,0 \%$. Разработана методика пересчета напорной характеристики при подрезке РК в области минимальных радиальных зазоров $\delta \leq 3\%$.

1.3 Расчетом с использованием пакета Ansys CFX 12 и экспериментально показано, что для насоса с $n_s = 230$ при выполнении специальной запилки выходных кромок лопастей РК возможно повышение напора ступени на 13% . Применение метода специальной запилки выходных кромок лопастей РК в ступенях с коэффициентом быстроходности $n_s = 60 \div 230$ подтвердило возможность повышения напора на $8 \div 15 \%$.

1.4 Разработана методика пересчета характеристики ступени насоса при изменении площади входа диффузора НА в диапазоне $n_s = 80 \div 112$.

1.5 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.

1.6 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 95Х18. 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 2% КПД, сниженную на 380 кВт потребляемую мощность, сниженные с 12,1 мм/с до 4 мм/с уровни вибрации и увеличенный ~ в три раза ресурс.

3 Высокие технические характеристики насосов типа ПН 1500-350-4 и ПН 1135-340-4, в т.ч., надежность и ресурс подтверждены проведенными приемочными и периодическими испытаниями и успешной эксплуатацией насосов на ТЭС. К настоящему времени максимальная наработка первого насоса ПН 1500-350-4 на Сургутской ГРЭС-2 составила 75 тыс. час, а первого насоса ПН 1100-350-4 на Южной ТЭЦ "Ленэнерго" – 80 тыс. час.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ СОИСКАТЕЛЯ

1. Авторское свидетельство № 1222902 СССР. «Рабочее колесо центробежной турбомашин» / Богун В.С., Жарковский А.А., Зимницкий В.А., Шкарбуль С.Н., F 04 D 29/28, 29/22, Б.И. 1986, №13.

2 Авторское свидетельство № 1276866 СССР. «Упругая опора» / Богун В.С., Васина Е.К., Дуан А.В., Дубилет С.Л., F 16 F 5/00, Б.И. 1986, №46.

3 Авторское свидетельство №1339306, СССР. «Рабочее колесо центробежной турбомашин» / Богун В.С., Жарковский А.А., Зимницкий В.А., Шкарбуль С.Н., F04 D 29/28, 29/22, Б.И, 1987, №35.

4 Авторское свидетельство №1523731 СССР, «Многоступенчатый насосный агрегат»/ Богун В.С., Зимницкий В.А., F 04 D1/06, 29/66, Б.И. 1989, №43.

5 Авторское свидетельство № 1490332 СССР. "Упругая опора"/ Гинзбург А.Е., Дуан А.В., Дубилет С.Л., Богун В.С., F 16 С 27/00, Б.И. 1989, №24.

6. Авторское свидетельство № 1529064, СССР. "Модельная гидромашина". Богун В.С., Михайлов В.П., Шаховский В.И. – Б.И. 1989, №46.

7. Арутюнян А.А., Богун В.С., Жарковский А.А. Конверсия технических решений, апробированных в судовом насосостроении, в конструкции питательных насосов для ТЭС и АЭС // Морской вестник, 2009, № 4(32).- С. 57-60.

8 Богун В.С., Бахарева В.Е., Анисимов А.В. Подшипники скольжения из антифрикционных углепластиков для центробежных насосов энергетических установок. Вопросы материаловедения, 2010, № 1(61).- С. 60-65.

9 Богун В.С., Войков С.Н. Конверсия конструкторских разработок судового машиностроения в насосное оборудование для энергетики // Научно-технический сборник Судостроительная промышленность. Серия: Технология и организация производства, СПб, 2006.- С.89-97.

10 Богун В.С., Войков С.Н., Пугачев П.В., Шумилин С.А. Разработка нефтяного откачивающего насоса с дизельным приводом. // Гидравлические машины, гидроприводы, гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. Труды Международной научно-технической конференции СПб Политехнического университета. СПб, 2008.- С.42-47.

11 Богун В. С., Дубилет С. Л., Михайлов В. П., Шлемензон К. Т., Шорников Е. А. Применение термодинамического метода определения экономичности для планирования ремонта питательных насосов энергоблоков // Электрические станции, 1998, №6.- С. 49-51.

12 Богун В.С., Дубилет С.Л., Трифонов Н.Н. Исследование работы питательного насоса блока 800 МВт на частичных режимах. Разработка линии рециркуляции насоса. // Гидравлические машины, гидроприводы, гидропневмоавтоматика. Труды III Международной научно-технической конференции СПб Политехнического университета. СПб, 2005. - С.72-80.

13 Богун В.С., Жарковский А.А., Зимницкий В.А., Шкарбуль С.Н. Повышение экономичности ступени питательного насоса // Энергомашиностроение, 1987, №3.-С. 14-17.

14 Богун В.С., Зимницкий В.А. Влияние подрезки рабочего колеса на характеристики ступени насоса // Энергомашиностроение, 1988, №3. -С. 7-9.

15 Богун В.С., Зимницкий В.А., Левцов Ю.Б. Пересчет характеристик ступени насосов при изменении площади входа диффузора // Энергомашиностроение, 1988, №11. -С. 6-7.

16 Богун В.С., Морозов М.П., Юрков А.И. Питательные насосы ОАО "Пролетарский завод" для энергоблоков 250÷1200 МВт. // Современное состояние и перспективы развития

гидромашиностроения в XXI веке. Труды Международной научно-технической конференции СПб Политехнического университета. СПб, 2003.- С.133-140.

17 Богун В.С., Пугачев П.В., Шумилин С.А., Жарковский А.А. Изменение напора центробежного рабочего колеса путем запиловки выходных кромок лопастей// Компрессорная техника и пневмоавтоматика, 2010, № 2, с. 18-21.

18 Богун В.С., Юрков А.И. Модернизация питательных насосов ОАО "Пролетарский завод" для энергоблоков 250÷1200 МВт // Труды ЦКТИ, 2002, вып.285.- С. 219-225.

19 Патент № 2187712 России, «Насос»/ Богун В.С., Войков С.Н., Дудкин А.А., F 04 D 29/04, Б.И. 2002, № 23.

20 Патент № 2288375 России. «Насос»/. Богун В.С., Войков С.Н., F 04 D 29/04, Б.И. 2006, № 33.

21 Патент № 2307263 России, "Насос центробежный (варианты)"/ Богун В.С., Войков С.Н., F 04 D1/06, F 04 D 29/04, Б.И. 2007, № 27.

22 Патент № 2361117, Россия. "Многоступенчатый центробежный насос". Богун В.С., Войков С.Н., – Б.И. 2009, №.19.

23 Чегурко Л.Е., Богун В.С., Циммерман С.Д. и др. Повышение вибрационной надежности питательных насосов энергоблоков 800 МВт. В сб. Проблемы вибрации, виброналадки и диагностики оборудования электрических станций / Под общей редакцией А.В. Салимона. М.: ВТИ, 2001.- С. 96-98.

24 Чегурко Л.Е., Неуймин В.М., Циммерман С.Д., Богун В.С., Кальнишевский В.Я. Результаты модернизации проточных частей питательных турбонасосов для энергоблоков мощностью 300, 500 МВт // Энергетик, 2003, № 2.- С. 17-18.