

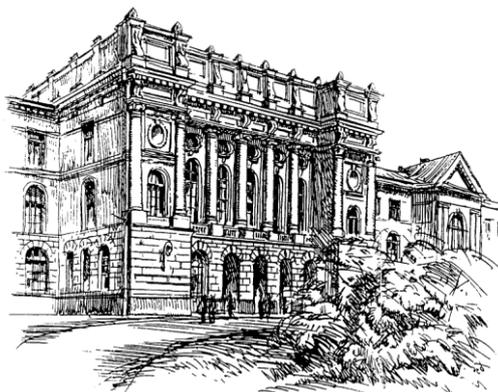
Министерство образования и науки Российской Федерации

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ, ГИДРОПРИВОДЫ
И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА.
СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ
И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ**

**Сборник научных трудов
8-й Всероссийской научно-технической конференции
с международным участием**

10–11 июня 2014 года



**Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета
2014**

Министерство образования и науки Российской Федерации
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ, ГИДРОПРИВОДЫ
И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА.
СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ
И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

Сборник научных трудов
8-й Всероссийской научно-технической конференции
с международным участием

10–11 июня 2014 года

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета
2014

Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития: сборник научных трудов 8-й Всероссийской научно-технической конференции с международным участием. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. - 248 с.

Конференция представляет собой очередную встречу специалистов в области гидромашиностроения, способствует широкому обмену опытом и продолжает сложившиеся традиции.

В сборнике представлены результаты исследований по актуальным проблемам гидромашиностроения:

– по лопастным гидравлическим машинам – гидродинамическим расчетам элементов их проточной части, САПР, конструированию и прочности, регулированию, модельным и натурным испытаниям, монтажу и эксплуатации;

– по гидроприводу, пневмоприводу и гидропневмоавтоматике – системам гидропривода и гидроавтоматики общемашиностроительного применения, объемным гидромашинам, пневмоприводу и пневмоавтоматике, компьютерным технологиям при проектировании гидропневмосистем.

По этим направлениям опубликованы как теоретические исследования, так и экспериментальные работы с широким применением современных подходов к решению поставленных задач.

При редактировании не затрагивалось существо представленных работ, даже если они являлись дискуссионными. Труды конференции издаются в авторской редакции.

Сборник предназначен для научных работников и инженеров. Он также будет полезен студентам и аспирантам, обучающимся по данной и смежным специальностям.

Председатель Оргкомитета академик РАН, проф. *Ю.С. Васильев*

Зам. председателя проф. *А.А. Жарковский*

Член Оргкомитета проф. *В.А. Умов*

Ответственный секретарь Оргкомитета проф. *А.С. Донской*

Ответственный за выпуск – профессор, доктор технических наук
А.С. Донской.

© Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет, 2014

МОДЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА АВАРИЙНОГО ЗАКРЫТИЯ КОЛЬЦЕВОГО ЗАТВОРА НАСОС-ТУРБИНЫ

Санкт-Петербург, ОАО "Силовые машины" – "ЛМЗ"

Введение

Одним из вариантов конструктивного решения для уменьшения протечек при остановленной насос-турбине является использование конструкции с кольцевым затвором. Кольцевой затвор также может быть использован для аварийного останова насос-турбины в случае невозможности закрыть направляющий аппарат. При аварийном закрытии кольцевого затвора форма потока и динамические процессы существенно меняются. Количественные данные и закономерности изменения динамических параметров необходимо иметь для обоснования конструкции.

С этой целью были проведены модельные испытания в турбинном режиме насос-турбины с кольцевым затвором. Исследования проводились для стационарных режимов при различных положениях кольцевого затвора, от максимального открытия до полного закрытия. Исследования проводились для модельной насос-турбины, предназначенной для работы при напорах натурной машины до 120 м.

Результаты модельных испытаний позволили получить обширную информацию об изменении параметров насос-турбины при закрытии кольцевого затвора, расчётов переходных процессов и уточнения данных, полученных методами CFD.

1. Условия испытаний и измерений

В лаборатории водяных турбин ОАО "Силовые машины" – "ЛМЗ" были проведены исследования физических процессов и нагрузок при закрытии кольцевого затвора для модели насос-турбины с диаметром рабочего колеса 0,46 м. Параметры оптимальной точки гидромашины в турбинном режиме: $Q_{11} = 0,56$ м³/с, $n_{11} = 80$ мин⁻¹.

Пульсации давления измерялись в конусе отсасывающей трубы и в спиральной камере (рис.1). Значения пульсаций давления (пик-пик) выражались в процентах от испытательного напора. Одновременно измерялось статическая и динамическая составляющие осевого гидравлического усилия, действующего на рабочее колесо.

Определение радиальной и осевой силы, действующих на кольцевой затвор, было выполнено в результате интегрирования давлений вокруг поверхности кольцевого затвора с внутренней и внешней стороны.

Гидравлический момент, действующий на лопатки и его пульсации определялись тензометрированием. Модельные испытания были прове-

дены в диапазоне частот вращения от нулевой до разгонной для пяти значений степени S закрытия затвора: 0%, 20%, 40%, 60%, 80%. Степень закрытия $S = 0$ соответствует полностью открытому положению затвора.

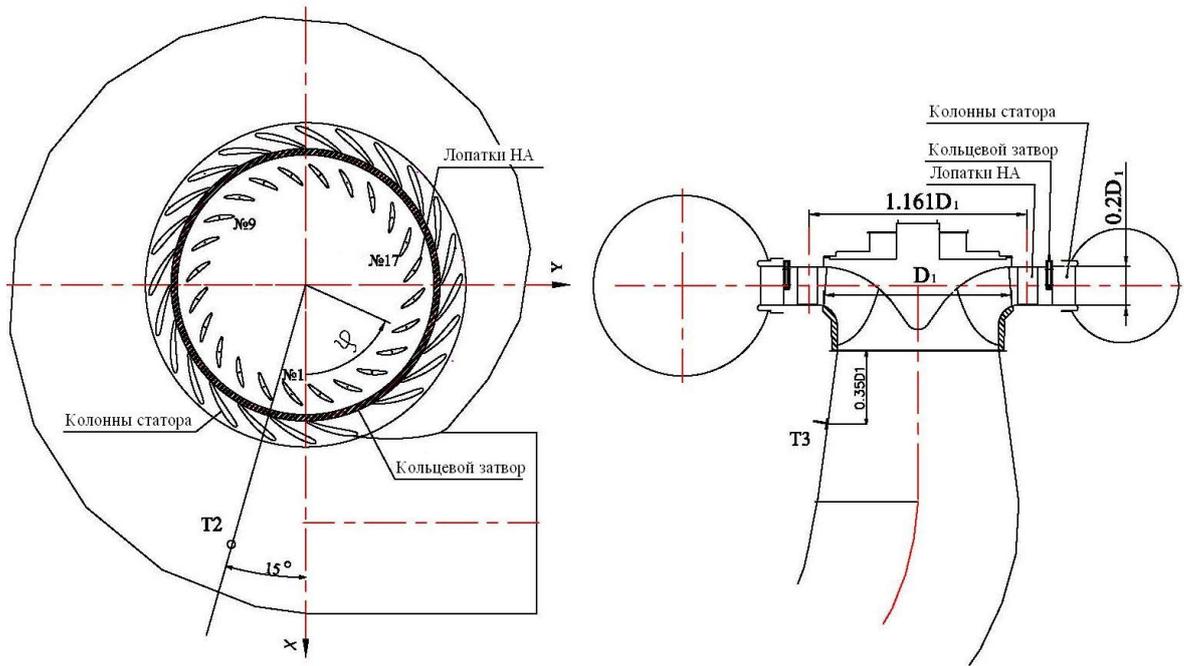


Рис. 1. Проточная часть и расположение датчиков пульсации давлений

2. Результаты испытаний

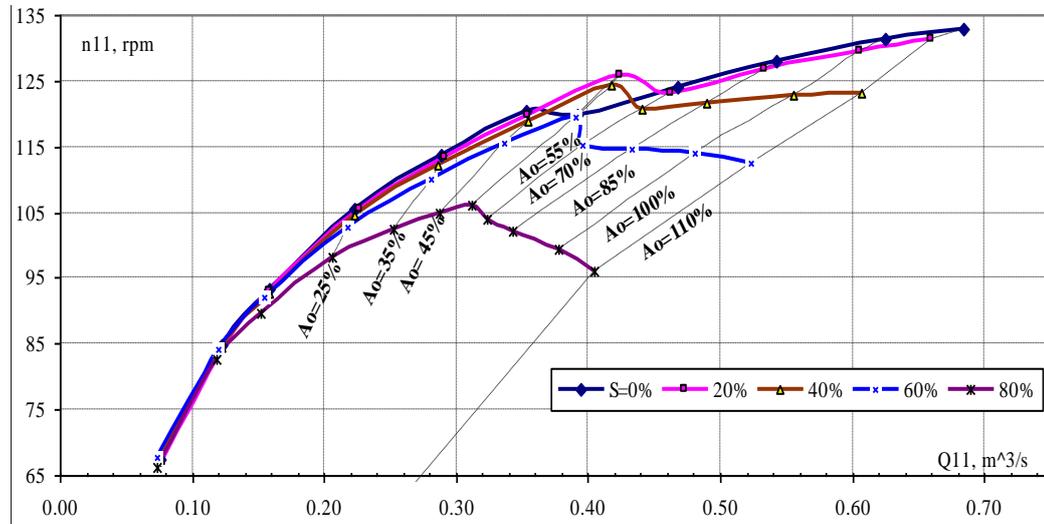
2.1 Изменение главных характеристик насос-турбины при закрытии кольцевого затвора

Результаты модельных исследований основных параметров насос-турбины при различных положениях кольцевого затвора показаны на рис. 2.

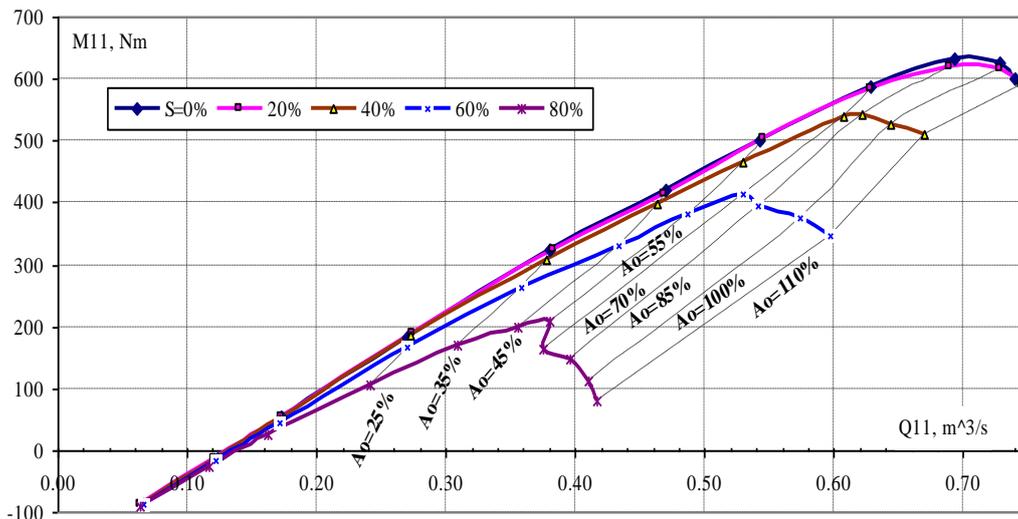
Значения приведенной частоты вращения и расхода в пяти положениях кольцевого затвора для открытий направляющего аппарата $A_0=0\dots110\%$ в разгонном режиме представлены на рис. 2а. В представленных результатах открытие направляющего аппарата 100% соответствует значению открытия, при котором имеет место максимальная мощность при расчетной приведенной частоте вращения ($n_{11}=1.1n_{1opt}$). Полученные результаты показывают, что влияние закрытия кольцевого затвора в диапазоне 0-80% мало для открытий направляющего аппарата меньше 25%. Более существенное влияние наблюдается при открытиях направляющего аппарата, превышающих 35%.

На рис. 2б показаны значения приведенного крутящего момента на валу и расхода в пяти положениях кольцевого затвора для того же диапа-

зона открытий направляющего аппарата при фиксированном значении приведенной частоты вращения.



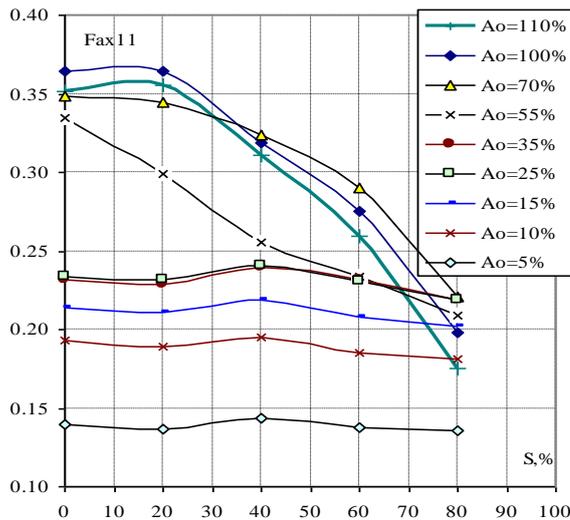
а) разгонный режим



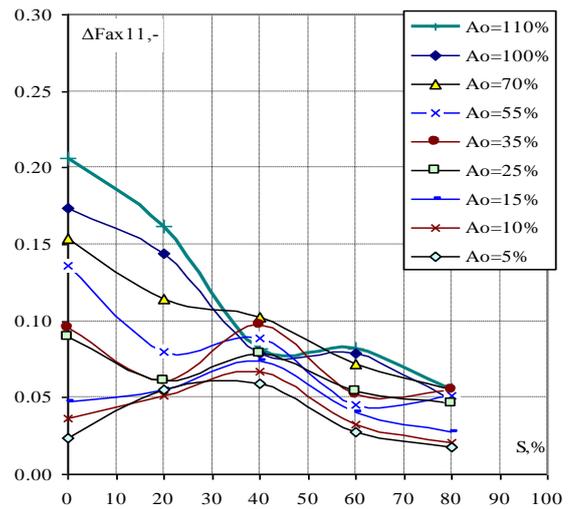
б) фиксированная приведенная частота вращения $n_{11} = 1.10 * n_{11opt}$

Рис. 2. Влияние положения кольцевого затвора на основные параметры насос-турбины.

Значения коэффициента осевой силы на рабочем колесе и ее пульсаций (значение пик-пик) в разгонном режиме представлены на рис. 3. Видно, что с закрытием кольцевого затвора статические значения осевой силы уменьшаются. Особенно значительное снижение наблюдается при открытии направляющего аппарата более чем на 50%. Пульсации осевой силы также понижаются с ростом степени закрытия.



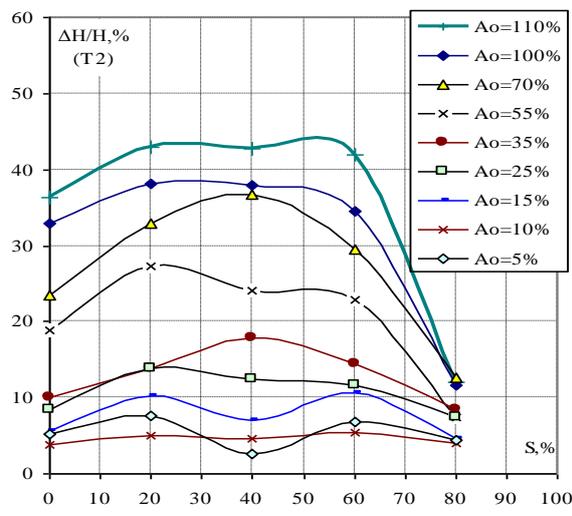
а) Статическая составляющая



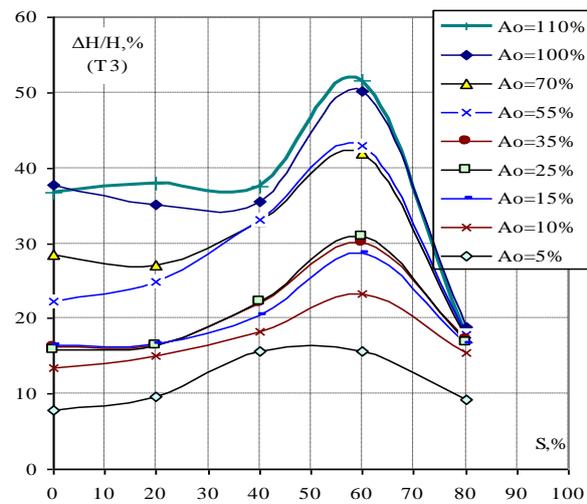
б) Пульсации

Рис. 3. Зависимости осевой силы (а) и пульсаций (б) от степени закрытия кольцевого затвора в разгонном режиме

Результаты исследований пульсаций давления (значения пик-пик) в спиральной камере и конусе отсасывающей трубы в разгонном режиме представлены на рис. 4.



а) Спиральная камера



б) Конус отсасывающей трубы

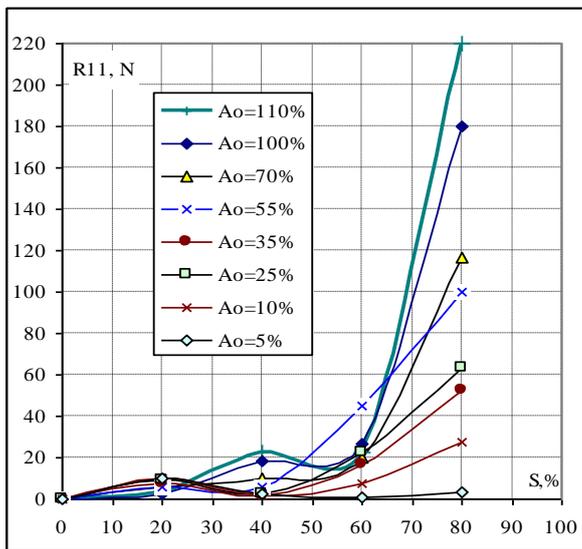
Рис. 4. Пульсации давлений в спиральной камере (а) и конусе отсасывающей трубы (б) в зависимости от закрытия кольцевого затвора при разгоне

Пульсации давления в спиральной камере повышаются с ростом степени закрытия кольцевого затвора от 0 до 40%, с дальнейшим ростом закрытия кольцевого затвора пульсации уменьшаются (рис.4а). Самый высокий уровень пульсаций давления в конусе отсасывающей трубы

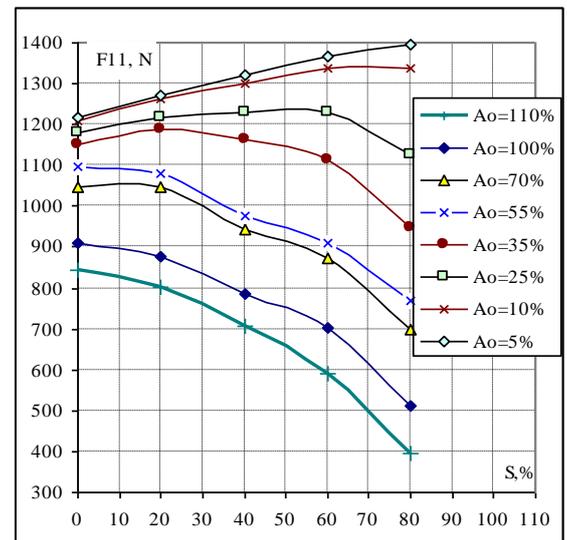
наблюдается при закрытии затвора на 60%, далее уровень пульсаций понижается (рис.4б).

2.2 Силы, действующие на кольцевой затвор при его закрытии

В результате интегрирования распределения давления вокруг кольцевого затвора были получены значения и направления сил, действующих на него. Результаты исследований радиальной силы при закрытии затвора представлены на рис. 5а. Из них видно, что радиальная сила в разгонном режиме резко возрастает при закрытии больше 60% процентов. На меньших закрытиях значения радиальной силы незначительны. Поведение приведенной радиальной силы при фиксированной приведенной частоте вращения в зависимости от закрытия кольцевого затвора качественно похоже на её поведение в разгонном режиме, и поэтому не представляется.



а) Приведенная радиальная сила



б) Приведенная осевая сила

Рис. 5. Радиальная и осевая силы, действующие на кольцевой затвор, в зависимости от его закрытия при разгоне

Результаты исследований приведенной гидравлической осевой силы в разгонном режиме представлены на рис. 5б. В соответствии с выполненными измерениями прослеживается тенденция к уменьшению осевой силы с ростом степени закрытия кольцевого затвора. Увеличение приведенной осевой силы происходит при открытии направляющего аппарата на 5-10%. Это связано с влиянием гидростатического эффекта опускающегося затвора и очень низкого уровня динамической части давления. Измерения гидравлической осевой силы при фиксированной при-

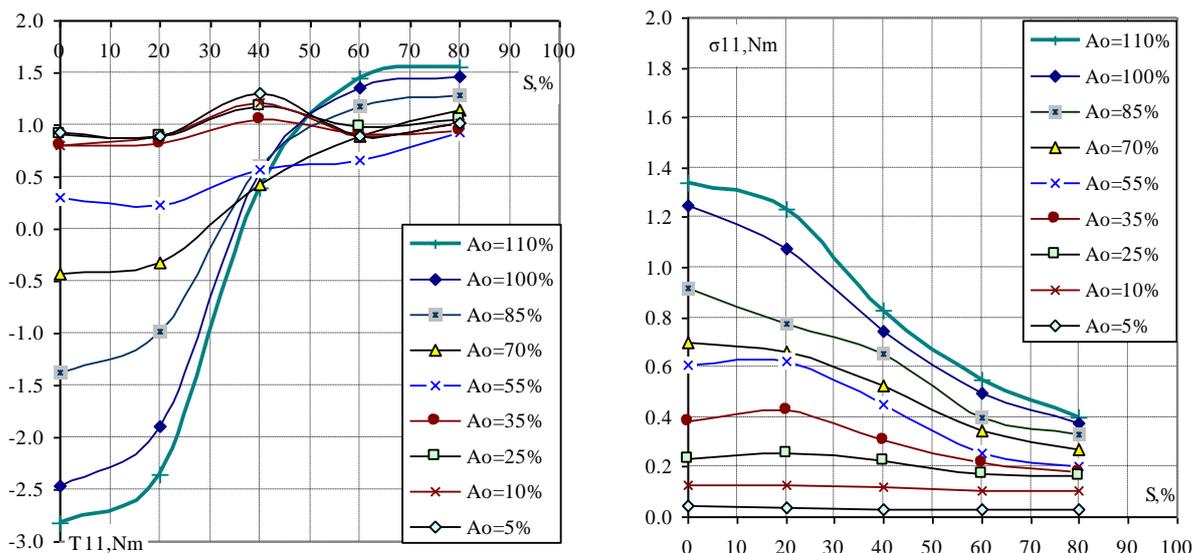
веденной частоте вращения ($n_{11}=1.1n_{11opt}$) дают очень похожие качественные и количественные результаты.

2.3 Нагрузки на лопатки направляющего аппарата при закрытии кольцевого затвора

Результаты измерений гидравлического крутящего момента на лопатках направляющего аппарата при закрытии кольцевого затвора в разгонном режиме представлены на рис. 6. Статическая составляющая приведенного момента представлена на рис. 6а. Видно, что для открытий направляющего аппарата, превышающих 60%, значение момента изменяет свой знак при закрытии кольцевого затвора более чем на 40%. Положительный знак момента соответствует действию на аппарат в направлении его закрытия.

На рис. 6б представлены пульсации приведенного крутящего момента на лопатках направляющего аппарата в разгонном режиме. Пульсации характеризуются приведенной величиной среднеквадратичного отклонения крутящего момента σ_{11} . В соответствии с результатами испытаний самое высокое значение пульсаций крутящего момента на лопатках направляющего аппарата было получено при разгонном режиме для открытого кольцевого затвора. Как видно из зависимости пульсаций крутящего момента от закрытия кольцевого затвора, значение пульсаций уменьшается с закрытием затвора.

Измерения статической составляющей крутящего момента на лопатках направляющего аппарата при фиксированных значениях частот вращения ($n_{11}=1.1n_{11opt}$) дают результаты, очень похожие на разгонный режим.



а) Приведенный крутящий момент б) Пульсации приведенного момента

Рис. 6. Зависимость приведенного крутящего момента на лопатках направляющего аппарата (а) и среднеквадратичного отклонения (б) от закрытия кольцевого затвора в разгонном режиме

3. Выводы

В результате проведенной работы были получены экспериментальные данные о поведении главных параметров насос-турбины в зависимости от положения кольцевого затвора на основе исследовательской работы. Эти данные могут быть использованы для прогнозирования переходных процессов в насос-турбине при аварийном закрытии кольцевого затвора. Полученные результаты следует учитывать на стадии проектирования.

Литература

1. Ковалев Н.Н., Справочник по гидротурбинам, «Машиностроение». Ленинград. 1984. 496 с.
2. IEC60193, "Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests", Second edition, 1999.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Санкт-Петербург, ФГБОУ ВПО «СПбГПУ»

Центробежный насос можно характеризовать как мощный источник колебаний. Наблюдаемая в насосостроении тенденция к увеличению размеров и мощности агрегатов сопровождается увеличением вибраций и шума центробежных насосных агрегатов, широко применяемых во всех отраслях промышленности [1,3].

В лаборатории гидромашиностроения ФГБОУ ВПО «СПбГПУ» вибрационные исследования выполняются на автоматизированном экспериментальном комплексе для испытаний центробежных насосов (Рис. 1).

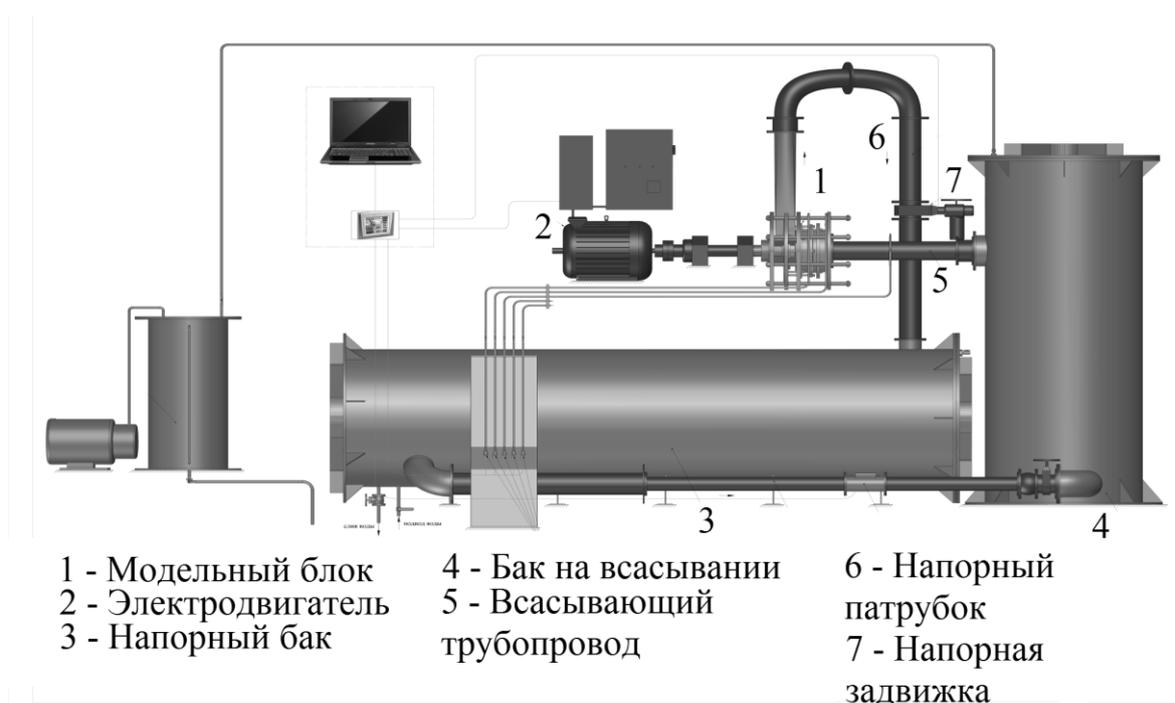


Рис. 1 Схема экспериментального комплекса

Для измерения вибрации используется аппаратура и программное обеспечение фирмы Брюль и Кьер. Виброчастотная характеристика и общий уровень вибрации снимаются на заданном режиме, чаще всего номинальном, или при максимальной виброактивности. Исходя из опыта подобных испытаний, измерение вибрации проводится в ряде точек насоса – на корпусе ступени для исследования гидродинамических ис-

точников вибраций, на корпусе подшипника для измерения механических вибраций и на опоре насоса для характеристики его как источника вибраций при установке на фундамент.

Вибрация может быть выражена через величины перемещения, скорости или ускорения. Выбор предпочтительной величины обусловлен диапазоном частот анализа. В низкочастотной области (до 10 Гц) выше уровень сигнала перемещения, в среднечастотной (10-2000 Гц) – сигнала скорости, а в высокочастотной (более 2000 Гц)- сигнала ускорения. Преобразование одной величины в другую может быть осуществлено посредством операций интегрирования и дифференцирования. При выполнении экспериментальных исследований в лаборатории гидромашиностроения ФГБОУ ВПО «СПбГПУ» измерялась виброскорость. Это связано с тем, что оборотная и лопаточная частоты, для исследуемой ступени насоса, составляют 50 и 350 Гц соответственно.

При испытаниях датчики вибрации были установлены на корпусе подшипника и корпусе насоса. Оператор формирует программу испытаний для записи, обработки и представления результатов. В процессе испытаний формируются массивы данных виброскорости на заданных режимах работы насоса, записанные течения выбранного временного интервала. Программа обрабатывает их и выдает осредненные значения. Примеры визуального представления данных, полученных при испытаниях ступени центробежного насоса, представлены на рисунках 2 и 3.

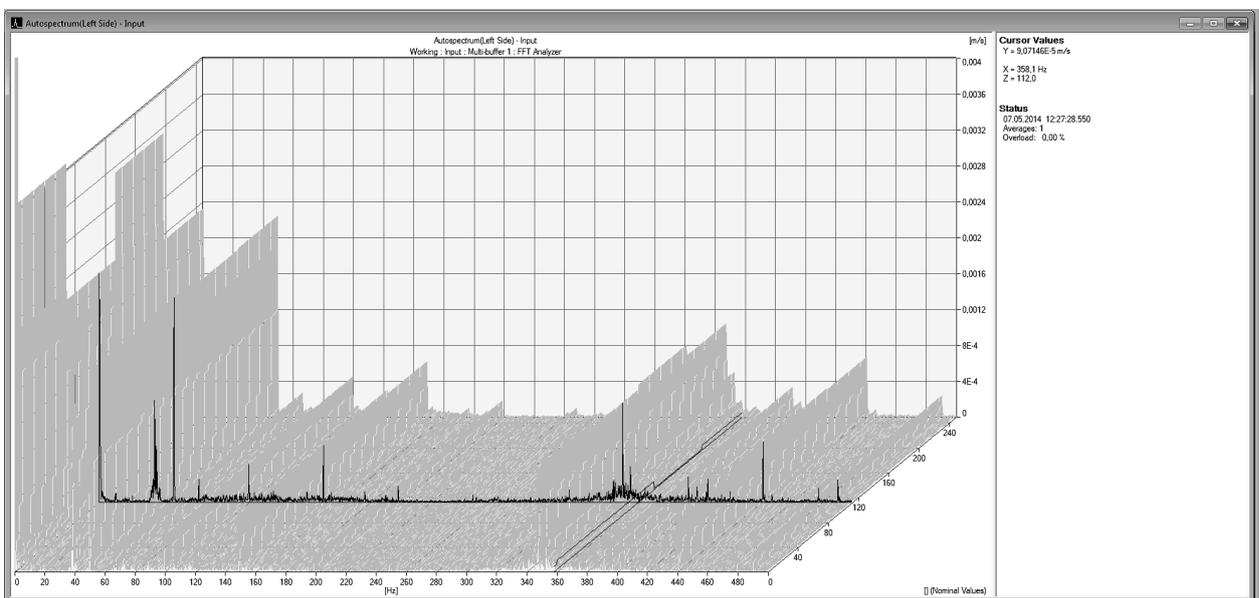


Рис. 2 Массив данных

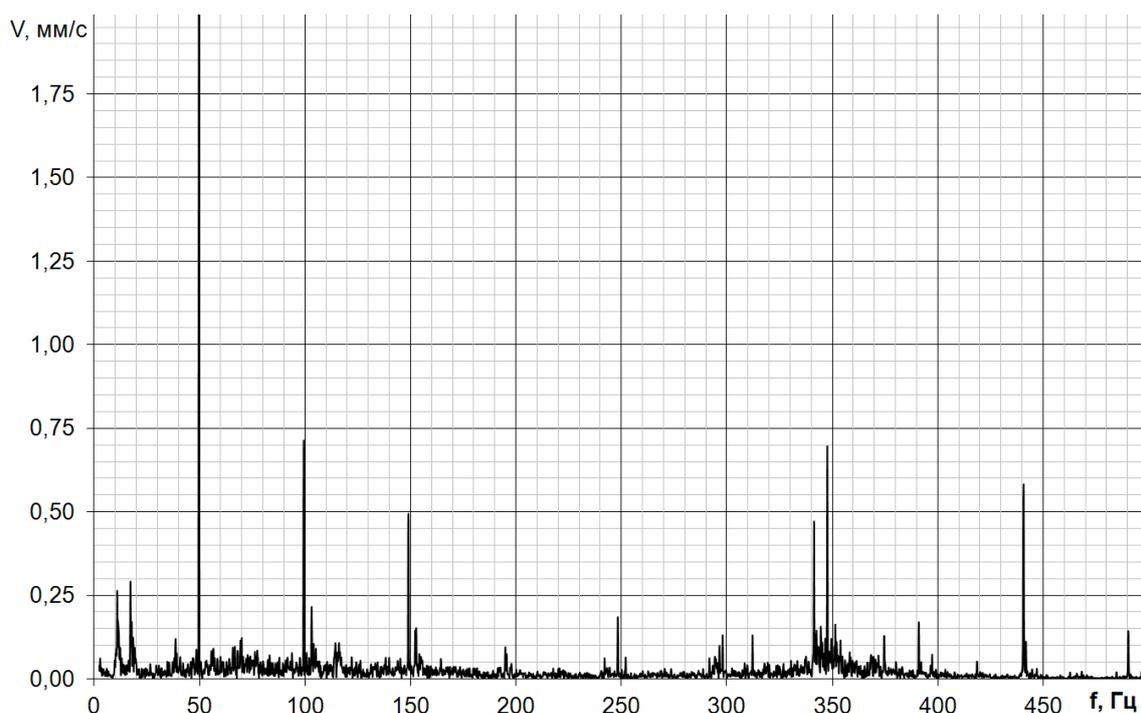


Рис. 3 Виброчастотная характеристика ступени центробежного насоса

В настоящее время продолжается отработка методики проведения вибрационных испытаний. Результаты экспериментальных исследований будут использованы для развития методик расчета течений и пульсационных нагрузок в элементах проточных частей насосов с использованием программного комплекса ANSYS CFX[2].

ЛИТЕРАТУРА

1. Боровский Б.И. Оптимизация спирального отвода с трубчатым направляющим аппаратом с целью минимизации потерь энергии, пульсаций и вибраций насоса // Кавитационные колебания и динамика двухфазных систем: Сб. науч. тр. Киев, 1987. С. 28—33.
2. Жарковский А.А., Косенок Н.В. Исследование влияния коэффициента скорости и числа каналов на потери в направляющем аппарате трубчатого типа. // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 2013, т.15, №1 (2), с. 176-182.
3. Рубинов В.Я., Покровский Б.В. Влияние чисел лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата на виброакустические характеристики центробежного насоса. -Труды ВНИИГидромаша. -Вып.46 -М.: Машиностроение. -1975. -С.71-89.

МОДЕРНИЗАЦИЯ НЕФТЯНОГО ОТКАЧИВАЮЩЕГО НАСОСА

Санкт-Петербург, ОАО «Пролетарский завод»

Транспортировка добываемой в Сибири нефти в страны юго-восточного региона осуществляется по трубопроводам с помощью нефтяных магистральных электронасосных агрегатов двухстороннего всасывания. Протяжённость трассы является значительной, при этом перепады высот могут составлять десятки и сотни метров.

Эффективность работы магистрали во многом определяется состоянием трубопровода. Постоянный мониторинг позволяет оперативно выявлять и устранять обнаруженные дефекты. Для осуществления ремонта трубопровода необходимо провести его полное освобождение от нефти. Т.к. неисправность может возникать в любом месте, существует потребность в передвижных насосных установках (ПНУ), оснащённых откачивающим насосом, смонтированным на шасси автомобиля.

Находящиеся до настоящего времени в эксплуатации ПНУ имели недостаточную производительность ($Q=150 \text{ м}^3/\text{ч}$), что увеличивало время, необходимое для проведения восстановительных работ.

В соответствии с техническим заданием, в 2008 году ОАО «Пролетарский Завод» разработан насос НОН 275–860/550–440, состоящий из двух модулей, которые в зависимости от схемы установки запорной арматуры работает как при последовательном, так и при параллельном режимах, обеспечивая тем самым либо удвоение величины давления, либо производительности [1].

Основными узлами ПНУ являются: дизельный двигатель мощностью 1000 кВт с частотой вращения $n=2100 \text{ об/мин}$, топливный бак, мультипликатор, обеспечивающий повышение частоты вращения ротора насоса до $n=4000 \text{ об/мин}$, откачивающий насос с арматурой, кабина оператора.

Первый из десяти созданных откачивающих насосов НОН 275–860/550–440 был изготовлен в 2008 г и прошёл эксплуатационную проверку, которая подтвердила заданные технические показатели назначения Q , H , η и Δh . На рис. 1 и 2 представлены экспериментальные характеристики при последовательной и параллельной схеме включения модулей, полученные при заводских испытаниях с электроприводом $N=500 \text{ кВт}$ и $n=3000 \text{ об/мин}$.

НОН 275-860/550-440, $n=4000$ об/мин, последовательная работа модулей

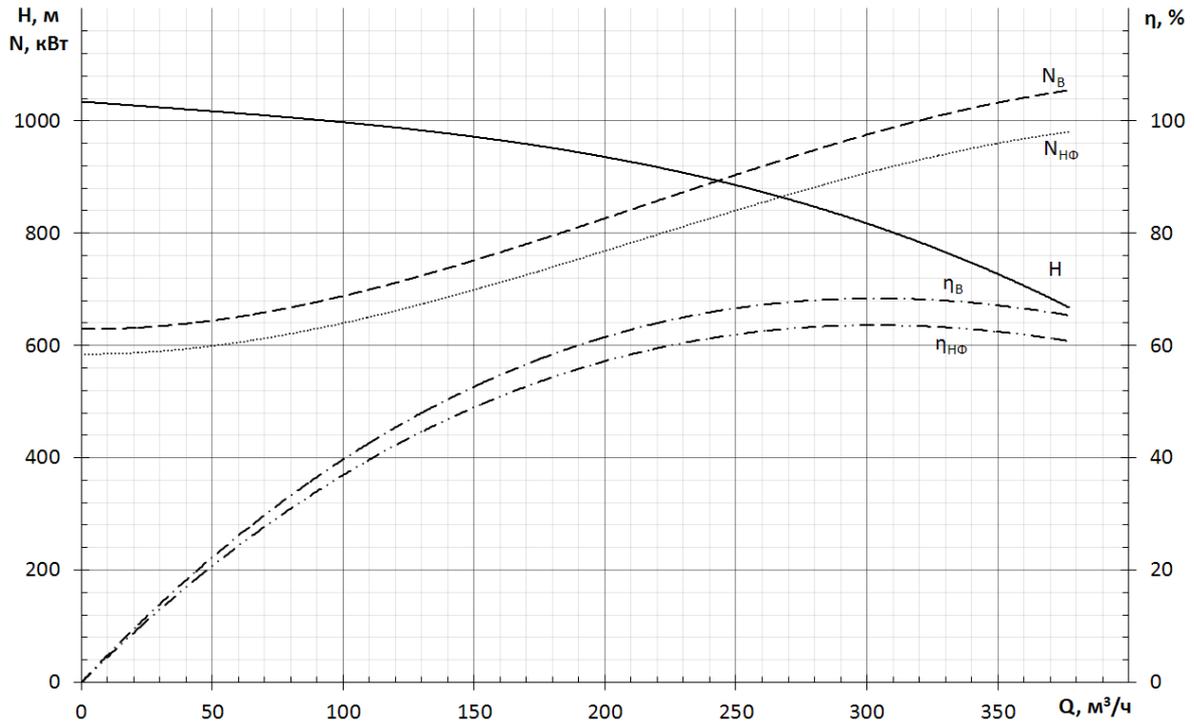


Рис. 1

НОН 275-860/550-440, $n=4000$ об/мин, параллельная работа модулей

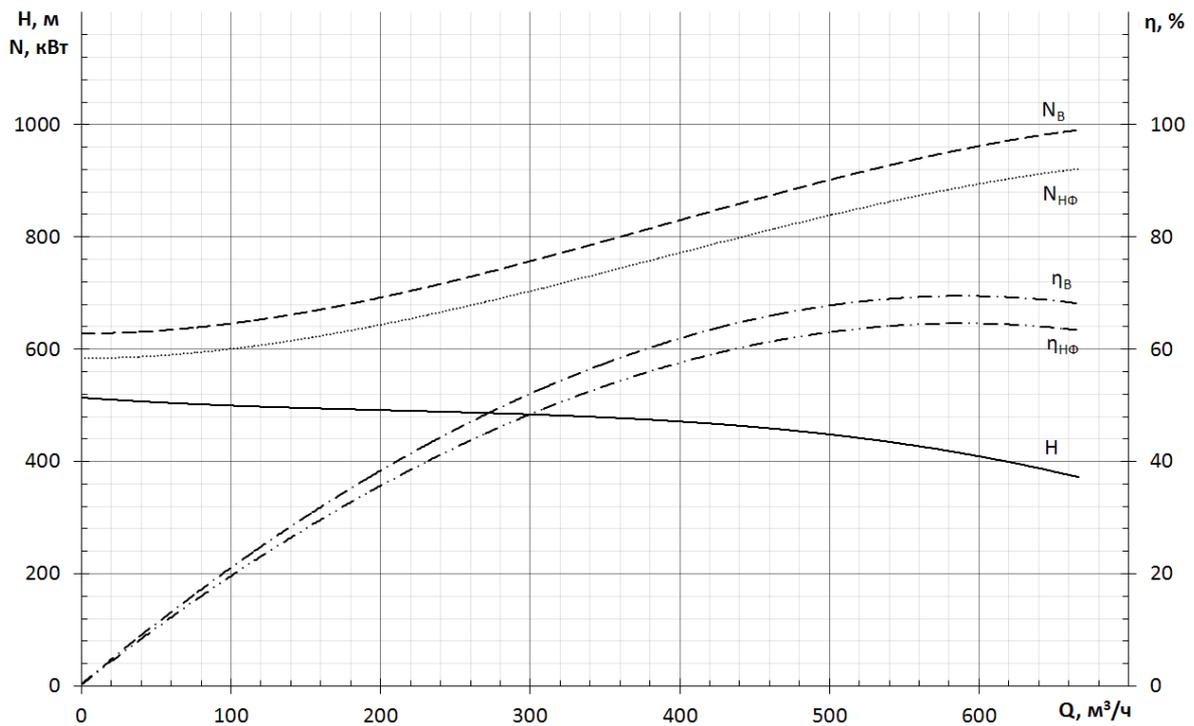


Рис. 2

Пересчёт параметров насоса на натурные условия работы $n=4000$ об/мин, $\rho=860 \text{ кг/м}^3$, $\nu=(5\div 10)\times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ выполнялся в соответствии с ре-

комендациями ГОСТ 6134–2007. Созданный откачивающий насос НОН 275–860/550–440 имеет вес 32 кН и осевой габарит 2,4 м.

С целью повышения маневренности ПНУ, эксплуатирующими организациями высказывались пожелания снизить вес насоса и сократить его осевой габарит. Сокращение осевого габарита насоса путём уменьшения количества ступеней с 3 до 2 за счёт увеличения частоты вращения с 4000 до 6000 об/мин привело бы к необходимости разработки и изготовления нового мультипликатора. Кроме того, при повышении частоты вращения и сохранении заданной величины Δh_d необходимо использовать ступень рабочего колеса с $C_{кр}=2000$, у которой КПД на 15÷20 % ниже, что снижает эффективность работы ПНУ. Поэтому при модернизации насоса частота вращения осталась без изменения $n=4000$ об/мин.

В качестве первой ступени использовалось рабочее колесо $n_s=78$, $C_{кр}=1260$, $D_2=310$ мм с КПД 74,5 %, а в качестве рядовой ступени рабочее колесо от питательного насоса $n_s=76$, $D_2=310$ мм. При совместной работе двух ступеней оптимум характеристики модуля составит: $Q=350$ м³/ч, $H=460$ м, $\eta=76$ и $\Delta h_{кр}=9$ м. Тогда при последовательной схеме включения модулей параметры оптимального режима составят: $Q=350$ м³/ч, $H=920$ м, а при параллельной схеме включения модулей аналогичные параметры составят $Q=700$ м³/ч, $H=460$ м. В соответствии с полученными результатами, наименование модифицированного варианта нефтяного откачивающего насоса стало НОН 350–920/700–460. На рис. 3, 4 представлены расчётные характеристики НОН 350–900/700–450 при параллельной и последовательной схеме включения модулей.

НОН 350-900/700-450, $n=4000$ об/мин, последовательная модулей

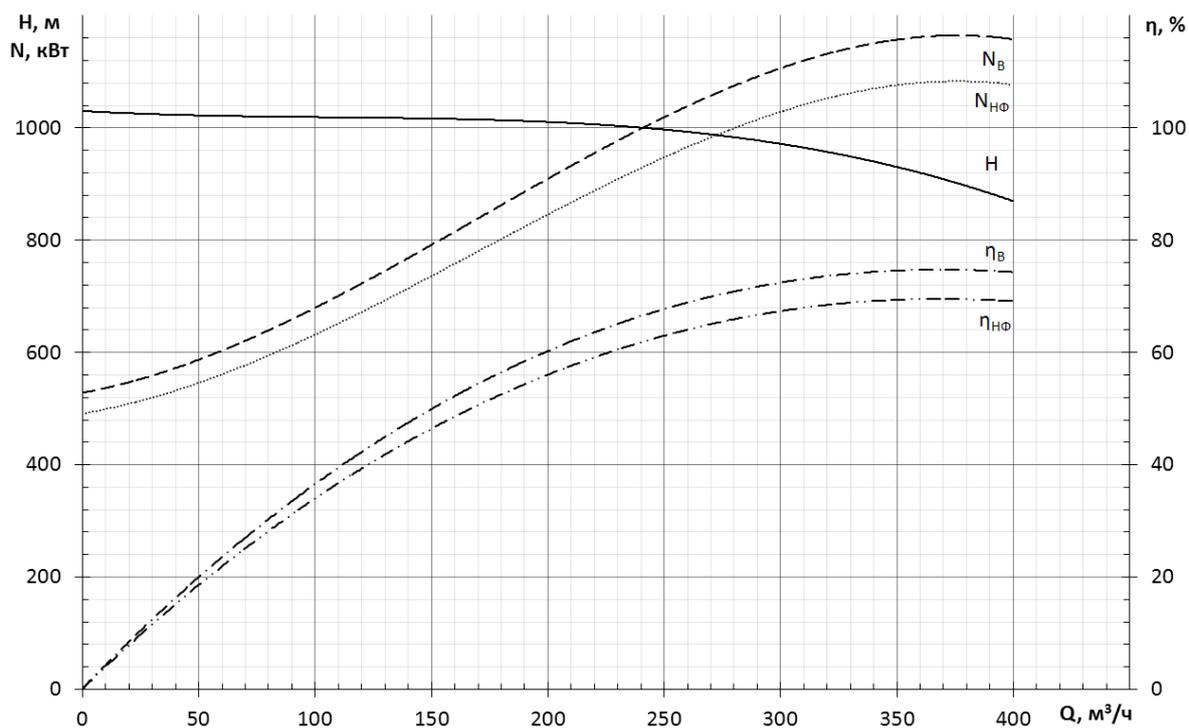


Рис. 3

НОН 350-900/700-450, $n=4000$ об/мин, параллельная работа модулей

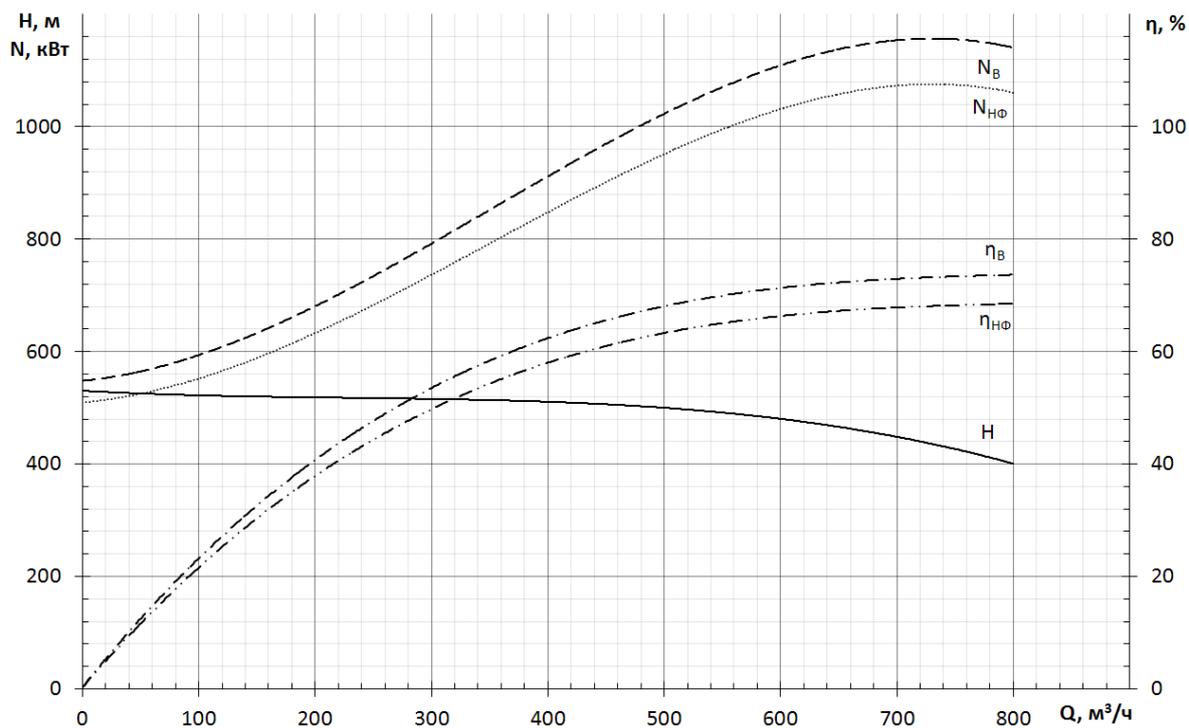


Рис. 4

При полной нагрузке приводного дизеля полученный вариант проточной части откачивающего насоса обеспечивает производительность на 27% больше исходного варианта, что позволяет сократить восстановительный период ремонта трубопровода.

По результатам испытаний с учётом отсутствия осевого гидравлического усилия возможно выполнить замену радиально–упорных подшипников на подшипники скольжения, используя общую масляную систему мультипликатора. Необходимо также продолжить работы по повышению триботехнических характеристик материала, используемого в центральном подшипнике скольжения.

С учётом выполненной модификации вес откачивающего насоса НОН 350–900/700–450 снизился до 24 кН, а осевой габарит составил 2 м.

Литература:

1. В.С. Богун, С.Н. Войков, П.В. Пугачёв, С.А. Шумилин. Разработка нефтяного откачивающего насоса с дизельным приводом. Труды международной научно-технической конференции. СПб, 2008 г. С. 42–47.

ПРЕДВКЛЮЧЕННОЕ УСТРОЙСТВО СО СВЕРХВЫСОКОЙ ВСАСЫВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ И НИЗКИМ УРОВНЕМ НИЗКОЧАСТОТНЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ И РАСХОДА

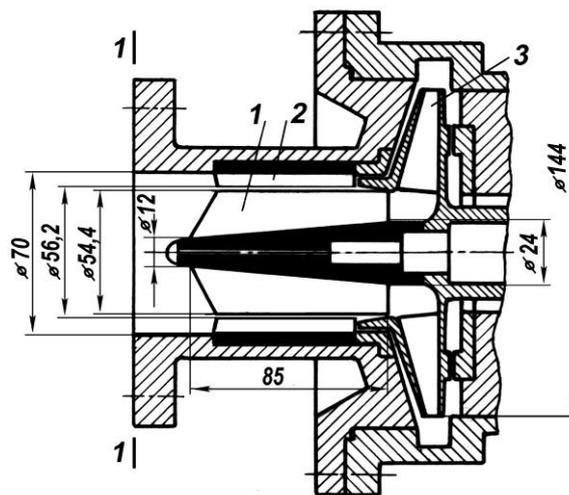
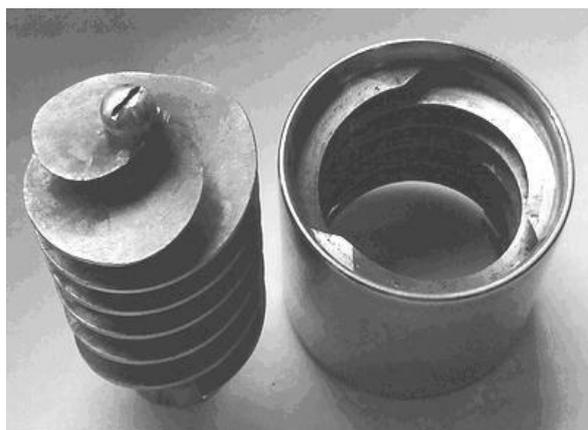
¹Калуга, Московский государственный технический университет
им. Н.Э. Баумана, Калужский филиал

²Москва, Московский Авиационный Институт

Введение. В работе использованы данные, полученные в ходе выполнения хоздоговорных работ для предприятий: ОАО «Калужский турбинный завод», КБ Химмаш (г. Королев), Концерн «Российские насосы» (г. Москва) и Научно-производственное внедренческое предприятие «Турбокон» (г. Калуга).

Повышение всасывающей способности лопастных насосов — это одно из главных направлений развития современного насосостроения. Лопастные насосы при заданных кавитационных запасах могут иметь большую частоту вращения, а при заданной частоте вращения они могут работать с меньшими кавитационными запасами. При увеличении частоты вращения уменьшаются габариты и масса одноступенчатых насосов. В многоступенчатых насосах сокращается число ступеней, что упрощает конструкцию, повышает надежность и также уменьшает габариты и массу насосов. Центробежные рабочие колеса с повышенными кавитационными качествами применяются в первых ступенях энергетических конденсатных и питательных насосов, высокооборотных авиационных насосах и насосах ЖРД, нефтяных магистральных насосах, а также в криогенной, химической и других отраслях промышленности. Широкое распространение получили различные предвключенные устройства. Для их расчета применяются эмпирические, аналитические и численные методы.

Одним из таких устройств является осевихревая ступень (ОВС). Она показана на рис. 1. ОВС описаны и исследованы в работах [1–5]. Шнек постоянного или переменного хода может быть с цилиндрической, конической или профилированной втулками. Винтовые лопасти неподвижной решетки выполняются обычно с постоянным ходом. Направление винтовых лопастей неподвижной решетки противоположно направлению лопастей шнека. Как показывают визуальные наблюдения [1] и расчеты (рис. 10), в ОВС условно можно выделить два потока: основной через шнек и вторичный через неподвижную решетку. За счет работы-



а

б

Рис. 1. ОВС (а) и первая ступень центробежного насоса с ОВС (б) для сжиженного природного газа с параметрами $Q_p = 0,00417 \text{ м}^3/\text{с}$, $H_p = 400 \text{ м}$, $n_p = 8000 \text{ об/мин}$: 1 — шнек переменного хода $S_1 = 33 \text{ мм}$, $S_2 = 48 \text{ мм}$, $Z=3$; 2 — неподвижная решетка $S = 30 \text{ мм}$, $Z=3$; 3 — центробежное рабочее колесо

сил, возникающих на лопастях шнека, в основном потоке от входа в шнек к его выходу энергия жидкости увеличивается. На это движение накладывается вихревое движение против часовой стрелки, как показано вверху рис. 10. Вихри проникают в основной поток и также увеличивают энергию жидкости, движущуюся через шнек. Как и в вихревых насосах с боковым каналом [8], давление на стенке корпуса повышается от входа к выходу равномерно. Согласно экспериментальным данным [1], напор ОВС превышает напор шнека без неподвижной решетки. В отличие от шнека напор ОВС увеличивается с увеличением ее осевой длины. Полный КПД осевихревой ступени на оптимальном режиме несколько меньше, чем у шнека. Как шнек, так и ОВС имеют непрерывно падающие напорные и мощностные характеристики. ОВС обеспечивает более высокую всасывающую способность, чем такой же одиночный шнек, причем насосы с лучшими ОВС имеют $C_{II} > 6000$. Полагая, что рабочий процесс ОВС аналогичен таковому лабиринтного насоса, в работе [1] составлены эмпирические формулы для расчета энергетических характеристик ОВС. В работах [2–4] получена полуэмпирическая формула, позволяющая рассчитать энергетические характеристики ОВС. На рис. 2 приведены осциллограммы пульсаций давления на выходе из шнека и ОВС на безкавитационных режимах в полосе частот 0...120 Гц при $\bar{Q} = Q/Q_p = 0,71$ (Q и Q_p — подача насоса и подача насоса на расчетном режиме) по экспериментальным данным [6]. В соответствии с экспериментами на бескавитационных расчетных режимах, шнек и ОВС генери-

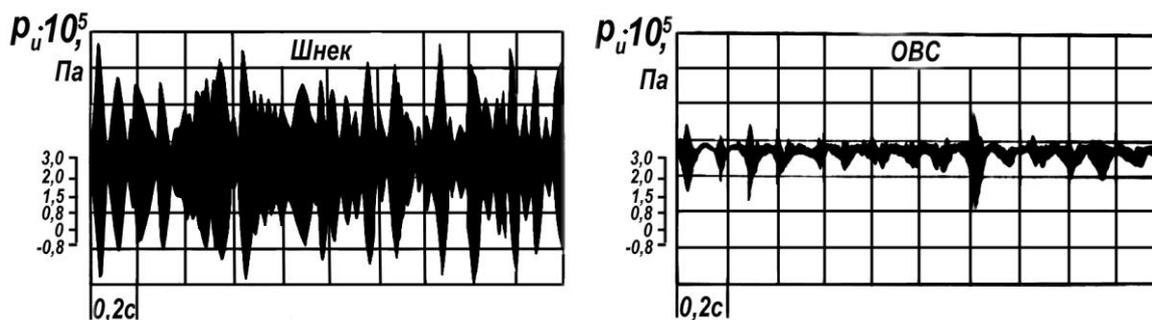


Рис. 2. Осциллограммы низкочастотных пульсации избыточного давления руют кавитационные низкочастотные пульсации давления примерно одинаковой амплитуды. Однако в области подач $\bar{Q} < 1$ ОВС работает с пульсациями, амплитуда которых значительно меньше, чем для шнека. Причём, в отличие от шнека, ОВС устойчиво работает даже при $\bar{Q} = 0,25 \dots 0,3$. В условиях кавитации при малых подачах ОВС также работает без низкочастотных пульсаций давления и расхода.

В связи с вышеизложенным становятся актуальными теоретические и экспериментальные исследования ОВС.

Экспериментальные исследования. Насос с ОВС и одиночная ОВС испытывались на стенде в КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана с замкнутым контуром циркуляции. Для расширения экспериментальных возможностей стенд снабжен вспомогательным циркуляционным насосом. Чтобы содержащийся в водопроводной воде воздух, не влиял на кавитационные характеристики, вода перед испытаниями деаэрировалась. Даже при весьма малых кавитационных запасах вода на входе в насос не содержала пузырьков нерастворенного воздуха. По длинному прямолинейному всасывающему трубопроводу диаметром 115 мм вода поступала в густую решетку радиальных пластин. Последняя предотвращала влияние обратных токов из шнека на измерение входного давления. Затем она направлялась в сопло с выходным диаметром 70 мм и подводилась к насосу.

Параметры потока на входе в насос относили к сечению 1 – 1 (рис. 1б), а измеряли во входном сечении В – В трубопровода перед решеткой радиальных пластин. Оно отстояло от сечения 1 – 1 на расстоянии примерно 600 мм. Измерения показали, что потерями энергии на участке В–1 можно пренебречь. Абсолютное давление во входном сечении измерялось жидкостным прибором абсолютного давления с высокой точностью. В этом же сечении термометром измерялась температура воды и подсчитывалось давление насыщенного пара $p_{нп}$. Скоростной напор находили по среднерасходной скорости $V_B = 4Q/\pi D_B^2$ и рассчитывали кавитационный запас $\Delta h = p_B/\rho g + V_B^2/2g - p_{нп}/\rho g$. Объемная подача Q определялась дроссельным расходомером. Напор определялся

как разница полных энергий в выходном $p_2^* = p_2 + \rho V_2^2 / 2$ и входном $p_B^* = p_B + \rho V_B^2 / 2$ сечениях: $H = (p_2^* - p_B^*) / \rho g$. Подводимая к насосу мощность N измерялась балансирующим электродвигателем. Частота вращения n вала насоса определялась по показаниям частотомера. Коэффициент полезного действия насоса подсчитывался как отношение полезной мощности к подведенной: $\eta = \rho g Q H / N$. Энергетические характеристики $H = f_1 Q$, $N = f_2 Q$, $\eta = f_3 Q$ получали при постоянной частоте вращения и большом кавитационном запасе на входе в насос, при котором он работал без кавитации. При кавитационных испытаниях находили зависимости $H = F_1 \Delta h$, $N = F_2 \Delta h$ при постоянной подаче Q и частоте вращения n . Кавитационный коэффициент быстроходности $C = n \sqrt{Q} / (\Delta h / 10)^{3/4}$.

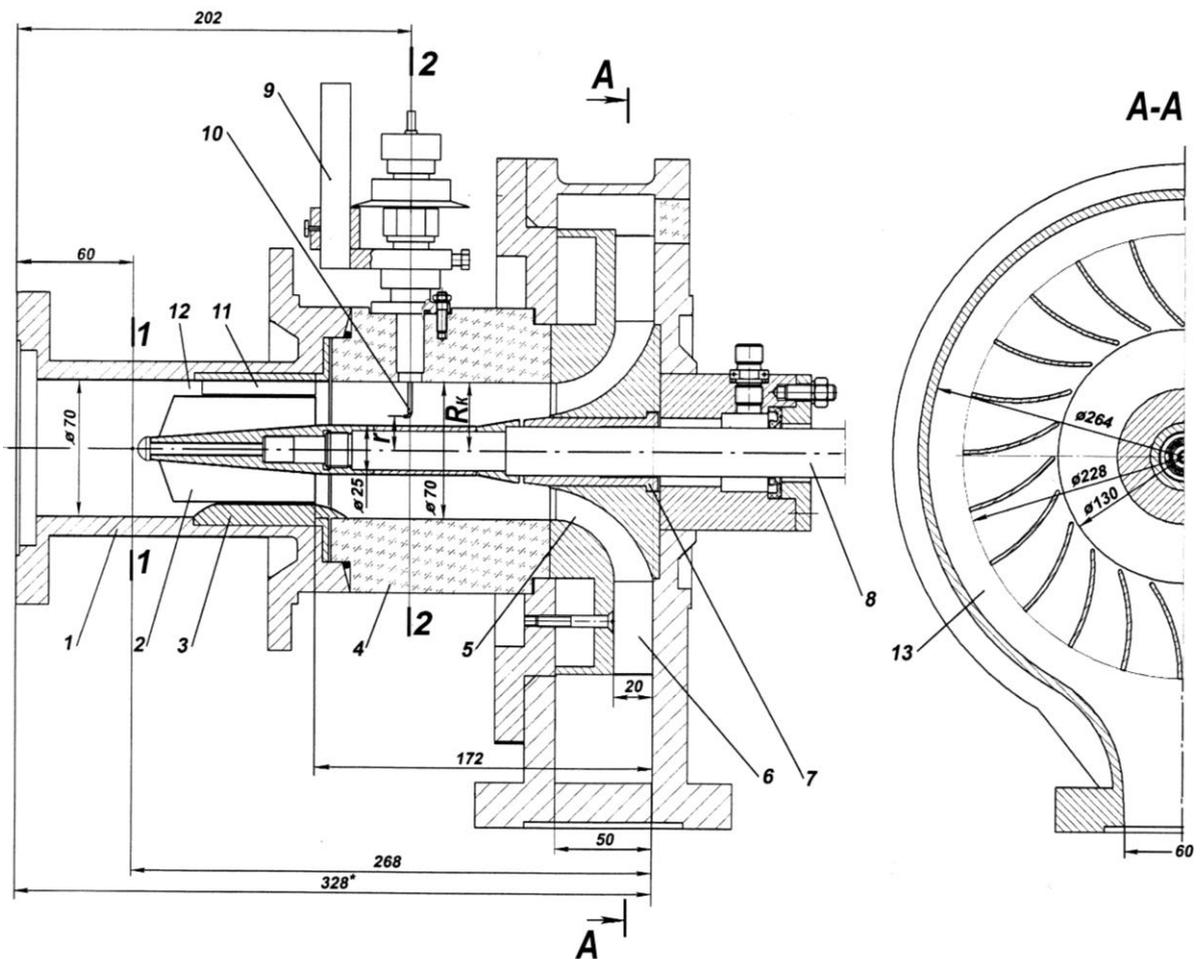


Рис. 3. Устройство для испытаний одиночных ОВС и шнека:

1 — всасывающий патрубок; 2 — шнек; 3 — втулка; 4 — патрубок; 5 — безлопачный кольцевой диффузор; 6 — решетка лопастей; 7 — гидродинамический подшипник; 8 — вал; 9 — координатник; 10 — трубка полного давления диаметром 1,2x0,7 мм; 11 — неподвижная решетка; 12 — радиальный зазор; 13 — кольцевой отвод

Одиночная ОВС и шнеки испытывались на том же стенде и по той же методике. На рис. 3 показано устройство для испытаний одиночных ОВС (верхняя часть) и шнеков (нижняя часть). Полное давление за осевихревой ступенью p_2^* определяли трубкой полного давления с фаской. Последняя обеспечивала нечувствительность к скосу потока в пределах $\pm 20^\circ$. Трубку поворачивали вокруг оси, пока полное давление не достигало максимума. Полное давление, скорость и другие величины в измерительном сечении 2 – 2 переменные по радиусу. На рис. 4 представлено изменение напора H по приведенному выше уравнению вдоль радиуса. При осреднении потока в этом сечении использовали следующие соображения. Неравномерный поток в измерительном сечении имеет объёмный расход $Q = 2\pi \int_{r_{вт}}^{R_k} V_{2z} r dr$ и мощность $N = 2\pi \rho g \int_{r_{вт}}^{R_k} H V_{2z} r dr$. Неравномерный поток заменяется воображаемым осредненным потоком с равномерным распределением параметров по радиусу, который имеет объёмный расход $Q = \pi(R_k^2 - r_{вт}^2) \bar{V}_{2z}$ и мощность $N = \rho g Q \bar{H}$, равные соответствующим величинам для неравномерного потока. Поэтому осредненная осевая составляющая скорости $\bar{V}_{2z} = Q / \pi(R_k^2 - r_{вт}^2)$ и осредненный напор $\bar{H} = (2\pi \int_{r_{вт}}^R H V_{2z} r dr) / Q$, где напор ОВС на радиусе r определяется уравнением $H = (p_2^* - p_1^*) / \rho g$. В наших экспериментах H и V_{2z} не измеряются и принимаются равными таковым на среднем геометрическом радиусе $r_{сг} = \sqrt{(R_k^2 + r_{вт}^2)} / 2$. Эксперименты [6] со шнеками указывают на такую возможность. Поэтому принимаем $\bar{H} = H_{сг}$. Следует иметь ввиду, что найденные таким способом напор, а следовательно и КПД, приближенные.

Испытания на воде насоса для сжиженного природного газа (СПГ) показали, что он обладает сверхвысокой всасывающей способностью

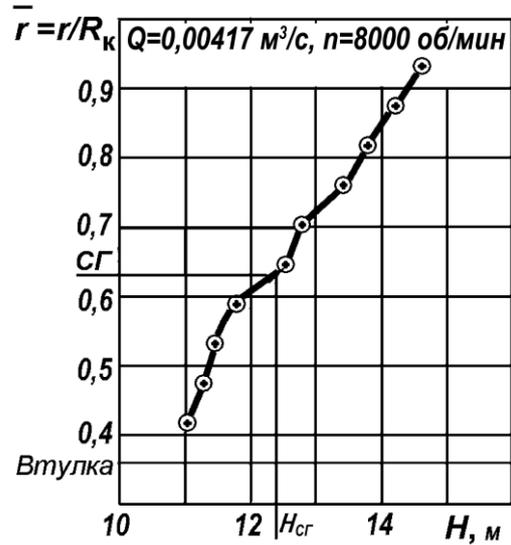


Рис. 4. Изменение напора ОВС вдоль радиуса

$C_{II} = 7000...6500$. Частные кавитационные характеристики этого насоса

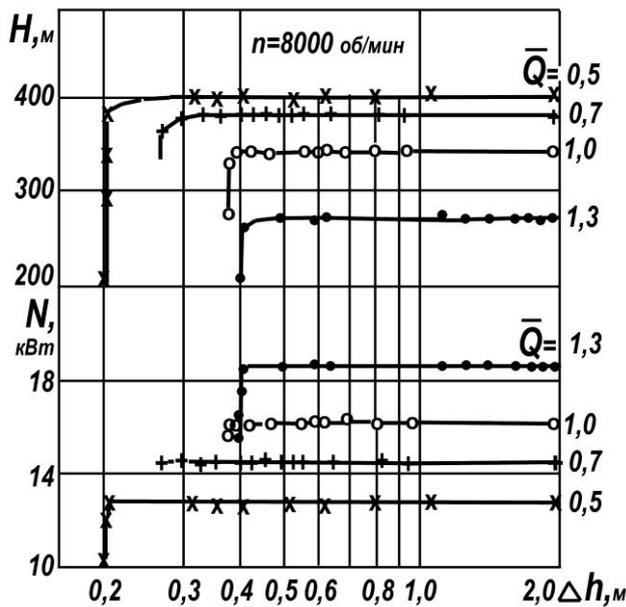


Рис. 5. Кавитационные характеристики насоса с ОВС для СПГ

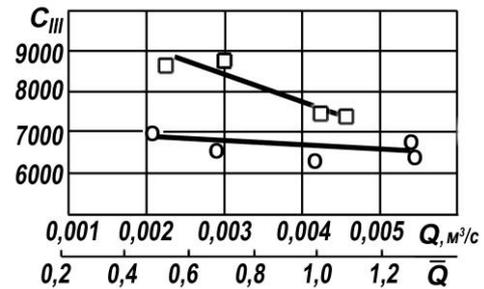


Рис. 6. Кавитационные коэффициенты быстроходности для срывного режима:
 ○ — ОВС в насосе для СПГ;
 □ — одиночная ОВС

представлены на рис. 5, а зависимость $C_{III} = f Q$ — на рис. 6. Хотя виброкавитационные характеристики испытанного насоса не снимались, в ходе проведения кавитационных испытаний отмечено, что в диапазоне подач $\bar{Q} = 0,5...1,3$ последний работал без низкочастотных пульсаций давления и расхода.

Энергетические и кавитационные характеристики одиночной ОВС, полученные в устройстве по рис. 3, представлены на рис. 6, 7 и 8. В отличие от ОВС в насосе на рис. 1б одиночная ОВС устанавливалась так, что входной участок шнека был открыт и между корпусом и наружным диаметром шнека образовывался большой радиальный зазор 12, как показано на рис. 3. Чтобы удостовериться в корректности полученных энергетических характеристик они снимались при уменьшенной частоте вращения 6000 об/мин, а затем пересчитывались по закону подобия на 8000 об/мин. Наблюдается почти полное совпадение всех характеристик.

Для проверки достоверности методов расчета энергетических характеристик представлены расчеты согласно [1]. Видно, что при подачах больше расчетной Q_p эмпирические формулы [1] дают удовлетворительные результаты. Хорошие результаты получаются и по формулам [4]. Численное моделирование позволяет не только рассчитать энергетические характеристики ОВС, но и выяснить картину течения.

По-видимому, благодаря увеличению площади входа на лопасти шнека ОВС из-за зазора ее срывные кавитационные запасы меньше, а кави-

тационные коэффициенты быстроходности больше, чем в насосе для СПГ.

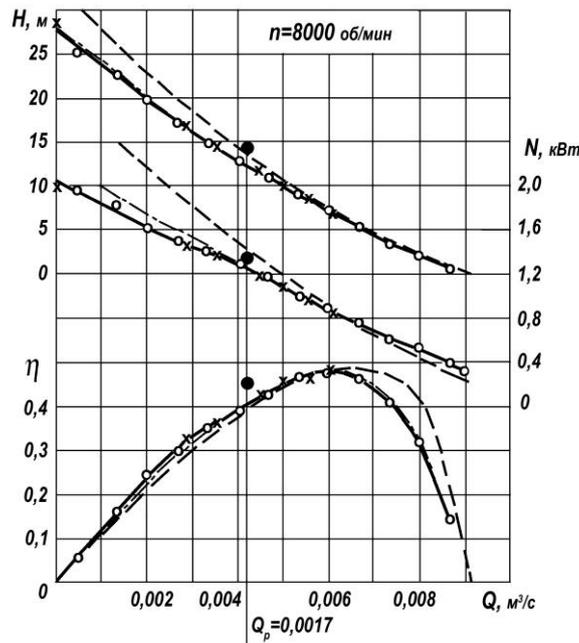


Рис. 7. Энергетические характеристики ОВС:
 ○ — пересчет с 6000 об/мин на 8000 об/мин; x — 8000 об/мин;
 — — — — расчет [1]; расчет [4]; ● — расчет по Flow Vision

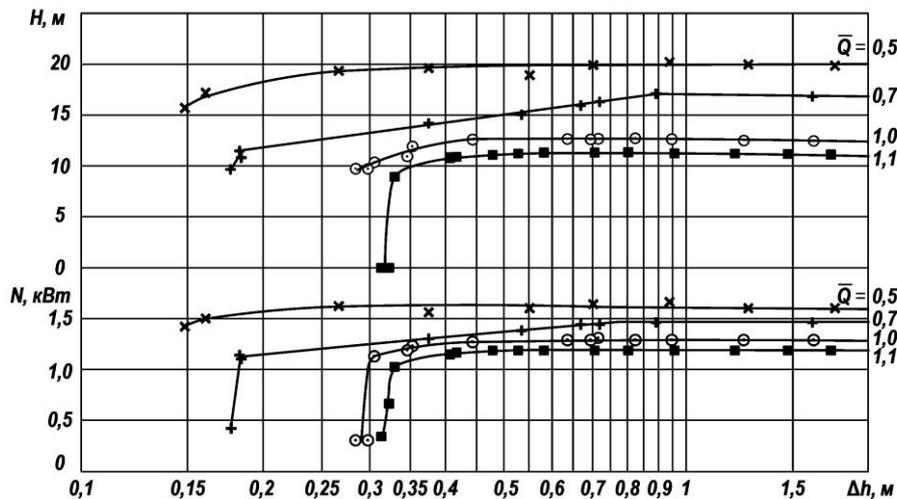


Рис. 8. Кавитационные характеристики одиночной ОВС

Численное моделирование течения в ОВС. В настоящее время методы вычислительной гидродинамики широко используются в насосостроении при разработке и усовершенствовании насосных агрегатов. Можно констатировать, что эти методы, в том числе расчет трехмерного турбулентного течения в проточной полости насосов, стали стандартным инструментом инженерного анализа и конструирования новых лопаточных машин. Для этих расчетов успешно используется программный комплекс FlowVision 2.5. Данное программное обеспечение в приложе-

нии к лопаточным машинам разрабатывается уже более десяти лет и получило признание инженерного и университетского сообщества, как достаточно надежный инструмент численного моделирования потока в насосах. ПО FlowVision (www.flowvision.ru) успешно прошло сертификационные испытания, которые проводились в ОАО «ОКБМ Африкантов» (Нижний Новгород).

Численная модель использует уравнения движения в форме Навье-Стокса и уравнение неразрывности. Модель описывает однофазную среду.

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla((\mu + \mu_t)(\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T))$$

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0.$$

Расчеты проведены с помощью стандартной $k-\varepsilon$ (турбулентная энергия — скорость диссипации) модели турбулентности, в которой турбулентная вязкость

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Численное исследование выполнено нестационарным методом с применением технологии «скользящих поверхностей» и сеточной адаптации. По известным геометрическим размерам созданы твердотельные модели шнека переменного хода и неподвижной решетки ОВС. Полная расчетная область состоит из двух подобластей — шнека и неподвижной решетки (рис. 9). Скользящие поверхности на рисунке расчетной области не показаны. Расчеты выполнялись на сетке третьего уровня адаптации на поверхностях лопастей и четвертого уровня адаптации в радиальном зазоре между лопастями шнека и неподвижной решетки (рис. 9). Во входном сечении задана постоянная нормальная скорость, соответствующая расчетному расходу. В выходном сечении граничное условие задано в форме «свободного выхода», то есть нулевого градиента скорости по нормали к выходной границе. Для удобства анализа полей давлений, статическое давление на входе расчетной области принято равным 151000 Па. Расчеты выполнены для расчетного режима работы ОВС: $Q_p = 0,00417 \text{ м}^3/\text{с}$, $n_p = 8000 \text{ об/мин}$.

На рис. 10 приведены полученные мгновенные векторы абсолютной скорости в меридиональной плоскости. Подобласти ротора и статора виртуально совмещены. Векторное поле скорости показывает, что обтекание шнека сопровождается нестационарным процессом образования и развития вторичных течений перед шнеком по типу обратных токов. На выходном участке за шнеком также наблюдаются обратные токи. На выходе обратный ток движется вдоль втулки. Затем он достигает выходных кромок лопастей

шнека, поворачивает на 90° и уходит на периферию. Область обратных то-

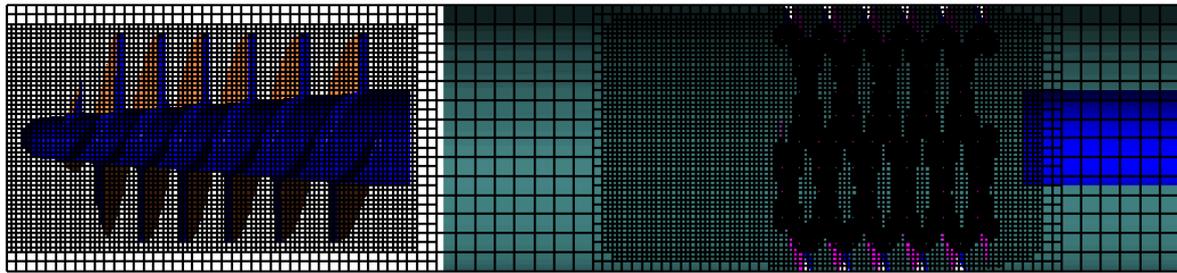


Рис. 9. Расчетная область (скользящие поверхности не показаны)

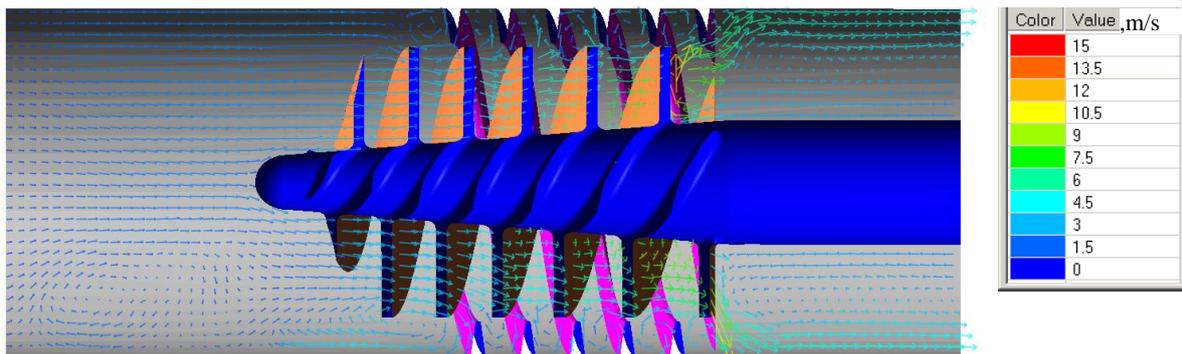


Рис. 10. Векторы абсолютной скорости на расчетном режиме ков достаточно большая и занимает примерно половину расстояния от втулки до внутренней цилиндрической поверхности корпуса. Наблюдения за положением нити, помещенной в поток в измерительном сечении 2–2, подтвердили расчеты. Вблизи втулки действительно имеется обратный ток жидкости. Такое неожиданное поведение потока за шнеком ОВС требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований.

На рис.11 представлено распределение статического давления на поверхности лопастей шнека. Видно, что на входных кромках лопастей шнека со стороны всасывания и на периферии давление может понизиться до давления насыщенного пара холодной воды и шнек будет работать в режиме скрытой кавитации.

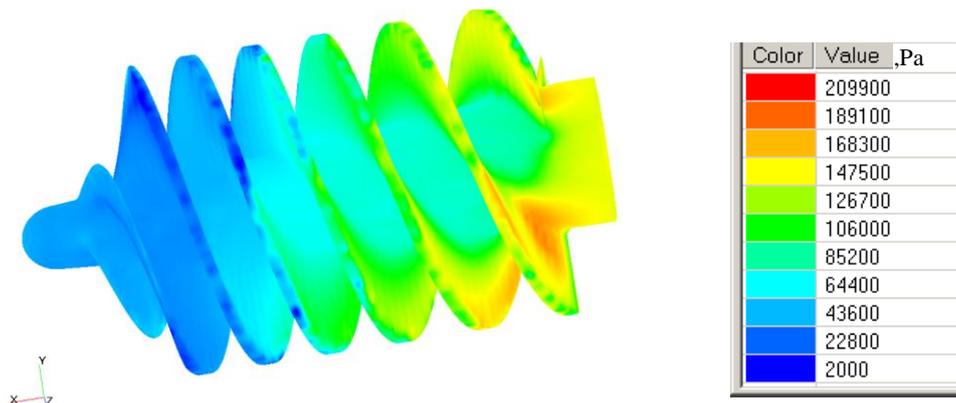


Рис. 11. Распределение статического давления на поверхности лопастей шнека, на расчетном режиме при давлении на входе 151000 Па

Расчет срывного режима кавитации для насоса с ОВС. Для расчета срывного кавитационного запаса ОВС пользовались следующим приемом. Считали, что неподвижная решетка отсутствует и весь расход проходит через шнек, причем радиальный зазор между концами лопастей и камерой равен нулю. Коэффициент кавитации λ_{III} для срывного режима рассчитывали по формуле Руднева С.С. [9]. Далее задавались геометрическими размерами шнека и находили критический кавитационный запас, соответствующий заданию на проектирование насоса $\Delta h_{III} = (V_1^2 + \lambda_{III} W_1^2) / 2g$. Шнек согласовывался с центробежным колесом по осредненным параметрам потока, как описано в [7]. Испытания показали, что срывной кавитационный запас рассчитанных таким образом насосов с ОВС равен или больше, чем для насосов со шнеками.

Литература

1. Анкудинов А.А., Кириллов А.А. Автоматизированное проектирование осевихревой ступени насоса: Учебное пособие. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. — 44 с.
2. Зотов Б.Н. Методика расчета характеристик осевихревого насоса // Тяжелое машиностроение. 2007. №3. — С. 5–6.
3. Зотов Б.Н. Новый подход к методике расчета напорных характеристик шнеков и осевихревой ступени насоса. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2009. №8. — С. 22–25.
4. Зотов Б.Н. Обратные токи в шнеках и их влияние на характеристики. // Всерос. научно-техн. конф. с международным участием «Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития» (10–11 июня 2014 г.): труды. С.-Петербург, 2014.
5. Зотов Б.Н., Анкудинов А.А. Осевихревой насос: пат. 2014509 Российская Федерация. 1991. Бюл. №11 от 15.06.1994.
6. Панаиотти С.С. Разработка методов расчета и проектирования

лопастных насосов с высокой всасывающей способностью: автореф. дис. ... докт. техн. наук. М., 1997. — 32 с.

7. Панайотти С.С., Савельев А.И., Кузнецов А.В. Автоматизированное проектирование высокооборотного центробежного насоса: Учебное пособие. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. — 48 с.

8. Руднев С.С. Основы рабочего процесса вихревых насосов. // Труды ВНИИГидромаша. Гидромашиностроение. М.: Энергия, 1972. Вып. 43. — С. 3–9.

9. Руднев С.С., Панайотти С.С., Наймушин А.Л. Расчет всасывающей способности осевого колеса лопастного насоса // Исследование и конструирование гидромашин. М.: Энергия, 1980. — С. 3–20.

Ащеулов А.В.

ЭКСПАНСИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДА НА ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

Санкт-Петербург, СПбГПУ, ООО «НТП Гидропривод»

25 лет назад на научно-технической конференции специалистов по промышленной гидравлике был интереснейший доклад профессора Ермакова С.А. [1], который на примере авиационных механизмов показал в исторической последовательности «единство и борьбу» механического привода, электропривода и объемного гидропривода. Выполняя одну функцию (передачу энергии), приводы конкурируют между собой, сменяют друг друга, занимая лидирующие позиции в конструкциях механизмов. Это объективная реальность, благодаря появлению в приводах новых конструкций оборудования, новых свойств и функций. С философской точки зрения эта борьба является благом, потому что она приводит к развитию механизмов машин.

Техническая конкуренция в последние годы обострилась именно между силовым гидроприводом и силовым электроприводом. Оба привода далеко «ушли» вперед от чисто механических передач и занимают лидирующие позиции в механизмах машин, хотя часто механические передачи используются в комбинации с гидравлическими и электрическими передачами. Надо также отметить, что в области систем управления передачами (так называемый, первичный каскад управления) электропривод уже давно опережает и, похоже, сегодня его первенство здесь является неоспоримым.

Занимаясь практической деятельностью по созданию полнопоточных силовых систем объемного гидропривода различных машин с мощ-

ностью потоков энергии от 5 до 250 кВт, следует отметить, что в последние годы произошло снижение рынка продаж гидрооборудования и сокращение проектных работ в данном направлении. В конструкциях технологических машин, в которых многие годы использовался объемный гидропривод, конструкторы, имеющие большой опыт, рассматривают сегодня возможность замены гидропривода на электропривод. Такая ситуация не может не беспокоить. Ученым, занимающимся профессионально объемным гидроприводом необходимо выявить причины происходящего и сделать соответствующие выводы.

При проектировании механизмов машин, конструктор принимает решение об использовании той или иной передачи на основе анализа их преимуществ и недостатков. Так применительно к объемным гидравлическим передачам в технической литературе можно встретить следующие основные положительные аргументы:

1. Возможность бесступенчатого управления скоростью выходного звена.
2. Возможность перемещать (поднимать) полный груз с максимальной скоростью из начального положения.
3. Возможность выполнять очень быстрые и очень медленные операции.
4. Возможность выполнять точное позиционирование рабочего органа.
5. Возможность построения разветвленных и протяженных магистралей передачи энергии.
6. Эффективные массогабаритные параметры.
7. Высокая унификация элементов.
8. Удобство конструктивного резервирования и, тем самым, обеспечение надежности.

Если говорить о недостатках, то по гидравлическим передачам отмечаются, как правило, следующие недостатки:

- не высокий к.п.д.;
- необходимость использования специальных жидкостей и, как следствие, необходимость контролировать их состояние во время эксплуатации и производить их замену;
- проблемы с негерметичностью и, как следствие, вероятность загрязнения окружающей среды ;
- требования к специальной квалификации механиков и операторов.

Первое, казалось бы, незыблемое преимущество гидравлической передачи, связанное с бесступенчатостью управления постепенно стало «растворяться» в связи с широкомасштабным внедрением в промышленности электроприводов переменного тока с частотным управлением. Когда-то, электрики решали задачи бесступенчатого управления частотой вращения двигателей через переход от переменного тока в постоянный, в

котором и строилась система управления. При этом электропривод получался сложный и имел большие массогабаритные характеристики. Поэтому в тех технических системах, где стояли преобразователи тока – агрегаты Леонардо (двигатель переменного тока – генератор постоянного тока) гидропривод легко внедрялся, заменяя силовую электрическую передачу. Даже тогда, когда у электриков появилось тиристорное управление, инженеры-конструкторы технологических машин с большим удовольствием использовали гидроприводы с объемным регулированием. И на это у них были основания, потому что многие годы, объемное гидромашиностроение активно развивалось в направлении создания разнообразных регуляторов насосов и гидромоторов, которые позволяли реализовать самые сложные законы управления параметрами привода. Но, похоже, это не помогло. Электрики внедрили в промышленное производство частотные преобразователи на всей линейке асинхронных электродвигателей до 300 кВт и многие механизмы технологических машин строятся теперь на их основе.

В первую очередь, экспансии подверглись приводы вращательного движения. И это понятно, установка электродвигателя с блоком частотного управления значительно экономичней и компактней, чем гидропривод с электронасосным агрегатом и гидромотором. Современное технологическое оборудование, эксплуатирующееся рядом с электрическими сетями, имеет в основном электропривод механизмов. Так, например, театральные сцены, имевшие еще пятнадцать лет назад механические приводы, были переведены с участием автора на гидропривод, сегодня изготавливаются с частотным электроприводом. То же самое, происходит с приводами конвейеров, приводами передвижения разных машин, с приводами лебедок и т.п. Даже в мобильных машинах (буровые машины с верхними системами приводов [2]), которые, казалось бы, работают вдали от электросетей, стали применять частотный электропривод во вращательных механизмах. Удаленность некоторых машин от электросетей эксплуатацию не смущает, потому что есть дизель-генераторы любой мощности. Люди настолько привыкли к электрической энергии, что, похоже, им другие виды энергии в машинах кажутся проблемными.

В высокомоментных приводах, где у гидропривода всегда традиционно были сильные позиции потому, что имеется целый класс высокомоментных гидромоторов, частотный электропривод применяют вместе с механическим редуктором. И эта конструкция, в большинстве случаев, тоже получается более эффективной, чем объемный гидропривод с высокомоментным гидромотором.

Не стоит удивляться тому факту, что насосный агрегат, в виде асинхронного электродвигателя с частотным управлением и нерегулируемым насосом постоянного рабочего объема, может иметь свойства пе-

ременного расхода такие же, как традиционный насосный агрегат с обычным асинхронным электродвигателем (без частотного блока управления) и регулируемым насосом, а его цена будет меньше. Сравнительных исследовательских работ в этом направлении пока еще не встречалось, но уже есть попытки внедрения таких конструкций в серьезных механизмах, в частности в гидроприводах механического оборудования шлюзов [3].

Если кто-то из специалистов по объемному гидроприводу засомневается и скажет, что при одной мощности гидромотор будет компактней и меньше электродвигателя (см. 6 преимущество) и в связи с этим качеством гидропривод будет активно использоваться в механизмах машин, то он будет прав. Но до тех пор, пока не познакомится с конструкциями вентильных электродвигателей. У электриков появились принципиально новые электродвигатели, которые имеют существенно меньшие размеры и массу, чем их предшественники. По своим размерам они уже вплотную приблизились к объемным гидромашинам. Да, вентильные двигатели в России пока не производятся (только за границей) и нет вентильных двигателей большой мощности, но это пока. В наш век современных технологий не успеешь оглянуться, как рынок наполнится требуемыми товарами. По крайней мере, российские специалисты по электрическим машинам уже активно работают в этом направлении, в т.ч. и в нашем СПбГПУ.

Можно было бы предположить, что экспансия электропривода ограничится только на вращательном движении. Нет. На международном конгрессе фирмы Bosch Rexroth в 2011 году были представлены электроцилиндры! Утешало одно: усилие на штоке было не более 25 тонн, ход 2,5 метра. Но в начале 2013 года на уже российской научно-технической конференции другая западная фирма рекламировала электроцилиндры с усилием 40 тонн и ходом 4 метра. А уже в конце 2013 года в одном авторитетном журнале [4] опубликована реклама электроцилиндров усилием 160 тонн и ходом 7 метров. Рекламодатели электроцилиндров гарантируют 30 лет срок службы! В такой ситуации быстро нашелся покупатель. Агенство речного транспорта приняло решение провести экспериментальную проверку этих гидроцилиндров на одном из волжских шлюзов. Также известно, что электроцилиндры уже устанавливаются в приводы управления гидротурбин. И это уже серьезно.

Гидромашиностроители где-то потеряли бдительность. Когда-то фирмы Siemens и Bosch (это электротехнические компании) на паях купили крупнейший концерн Mannesmann Rexroth (производитель гидромеханического оборудования) и многие думали, что это просто бизнес. На самом деле, как видно сейчас, это было началом «поглощения» электриками гидравликов и механиков. Анализ номенклатуры продукции

старой фирмы Rexroth и сегодняшней фирмы Bosch Rexroth тому подтверждение – очень много появилось электротехнических решений. Сегодняшний девиз компании Bosch Rexroth – «Движение и контроль» и не важно, с помощью какой энергии двигаться.

Выводы. Было бы хорошо, на научно-технической конференции по гидравлическим машинам и гидропневмоприводам обсудить поднятую проблему. Найти силы и возможности по проведению определенных НИР в этих направлениях, т.е. не только по гидроприводам, а на стыке и в сравнении с электроприводом. Может быть, все же найдутся недостатки у современных электроприводов, например, в области динамики (см. преимущества 2-4) или в чем-то еще. Нужно более детально изучить ситуацию, привлечь на свою сторону специалистов по электроприводу и узнать их секреты. Нужно искать варианты ответных шагов и принимать меры, иначе со временем можно остаться без работы.

Литература

1. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др. / Под общ. ред. С.А. Ермакова.– М.: Машиностроение, 1988.– 312 с.
2. Продукции компании ЗАО «ПРОМТЕХИНВЕСТ» [Электронный ресурс]. – СПб., 2014 – Режим доступа: <http://http://www.promtehinvest.ru>, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. русский.
3. Об организации исследований в области создания перспективных электрогидравлических приводов механического оборудования СГТС / В.Н. Морозов [и др.] // Гидротехника XXI век. 2012. № 2 (9).
4. Электроцилиндры для ГЭС, ГТС, СГТС // Гидротехника. XXI ВЕК. 2014г. № 3 (15), С.41.

ВЛИЯНИЕ РАССОГЛАСОВАНИЯ ЧАСТИ ЛОПАТОК НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА НА РАДИАЛЬНУЮ СИЛУ НА РОТОРЕ МОЩНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ НАСОС-ТУРБИН

Санкт-Петербург, ОАО “Силовые машины-ЛМЗ”,
Кишинёв, Кишинёвский политехнический институт,
Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет

Гидроаккумулирующие электростанции, оборудованные насос-турбинами (обратимыми гидромашинами) нашли широкое применение в мировой энергетике. К 60-м годам прошлого столетия в мире работали около 70 ГАЭС [4]. Затем темпы их строительства резко возросли и к 2005 году эксплуатировались 460 ГАЭС. В настоящее время зарубежный опыт создания и эксплуатации ГАЭС значительно превосходит отечественный: по числу станций, единичным и суммарным мощностям, используемым напорам и др. Общая мощность ГАЭС в мире - около 300 млн. кВт. Длительность хранения электрической энергии варьируется от 5 до 20 часов. По прогнозу фирмы HydroCoop (Франция) [6] к середине текущего века потребности по суммарной установленной мощности ГАЭС в мире могут составить 3 500 гигаواتт, запаасаемых на срок от 10 до 20 часов. Средняя мощность, вероятно, будет выше по сравнению с существующей сейчас и обычная ГАЭС, возможно, будет иметь мощность от 500 мегаватт до 5 гигаواتт.

В нашей стране современной ГАЭС является Загорская. На ней установлены шесть обратимых гидроагрегатов радиально-осевого типа единичной мощностью в турбинном режиме $N_T = 205$ МВт, в насосном $N_H = 217$ МВт. Начато сооружение второй очереди: Загорской ГАЭС-2 с обратимыми агрегатами увеличенной мощности: в турбинном режиме $N_T = 235$ МВт, в насосном - не более 250 МВт. Программой развития гидроэнергетики в европейской части России до 2020 года намечено построить не менее 8 ГАЭС общей установленной мощностью около 6,5 млн. кВт.

Опыт эксплуатации ГАЭС показал, что наименее надёжным элементом конструкции насос-турбин являются лопатки направляющего аппарата, а самые длительные потери времени на простой возникают при неисправностях рабочего колеса, направляющего и упорного подшипников. Эти неисправности появляются из-за действия гидродинамических радиальных и осевых сил, вызванных потоком протекающей жидкости.

Для расчёта направляющего подшипника необходимо знать величину радиальной силы, действующей на ротор насос-турбины. Исследова-

ние гидродинамических радиальных сил во всех квадрантах полной статической характеристики выполнено в работе [2].

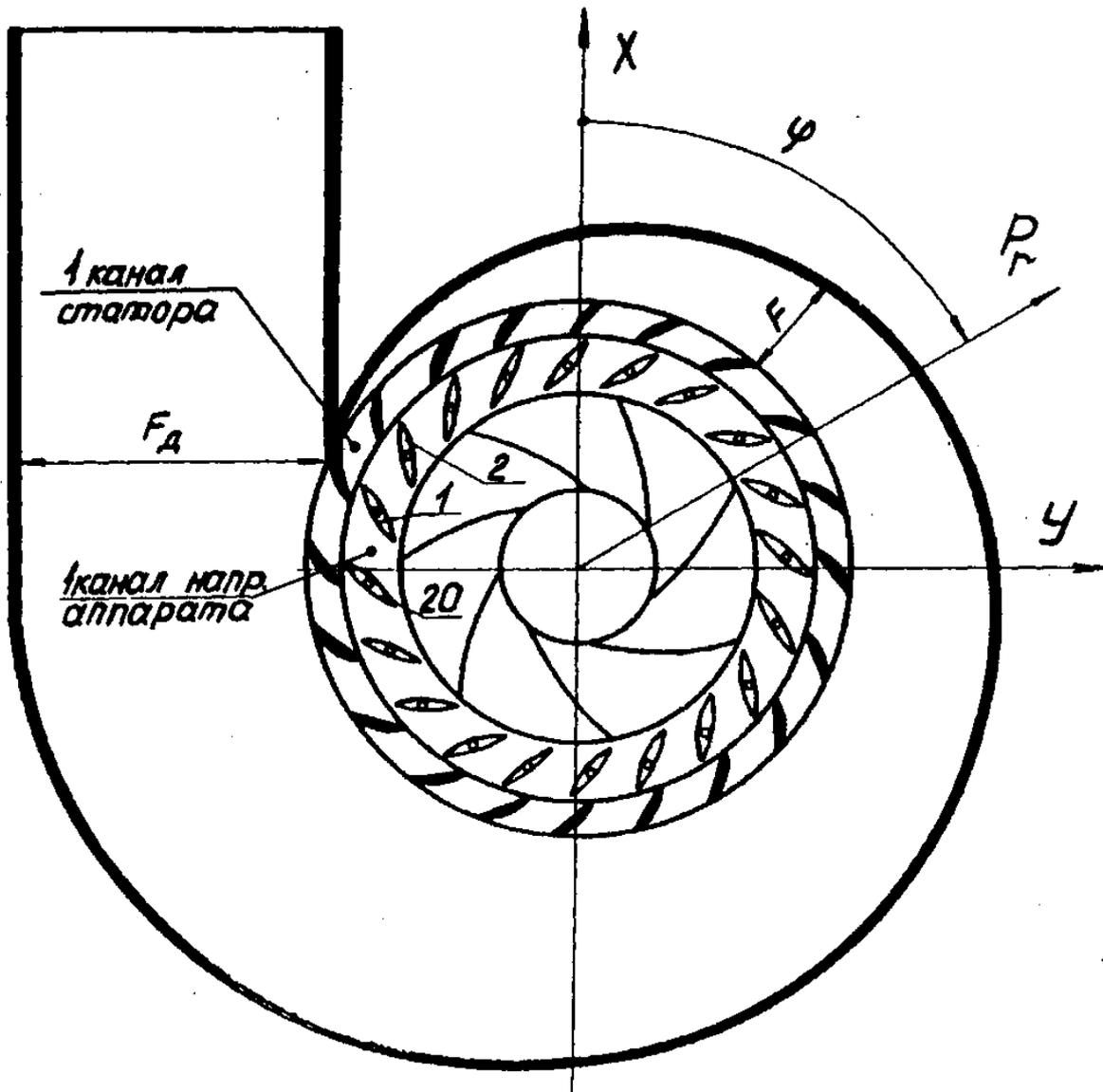


Рис. 1. Схема напорного участка проточной части насос-турбины

Объектом исследования была проточная часть с рабочим колесом ОРО-25, разработанная на кафедре гидромашиностроения ЛПИ на условия Загорской ГАЭС-1. Она имела хорошие энерго-кавитационные качества, в монографии [3] приведены её универсальная и рабочая характеристики. Экспериментальные исследования выполнены на открытом энергетическом стенде НТЭ-460 лаборатории гидромашиностроения. Замер радиального усилия производился с помощью тензометрического устройства. Среднеквадратичное отклонение значений радиальной силы составляло $\pm 12\%$, направления её действия $\pm 8^\circ$. Принятое правило отсчёта углов φ – направления действия радиальной силы показано на рис. 1.

В настоящей работе выполнен анализ экспериментальных исследований радиальных сил при рассогласованном положении части лопаток направляющего аппарата для модельной радиально-осевой насос-турбины с рабочим колесом ОРО-25. Рассогласовывалось положение лопаток аппарата № 1, 2 и 20 (рис. 1). Такой выбор определялся тем, что зона вблизи зуба спиральной камеры сильно влияет на радиальную силу. Это подтверждено расчётными и экспериментальными исследованиями.

Испытания проведены в насосном, турбинном и разгонном режимах работы насос-турбины. Их результаты представлены на рис. 2...4. Введенные на рисунках обозначения соответствуют:

- исходному положению, при котором все лопатки направляющего аппарата установлены на открытие $a_0 = 6$ мм, близкое к открытию холостого хода;
- 1, 2 и 3 - соответственно указывают, что в рассогласованном положении находятся одна, две и три лопатки аппарата.

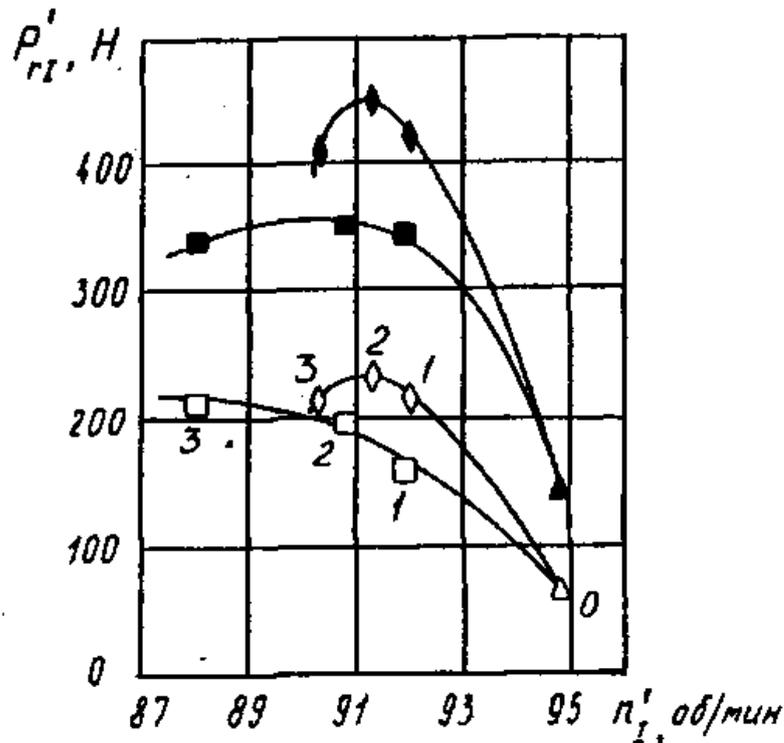


Рис. 2. Радиальные силы при рассогласованном положении части лопаток направляющего аппарата в насосном режиме насос-турбины:
 \triangle и \blacktriangle - статическая и максимальная силы в исходном положении;
 \square и \blacksquare - статическая и максимальная силы при рассогласованном положении части лопаток, соответствующем $a_0 = 20$ мм;
 \diamond и \blacklozenge - статическая и максимальная силы при рассогласованном положении части лопаток, соответствующем $a_0 = 40$ мм

Как при исходном, так и при рассогласованных положениях части лопаток направляющего аппарата замеры радиальных сил на всех исследованных режимах выполнены при постоянных значениях следующих параметров: в насосном – при $Q'_i = 0,202 \text{ м}^3/\text{с}$, в турбинном – при $n'_i = 45$ об/мин, в разгонном - при $H = 3,24 \text{ м}$.

Проанализируем результаты экспериментальных исследований радиальных сил по отдельным режимам работы насос-турбины.

НАСОСНЫЙ РЕЖИМ. На рис. 2 показаны приведенные статические и максимальные радиальные силы в исходном и при рассогласованном положениях одной, двух и трех лопаток направляющего аппарата. Максимальные значения приведенных статических радиальных сил при рассогласованных положениях лопаток, соответствующих открытиям $a_0=20 \text{ мм}$ и $a_0=40 \text{ мм}$ практически одинаковы и лежат в пределах от 200 до 230 Н. Причем, если увеличение числа рассогласованных лопаток (от одной до трех) до положения, соответствующего открытию аппарата $a_0=20 \text{ мм}$ ведет к непрерывному росту статической радиальной силы до 207 Н, то на максимальную силу это не оказывает влияния. Ее приведенные значения при одной и двух рассогласованных лопатках равны соответственно 340 и 350 Н, а рассогласование следующей - третьей даже несколько уменьшает силу до 335 Н. Аналогичные явления наблюдаются в изменении статической и максимальной радиальных сил с увеличением числа рассогласованных лопаток в положении, соответствующем $a_0=40 \text{ мм}$. При этом наибольшее значение приведенной максимальной силы равно 448 Н. Рассогласование положения лопаток направляющего аппарата вызывает увеличение в 3,5 и 3 раза соответственно наибольших значений статических и максимальных радиальных сил по сравнению с аналогичными в исходном положении лопаток аппарата.

Относительно направления действия радиальных сил можно сказать следующее. В исходном положении и при рассогласованной лопатке аппарата в положении $a_0 = 20 \text{ мм}$ наблюдаются случайные повороты вектора силы в сторону, соответствующую насосному направлению вращения ротора.

В остальных случаях вектор силы не вращается и среднее направление его действия равно углу $\varphi = 235^\circ$ (рис. 1). При этом двойная амплитуда пульсаций угла уменьшается с увеличением числа рассогласованных лопаток и величины их открытия.

ТУРБИННЫЙ РЕЖИМ. Анализ приведенных на рис. 3 графиков показал, что радиальные силы растут с увеличением числа рассогласованных лопаток и величины их открытия a_0 . Наибольшие значения приведенной статической и максимальной радиальных сил при положении рассогласованных лопаток $a_0 = 20 \text{ мм}$ и $a_0 = 40 \text{ мм}$ соответственно равны: 181 Н, 236 Н, 547 Н и 738 Н. Рассогласование положения лопаток аппа-

рата вызывает увеличение в 15 и 11 раз соответственно наибольших значений статических и максимальных радиальных сил по сравнению с аналогичными силами в исходном положении.

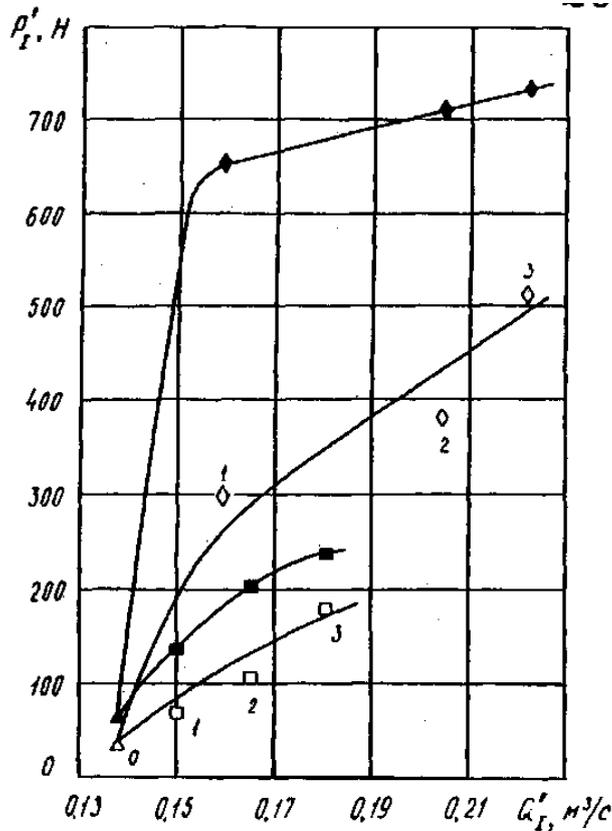


Рис. 3. Радиальные силы при рассогласованном положении части лопаток направляющего аппарата в турбинном режиме насос-турбины (обозначения те же, что на рис. 2)

В исходном положении лопаток направляющего аппарата среднее направление вектора силы соответствует углу $\varphi = 331^\circ$. Рассогласование лопаток приводит к повороту вектора силы по часовой стрелке в сторону малых сечений спиральной камеры. При этом, если рассогласована одна лопатка угол $\varphi \approx 60^\circ$, а в остальных случаях - $\varphi \approx 110^\circ$. Величина пульсаций угла действия силы меняется аналогично описанной для насосного режима.

РАЗГОННЫЙ РЕЖИМ. На рис. 4 приведены радиальные силы при рассогласованном положении части лопаток направляющего аппарата в разгонном режиме. Тенденции изменения сил здесь аналогичны их изменениям в турбинном режиме. Наибольшие значения приведенной статической и максимальной радиальных сил при положении рассогласованных лопаток $a_0 = 20$ мм больше, а при $a_0 = 40$ мм меньше, чем в турбинном режиме и соответственно равны: 202 Н, 367 Н, 460 Н и 666 Н.

Рассогласование положения лопаток аппарата вызывает увеличение в 6 и 4 раза соответственно значений статических и максимальных радиальных сил по сравнению с аналогичными силами при исходном положении лопаток аппарата. Здесь, как и в насосном режиме в исходном положении и при рассогласованной лопатке аппарата в положении $a_0 = 20$ мм вектор силы вращается, только теперь в сторону, соответствующую турбинному направлению вращения ротора. В остальных случаях рассогласования лопаток аппарата вектор силы поворачивается по часовой стрелке (также, как и в турбинном режиме), при этом среднее направление его действия соответствует $\varphi \approx 120^\circ$. Размах пульсаций угла меняется также, как в насосном и турбинном режимах.

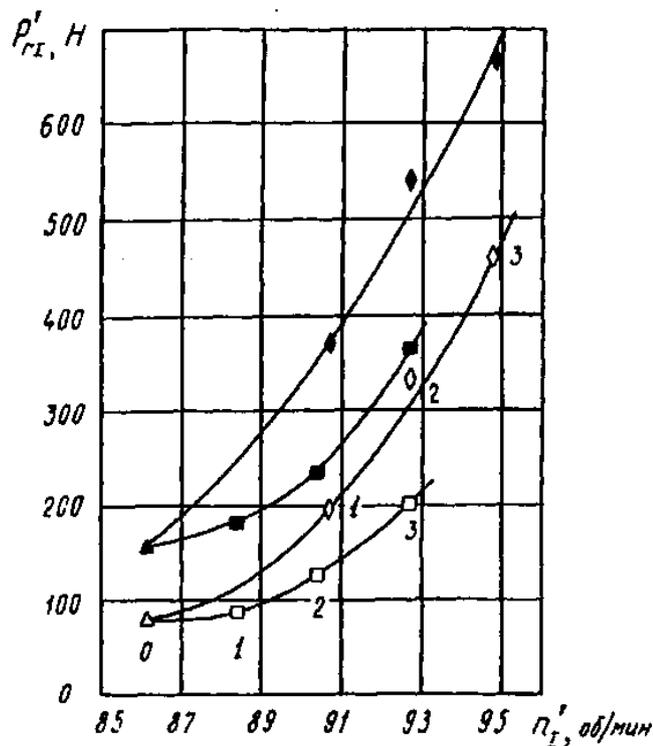


Рис. 4. Радиальные силы при рассогласованном положении части лопаток направляющего аппарата в разгонном режиме работы насос-турбины (обозначения те же, что на рис.2)

Сравнение изложенных выше результатов с полученными [5] для насосного и турбинного режимов радиально-осевой насос-турбины быстроходностью $n_{SH} = 130$ показало качественно близкие тенденции роста статической радиальной силы, несмотря на то, что рассогласованные лопатки аппарата находились с диаметрально противоположной стороны. Их количественное сопоставление выполнить невозможно из-за приведенных в работе графиков в относительных параметрах, а также разных относительных величин исходного положения открытий лопаток

аппарата: в нашем случае примерно $0,17a_{0\text{опт}}$, в работе [5] - $0,10 a_{0\text{опт}}$. Так, например, при одинаковой относительной величине рассогласования одной лопатки аппарата (от исходного положения), равной 6,6 статическая радиальная сила, по описанным выше результатам исследований насос-турбины с рабочим колесом ОРО-25, увеличивается в насосном и турбинном режимах соответственно в 3,2 и 8 раз, а по данным, приведенным в работе [5], - в 7,5 и 5 раз. Но вместе с тем, сопоставление относительных значений статических радиальных сил (по сравнению с аналогичными силами в исходном положении лопаток аппарата) показывает, что они растут с увеличением величины открытия рассогласованных лопаток, их числа и уменьшением величины открытия исходного положения лопаток направляющего аппарата.

Радиальные силы на роторах лопастных гидромашин (по значениям и направлениям действия) в первую очередь определяются условиями на напорной стороне рабочего колеса. Влияние направляющего аппарата по разному проявляется в турбинном и насосном режимах. В первом случае аппарат расположен перед рабочим колесом и поворот лопаток оказывает определяющее влияние на параметры потока. Во втором – аппарат за рабочим колесом, поэтому в оптимальной и близкой к ней зоне линии постоянных открытий на расходно-напорной характеристике идут узким пучком пересекающихся кривых. Лишь на малых открытиях проявляется эффект дросселирования.

С целью уменьшения радиальных сил на роторах гидромашин с индивидуальным приводом лопаток направляющего аппарата предложен способ управления ими, на который получено авторское свидетельство [1]. Согласно ему при заклинивании и рассинхронизации какой-то из лопаток, лопатку, расположенную диаметрально противоположно заклинившейся, устанавливают в положение, соответствующее положению последней, а после устранения причины заклинивания синхронизируют поворот всех лопаток направляющего аппарата.

Данное предложение основывалось на физической природе увеличения радиальных сил при возникновении рассогласования части лопаток аппарата: последнее обстоятельство вызывает качественно тот же эффект, что увеличение открытия путем синхронного поворота всех лопаток. Количественная же сторона зависит от места расположения (по окружности) рассогласованных лопаток.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. 1164455 (СССР). Способ управления лопатками направляющего аппарата гидромашин/ Ленингр. политехн. ин-т. Авт. изобретение. Гушан Е.Т., Зяблицев А.А., Попов С.А., Умов В.А., Череповицын Л.А. – Заявл. 22.12.1983, № 3677358/25-06. Оpubл. в Б.И., 1985, № 24.

2. Гушан Е.Т. Гидродинамические радиальные силы на установившихся режимах работы радиально-осевых насос-турбин и их прогнозирование. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. Л., ЛПИ, 1989. 16 с.

3. Обратимые гидромашины/Л.П. Грякко, Н.И. Зубарев, В.А. Умов, С.А. Шумилин. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. – 263 с.

4. Синюгин В.Ю., Магрук В.И., Родионов В.Г. Гидроаккумулирующие электростанции в современной электроэнергетике. - М.: ЭНАС, 2008. 352 с.

5. Bachmann P. Fortschritte im Erfassen und Auswerten von Kräfte und Moment Rotoren Hydraulischen Modellturbinmaschinen. – Escher Wyss Mitteilungen, 1980, vol. 53, nr. 1/2, s. 69-81.

6. Lemperiere F. Global overview of pumped storage potential and cost. Hydro 2011. International conference: Practical Solutions for Sustainable Future. Prague, Czech Republic, 17-19 Oct. 2011. Published by The International Journal on Hydropower & Dams, paper №18.01.

Бабаченко Ю.В.

ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА NUMESA FINE ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОТУРБИН

Санкт-Петербург, ОАО “Силовые машины”

Введение

При современном проектировании турбомашин и гидротурбин в частности условно принято разделять стадии проектирования на две фазы: концептуальную и финальную (оптимизационную). В иностранной литературе концептуальную фазу обычно называют термином Preliminary Design. На концептуальной стадии используются лучшие инженерные методики, отработанные предыдущими поколениями и отраслевой опыт. А возможность полноценной оптимизации перед изготовлением модели или прототипа появилась сравнительно недавно с развитием методов компьютерного инженерного анализа.

На сегодняшний день инженерам доступно множество различных программных пакетов для расчета и проектирования турбомашин. Эти программы различаются по своим возможностям и широте применения. Каждая из них имеет свои сильные и слабые стороны. Даже краткое их описание может быть темой отдельной статьи. Однако отметим что, в таких пакетах как ConceptsNREC, SoftInWayAxStream\Hydro, CFTurboи не-

которых других упор сделан на концептуальную стадию проектирования элементов проточной части (направляющих лопаток, лопастей, подводов и отводов). В других продуктах сильными сторонами являются продвинутый CFD-анализ и/или 3D-оптимизация. К таким относятся NumecaFineTurbo, PumpLin и программные продукты Ansys, относящиеся к турбиностроению (Vista, BladeModeler, TurboGrid и CFX). Некоторые проектировщики используют концептуальную часть одних программ, CFD-расчеты выполняют в других, а оптимизацию проводят в специализированных пакетах программ третьих фирм. А некоторые используют для концептуального проектирования собственные программы и наработки, получая при этом наилучшие результаты. CFD-анализ на сегодняшний день используют практически все известные фирмы, поставляющие гидротурбинное оборудование. Наиболее широко применяются универсальные коммерческие программы, среди которых доминируют три: AnsysFluent, AnsysCFX и AdapcoStar-CD. А в последние годы распространение получили и некоммерческие CFD-коды, разработанные на основе проекта OpenFOAM.

Существует ли на сегодняшний день некое оптимальное сочетание компьютерных программ, которое является наилучшим инструментом для решения большинства задач в области проектирования гидротурбин? Ответ на этот вопрос зависит от многих дополнительных факторов, которые следует учитывать при решении реальных задач. Зачастую эти факторы носят характер ограничений по ресурсам, которые можно привлечь для решения задачи. Это вычислительные (компьютерные), человеческие, временные, а также финансовые ресурсы на покупку лицензионных программ. Применение специализированных программ и CFD-кодов иногда позволяет существенно оптимизировать общие затраты на решение задачи. В этой связи следует упомянуть пакет CADRUN [1], разрабатываемый специалистами исследовательских институтов СОРАН в кооперации с СКБ "Гидротурбомаш", который многие годы успешно используется в компании ОАО "Силовые машины" для решения задач в области гидротурбиностроения. Из коммерческих программных продуктов особого интереса заслуживает разработанный специально для задач турбо- и насосостроения пакет NumecaFineTurbo. О его преимуществах и недостатках, применительно к задачам гидротурбиностроения и пойдет речь в статье.

История развитие и описание программного комплекса Numeca

На сегодняшний день, компания NumecaInternational считается третьим по величине после Ansys и Adapco, поставщиком на рынке CFD-кодов. Основал компанию в 1992 г. известный специалист в области вы-

числительной гидрогазодинамики, автор нескольких фундаментальных работ [2] профессор Шарль Хирш (CharlesHirsh). На тот момент сразу несколько крупных европейских компаний проявляли заинтересованность в разработке эффективного и экономичного CFD-кода для решения задач в области турбомашиностроения. Это и определило основные параметры первого программного продукта, разработанного в компании - NumecaFineTurbo. Данный интегрированный комплекс программ позволяет рассчитывать только внутренние течения без свободных поверхностей, но делает это с максимальной эффективностью. Для увеличения быстродействия и минимизации требований к вычислительным ресурсам, был использован блочно-структурированный подход построению сеточной области, который, как показал дальнейший опыт, оказался весьма эффективен при решении задач турбомашиностроения. Как известно, расчетные области лопастных каналов турбомашин довольно хорошо описываются гексаэдральными блоками и в особенности в пристеночных областях [1]. Это, в значительной степени, определяет высокое качество моделирования течений в межлопастных каналах, получаемое при таком подходе. Генератор блочно-структурированных сеток, получивший название IGG (InteractiveGridGenerator) в интерактивном режиме позволяет строить блочно-структурированные сетки для достаточно сложных расчетных областей. На его базе был разработан специализированный генератор сеток для лопастных систем практически любого типа, получивший название AutoGrid. Именно данный продукт компании Numeca является на сегодняшний день самым востребованным на рынке, поскольку не имеет аналогов по своим возможностям. В набор модулей среды FineTurbo, помимо уже названных, входят также высокоэффективный RANS-решатель Euranus и мощный графический постпроцессор CFView.

В ходе дальнейшей разработки, появилась возможность проводить оптимизацию геометрии лопастной системы, исходя из результатов решений, получаемых при расчете течения в проточной части турбомшины. Продукт получил название FineDesign3D.

Таким образом, была построена логически замкнутая интегрированная системы для проектирования практически любого известного типа лопастной турбомшины. Схематично её можно представить в виде, показанном на рис. 1.

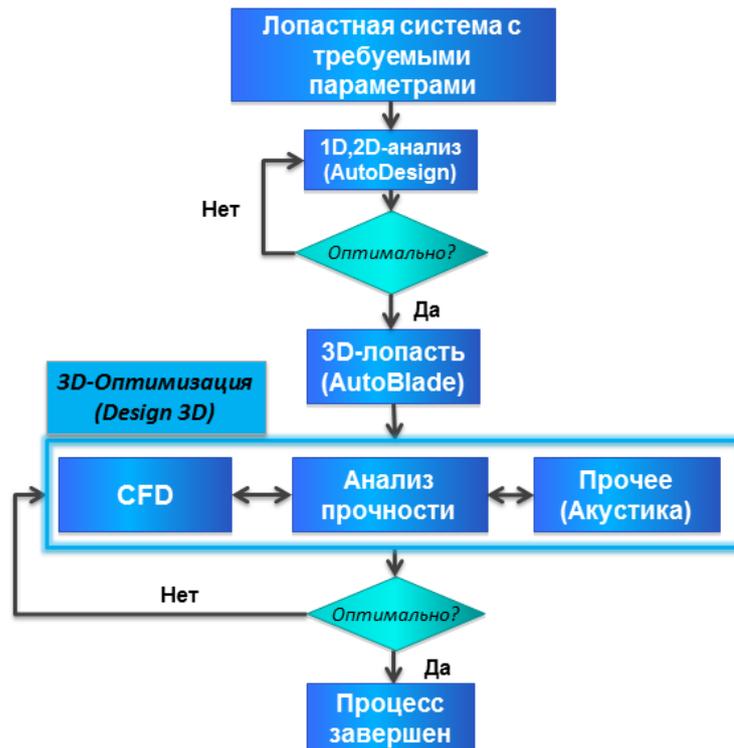


Рис. 1

В тоже время следует отметить, что в представленной схеме не для каждого типа турбомашин у Numeca есть инструменты для проведения предварительного 1D,2D-анализа (Preliminary Design). На данный момент их нет и для лопастных гидравлических машин, поэтому начальное приближение геометрии следует принимать на основании других методик или опыта.

В настоящее время компания Numeca использует во многом аналогичный подход и при разработке новых решений для расчета течений в расчетных областях, имеющих произвольную форму. Это отдельная линейка программных продуктов, в основе которой лежат уже другие (неструктурированные) сеточные генераторы и решатели, подробное рассмотрение которых выходит за рамки данной статьи. Отметим здесь только то, что в Numeca разработан программный комплекс FineOpen, близкий по возможностям к более известному Ansys CFX, который также эффективно позволяет рассчитывать течения в проточной части турбомашин [3].

Эффективные подходы для построения сеточных областей проточной части гидротурбины

Хорошо известно, что при подготовке данных для расчета течения в проточной части турбомашины значительная часть времени и сил уходит на построение сеток. Проточная часть гидротурбины состоит из подвода (спиральная камера), лопастных систем (направляющий аппарат, рабочее колесо) и отвода (отсасывающая труба). Лопастная система может иметь также собственные особенности, связанные с зазорами, реборами и т.д. При построении сеток лопастных систем возникают проблемы в основном двух типов:

- а) проблемы импорта геометрии лопастных систем, в случае если не предусмотрен прямой транслятор для заданного формата файла;
- б) проблемы обеспечения необходимого качества сетки во всей расчетной области лопастной системы;

Опыт использования сеточного генератора NumesaAutogrid показал, что с его помощью возможна значительная экономия сил и времени на построение сеточных областей колонн статора, направляющих лопаток и рабочих колес любого типа.

При импорте геометрии лопасти могут быть задействованы два способа. Наиболее эффективным способом является передача через текстовый файл формата *.geomTurbo, специально разработанного Numesa для описания геометрии проточной части турбомашин. Поскольку большинство специализированных программ и программных кодов для внутреннего использования хранят геометрию лопасти в виде сечений, практически всегда можно написать несложную программу для перевода этих данных в формат *.geomTurbo. В качестве примера можно привести системы “Астра” [1] и “Гранит” [5], широко используемые в компании “Силовые Машины”. Для них были разработаны простые трансляторы геометрии лопастей в формат *.geomTurbo. Второй способ используется, если по каким-то причинам нет данных по сечениям лопасти, а есть лишь поверхность лопасти в одном из стандартных форматов, например IGES или Parasolid. Тогда, используя встроенный в Autogrid инструментарий поиска входных и выходных кромок, поверхность лопасти преобразуется к виду, понятному для сеточного генератора.

В случае, если учет зазоров не производится при расчете течения в рабочем колесе гидротурбины, построение сетки в подавляющем большинстве случаев сводится к нажатию нескольких кнопок на экране компьютера, поскольку для каждого типа турбомашин в Autogrid заготов-

лен хороший сеточный шаблон. Как видно их рисунка такие шаблоны есть как для турбины Каплана, так и для турбин типа Френсиса (рис. 2).

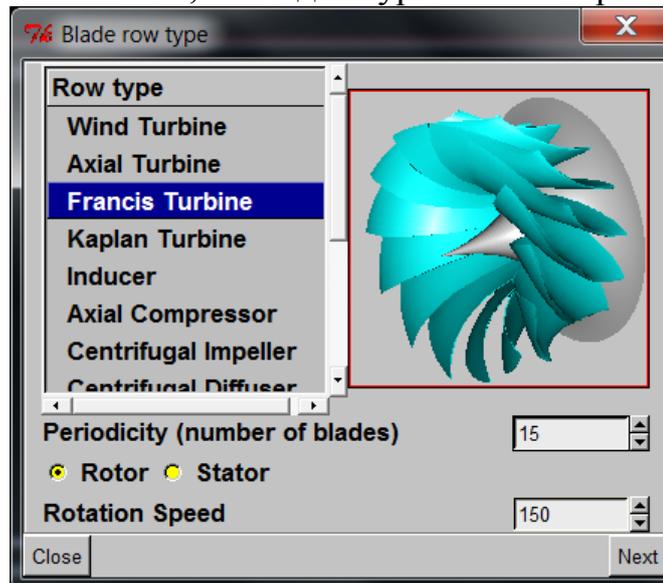


Рис. 2

В большинстве шаблонов используется сеточная топология O4H, которая использует O-слой для сетки у поверхности лопасти и 4 H-слоя поверх O-слоя для областей расположенных у входной и выходной кромок, поверхностей давления и разрезания. Данная топология универсальна и дает хорошее качество сетки в широких пределах углов установки лопастей. При желании может быть использована другая стандартная или вообще произвольная топология.

В случаях, когда необходимо учитывать зазоры, задача несколько усложняется, но не принципиально. В частности для турбин Каплана необходимо дополнительно задать две кривые в проекции RZ, описывающие переменные зазоры у втулки и камеры. В текущей версии они задаются в виде файла точек, который формируется при помощи простой внешней программы.

Одним из важнейших преимуществ сеточного генератора AutoGrid перед конкурирующими аналогами, является наличие в нем возможностей построения так называемых меридиональных (meridionaleffect) и 3D-эффектов (3D-effect), которые накладываются на основную расчетную область. При помощи них легко строятся сеточные области целевых уплотнений, полостей разгрузки, реборд, разгрузочных отверстий и т.д. Это также экономит рабочее время инженера на стыковку различных сеток, задание нетривиальных граничных условий между блоками сетки и т.д.

Несколько по-другому обстоит дело с построением сеточных областей подвода и отвода. Топологически эти области многосвязные и до-

статочны сложны для автоматического построения блочно-структурированной сетки. Поэтому для этих областей сетка строится либо вручную в сеточном генераторе IGG, либо при помощи программ, написанных на внутреннем языке Python, который встроен во все модули системы NumecaFineTurbo. Также возможно использование более привычных сеточных генераторов других производителей, например AnsysICEMCFD с условием, что сетка будет блочно-структурированной и в формате файла понятном для IGG, например CGNS.

Эффективные приёмы использования решателя системы FineTurbo

Как уже упоминалось выше, в NumecaFineTurbo расчетная сетка должна быть блочно-структурирована, иметь зону входа потока (Inlet) и зону выхода потока (Outlet), а также размерности блоков кратные 2^n , где $n \geq 2$. Это позволяет существенно ускорить расчет, используя ряд технологий. Сюда относятся:

- а) использование многосеточных численных схем (технология Multigrid) для увеличения скорости сходимости
- б) специальные граничные условия (for Turbo Machinery), которые позволяют достаточно точно задать начальные и граничные условия по давлению и скоростям в проточной части.

В последние годы получила развитие технология CPU-Buster [3], которая за счет применения улучшенных неявных численных схем во многих случаях позволяет увеличить скорость сходимости в несколько раз, по сравнению со стандартным подходом, использующим при расчете числа Куранта ≤ 3 .

Перед началом проведения расчета необходимо выбрать правильную постановку задачи. Применительно к расчетам лопастных гидромашин, это прежде всего, выбор между стационарной и нестационарной постановкой задачи. Не менее важно определиться с необходимостью учета кавитационных явлений. Хорошей практикой во многих случаях является начинать расчеты с простейшей циклической постановки. Затем в случае необходимости перейти к нестационарным постановкам, которых в NumecaFineTurbo реализовано несколько. Самая затратная из них по вычислительным ресурсам это постановка DomainScaling, которая требует, чтобы роторная и статорная части имели одинаковую периодичность. Это означает что при рассмотрении расчетной области с подводом и/или отводом, которые имеют периодичность равную 1, необходимо задавать расчетную сетку в области всей проточной части. Реализованы также циклическая нестационарная постановка и нелинейный гармонический анализ (NonLinear Harmonics). NLH-постановка является квазинестационарной и учитывает несколько основных гармоник при ротор-статорном

взаимодействии, однако она самая экономичная по вычислительным затратам. Более подробно эта технология описана в [3,6].

Для расчета кавитирующих течений в проточной части турбомашин компания Numec реализовала достаточно простую для инженерного применения однофазную баротропную модель кавитации [6]. Данная модель по-своему уникальна, т.к. по не совсем понятным причинам не реализована в программах конкурентов. В отличие от сложных двухфазных моделей кавитации данная модель рассматривает плотность однофазной среды как специального вида функцию давления, которая при достижении давления насыщенного пара обращается в величину соответствующую плотности насыщенного пара. Применение этой модели для прогнозирования кавитационных показателей турбин Френсиса показано в работе Румахеранга [4]. Модель может использоваться как в стационарной, так и в нестационарной постановке. При расчете турбин Каплана модель также может быть применена. По сравнению с безкавитационной постановкой применение баротропной модели кавитации при расчете проточной части гидротурбины любого типа требует перехода к малым числам Куранта (порядка 1), что несколько увеличивает время на проведение расчета. Однако эти вычислительные затраты по сравнению с затратами на расчеты с двухфазными моделями остаются на порядок меньше.

Результаты расчетов визуализируются при помощи графического постпроцессора CFView. На рис. 3 показан один из вариантов визуализации течения в отсасывающей трубе турбины Каплана при помощи трубок тока.

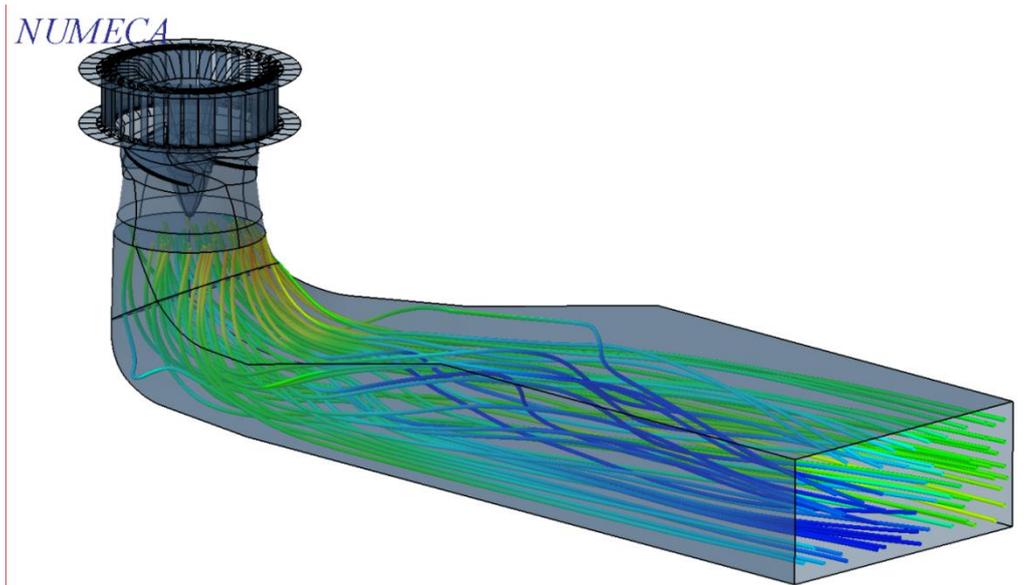


Рис. 3

Оптимизация геометрии лопастных систем гидротурбин

Для оптимизации формы лопастей турбомашин в Numesa был разработан специальный программный комплекс получивший название Fine-Design3D. Он состоит из параметрического редактора формы лопастей AutoBlade, решателя RANSEuranusi специальной интегрированной программной оболочки, которая задает параметры и критерии оптимизации, а также осуществляет функцию диспетчера задач и постпроцессора для обработки.

Текущая версия программы имеет ряд ограничений. За один цикл оптимизируется только одна лопастная система. Одновременная оптимизация форм лопатки направляющего аппарата и лопасти рабочего колеса на данный момент не реализована. Можно оптимизировать только форму лопасти и форму меридианной проекции втулки и обода. Оптимизация формы отсасывающей трубы или спиральной камеры напрямую на данный момент не реализована.

При оптимизации формы лопасти первоочередной задачей является разработка геометрической параметризация, при которой с одной стороны достигается минимальное количество варьируемых параметров, а с другой остается возможность достаточно гибкой модификации в широких пределах. Необходимо также убедиться, что параметрическая модель с хорошим приближением описывает геометрию реальных лопастей. Для этого в AutoBlade существует процедура “вписывания” (Fitting) существующей геометрии в параметрическое описание. Обычно вписанная таким образом геометрия берется в качестве начального приближения для последующей оптимизации.

В AutoBlade параметризация лопасти производится по сечениям на характерных поверхностях тока, а также меридиональным и тангенциальным управляющим кривым. Управляющими кривыми могут быть проекции входной и выходной кромок. Из всего множества параметрических схем реализованных в AutoBlade, наиболее интересной для практического применения является схема, при которой сечение задается скелетной кривой (Cambercurve) в виде кривой Безье и распределением толщин в виде B-сплайна. Помимо этого задаются две проекции входной кромки (меридиональная и тангенциальная) и одна проекция выходной (только меридиональная). Количество сечений на начальном этапе выбирается равным 4-5. Общее количество варьируемых параметров на начальном этапе желательно иметь не более 30. На рис. 4 показан скриншот программы AutoBlade с параметрической моделью лопасти турбины Каплана.

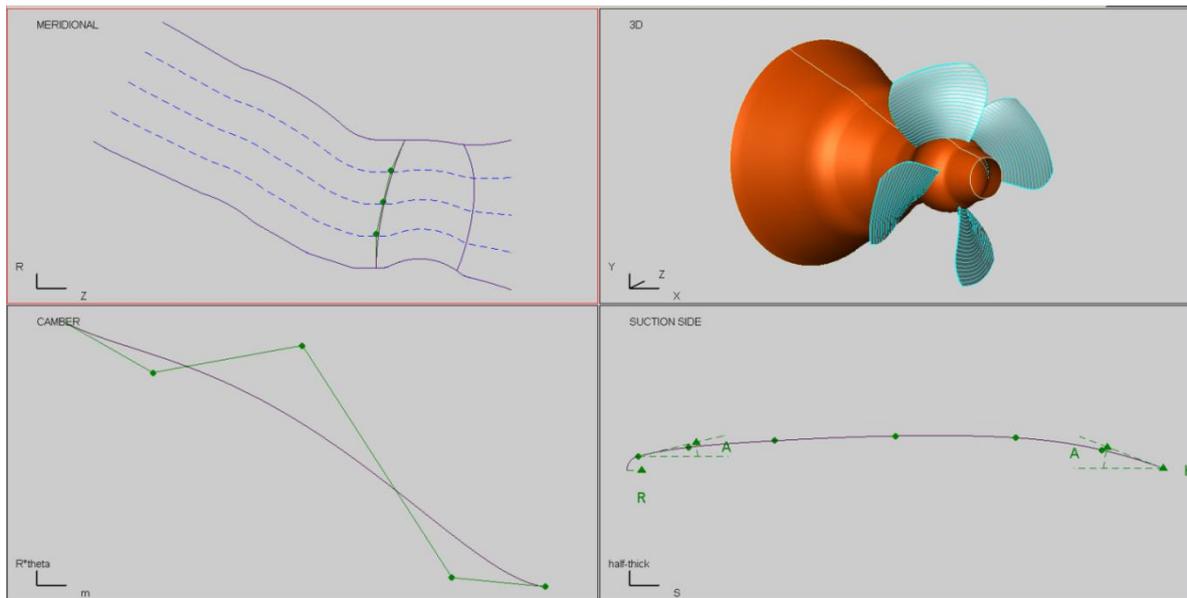


Рис. 4

Диапазон варьирования параметров определяется в каждом конкретном случае отдельно на основании опыта и тестовых прогонок. Он зависит в т.ч. и от количества варьируемых параметров.

В качестве критериев (целевых функций) оптимизации обычно выбирается гидравлический КПД на одном и более режимов работы турбины. Другие критерии не столь очевидны для задания. Например кавитационный параметр σ достаточно сложно определить по результатам CFD-анализа. Вместо этого может быть определена площадь области пониженного давления. Другой вариант - это параллельно с бескавитационным расчетом производить расчет с учетом кавитации и определять параметр кавитации косвенно в виде разности КПД между ними. Но этот способ заметно повышает вычислительную трудоемкость задачи оптимизации. Другим важным критерием при оптимизации рабочего колеса являются максимальные допускаемые напряжения в нем. На данный момент оценка прочности по ходу оптимизации не реализована в текущей версии программы Design3D, но находится в стадии разработки. Поэтому анализ напряжений возможен только по результатам оптимизации, т.е. постфактум. Кроме критериев задаются также ограничения на некоторые параметры. Наиболее типичным ограничением является ограничение по расходу.

Оптимизация осуществляется по методу DOE (Design of Experience) и требует генерации начальной базы экземпляров лопастей в пространстве варьируемых параметров. Размер базы определяется в основном числом варьируемых параметров и доступными вычислительными ресурсами. Поскольку от размера и качества начальной базы во многом зависит качество дальнейшей оптимизации, то экономить на размере

начальной базы не следует. При числе варьируемых параметров 30 размер начальной базы должен быть порядка 200 экземпляров. Генерация начальной базы обычно является самым затратным этапом решения оптимизационной задачи, однако при наличии достаточных вычислительных ресурсов этот этап хорошо распараллеливается на множество отдельных процессов. По результатам генерации начальной базы данных строится прогнозная математическая модель и делается прогноз на оптимальные значения геометрических параметров. Происходит последовательная генерация новых экземпляров до тех пор пока прогноз получаемый по результатам CFD-расчета не совпадет с прогнозом, получаемым по математической модели. При соблюдении вышеперечисленных рекомендаций на это обычно уходит 30-50 итераций. Если в результате оптимизации некоторые варьируемые параметры достигли своих границ, то оптимизацию следует повторить, задав новые границы параметров.

Проведение оптимизационных исследований на примере турбин Каплана показало, что таким образом удается повысить их гидравлический КПД на величину от 0,5 до 1,5% в зависимости от режима работы. Рост КПД достигается главным образом за счет уменьшения потерь в отсасывающей трубе. Однако полученные цифры получены исключительно расчетным путем и требуют подтверждения результатами модельных испытаний.

Заключение

Программный комплекс NumecaFineTurbona сегодняшний день является одним из оптимальных решений для проектирования лопастных гидромашин. Согласно публикациям в периодических изданиях и материалам конференций, все большее число фирм, поставляющих турбинное оборудование, используют продукты компании Numeca для исследований и разработок в своей области. А сама компания Numeca оперативно реагирует на потребности пользователей своих программных продуктов и в кратчайшие сроки предлагает их улучшенные версии.

Литература

1. Черный С.Г., Чирков Д.В., Лапин В.Н., Скороспелов В.А., Шаров С.В. Численное моделирование течений в турбомашинах. – Новосибирск: Наука, 2006. – 202 с.
2. Hirsch C. Numerical Computation of Internal and External Flows, Volume 1: The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics Second Edition. Elsevier Science, 2007. 680 p.
3. A Lipej, D Čelič, B Tartinville, M Mezine and C Hirsch Reduction of CPU time for CFD analysis of hydraulic machinery development process. Proc.

of the 26th IAHR Symp. on Hydraulic Machinery and Systems (Beijing, China August 2012)

4. Румахеранг В.М. Усовершенствованная методика расчета кавитационных показателей гидротурбины. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет». 2013. — 17 с.
5. Захаров А.В., Топаж Г.И. Автоматизированный программный комплекс «ГРАНИТ», Энергомашиностроение, Труды СПбГПУ, №491, Санкт-Петербург, 2004.
6. FINE™/Turbo v9.0 Flow Integrated Environment. User Manual. November 2013.

Богун В.С., Пугачев П.В.

ШУМОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОНДЕНСАТНЫХ ЭЛЕКТРОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Санкт-Петербург, ОАО «Пролетарский завод»

Вопрос снижения неблагоприятного воздействия шума на органы человека сегодня достаточно актуален. Уменьшение шума от объектов энергетики рассматривается как важнейшее в комплексе экологических проблем.

В соответствии с ГОСТ 12.1.003 «Шум. Общие требования безопасности» в документации на изделия должны быть приведены их шумовые характеристики. Универсальной шумовой характеристикой агрегата является спектр уровней звуковой мощности (УЗМ) в октавных полосах частот и скорректированный УЗМ по шкале *A*.

Следует отметить, что по действующим российским нормам (ГОСТ 12.1.003 и СН 3223-85) уровень звукового давления обусловленный работой, в частности, насосных агрегатов, для помещений кабин наблюдения, пультов управления, блочных щитов управления и др. устанавливается не более 80 дБА. Данное требование, как правило, проектными организациями и заказчиками переносится на требования к обеспечению уровня шума самих насосных агрегатов, отождествляя тем самым понятия: допустимый уровень шума на постоянном рабочем месте и шумовая техническая характеристика агрегата, что является не корректным.

Указанное коснулось и конденсатных электронасосных агрегатов типа КЭНА 2000–100 и КЭНА 2245–220 – центробежных многоступен-

чатых вертикальных электронасосных агрегатов, выпускаемых ОАО “Пролетарский завод” для НВАЭС-2 и ЛАЭС-2.

Данные агрегаты по ГОСТ 6134-2007 относятся к крупным насосам. В ГОСТ 24465-80 «Насосы конденсатные энергетических блоков АЭС. Общие технические условия» требования к конденсатным насосам для АЭС, в частности по звуковой мощности, для насосов большой мощности эти значения не нормируются, т.к. могут быть внесены в ГОСТ только после освоения насосов соответствующих типоразмеров. Максимальное значение скорректированного УЗМ приведено для агрегата КсВА 1000–190 (N=632 кВт, n=1485 об/мин) и составляет 115 дБА, что примерно соответствует уровню звукового давления 95 дБА.

В таблице 1 представлены данные по шумовым характеристикам (звуковому давлению) конденсатных электронасосных агрегатов, полученных на испытательных стендах ОАО “Пролетарский завод”.

Таблица 1. Шумовые характеристики агрегатов производства ОАО “Пролетарский завод” на заводских испытательных стендах

№ п/п	Типоразмер агрегата	Частота вращения n	Мощн. агрегата N _а	КПД насоса η _н	Уровень шума по результатам испытаний (т.1 / т.2)	
					на номинальном режиме	макс. знач. в рабочем диапазоне
					дБА	
1	КЭНА 50–55	2950	12,8	66	79/79	79/79
2	КЭНА 125–55	2950	28,5	75	78/79	79/79
3	КЭНА 320–160	970	202	81	84/86	-
4	КЭНА 1050–105	1485	368	83	87/89	89/89
5	КЭНА 2000–100	995	715	82	90/92 [82/84]	93/95 [85/87]
6	КЭНА 1250–250	1485	1120	83	91/94	95/97
7	КЭНА 2245–220	1485	1680	83	94/97 [85/88]	98/101 [89/92]

Примечание: т. 2 – со стороны задвижек и баков;

т. 1 – с противоположной стороны;

[] – измерения через шумоизолирующую трубу

Следует отметить, что насосные агрегаты КЭНА 1050–105, КЭНА 2000–100, КЭНА 1250–250 и КЭНА 2245–220 испытывались на одном и том же стенде (т.1 расположена, по сравнению с т.2, на 4 м дальше от задвижек и баков и фронтально закрыта от них агрегатом и его фундаментами). Как следует из таблицы 1, уровни шума в т.2 на 2–3 дБА

выше, чем в т.1, что указывает на безусловное влияние шума от дросселирующих задвижек и баков на суммарный уровень шума, измеряемый на стенде при испытаниях насосного агрегата.

Во время стендовых испытаний был проведён следующий эксперимент. Измерительный элемент шумомера – микрофон был помещён в изолированную трубу, открытую со стороны насоса, что как бы исключало влияние элементов стенда на шумовую характеристику насоса. Измеренные таким образом уровни локального звукового давления (см. табл. 1, величины указаны в скобках []) на 8-9 дБА ниже, чем уровни шума измеренные традиционным методом.

В связи с значительным влиянием стендового оборудования на измерение шумовых характеристик насосных агрегатов большой мощности, ГОСТ 6134-2007 (Таблица В.1) допускает не производить измерение шумовых характеристик агрегатов на испытательном стенде. В этом случае реальные шумовые характеристики насосных агрегатов должны определяться на месте эксплуатации.

В таблицах 2 и 3 приведены данные по шумовым характеристикам (звуковому давлению) насосных агрегатов зарубежных производителей.

Общеизвестно, что качество насосных агрегатов за последние 30 лет сильно возросло. Использование современных методов расчета и применением высокоточного производственного оборудования позволило достичь увеличение экономичности насосных агрегатов на 2÷3%. Однако, на улучшении шумовых характеристик агрегатов это обстоятельство почти не сказалось, т.к. на возникновение шума тратится незначительная часть энергии.

Анализируя шумовые характеристики насосов собственного производства и зарубежных производителей, можно наблюдать, что их уровень шума существенно возрастает с увеличением мощности и повышением частоты вращения.

Таблица 2. Данные по уровню шума конденсатных электронасосных агрегатов для АЭС (СНГ, Китая, Индии, Ирана и др.) ведущих зарубежных производителей

Типоразмер агрегата	Частота вращения	Мощн. агрегата	КПД нас.	КПД агр.	Уровень шума (нормативный документ)
	n мин ⁻¹	N_a кВт	η_n %	η_a %	
КсВА 1500–120 СНПО им. Фрунзе, Украина	740	620	80	75	95 (Н18.211.00.00 ТУ)
КсВА 1000–190 НПО “Насосэнерго- маш”, Украина	1480	655	80	76	91 (ГОСТ 24465-80)
КсВА 1500–120 –2 СНПО им. Фрунзе	740	600	80	76	90 (1.3000- 164.000.00 ТУ)
КсВА 2200–220–1 СНПО им. Фрунзе	1480	1670	80	76	96 (Н18.214.00.00 ТУ)
КсВА 1500–240 НПО “Насосэнерго- маш”	2975	1240	84	81	89 (ГОСТ 24465-80)

Таблица 3. Шумовые характеристики насосов типа RDLO/RDLO V производства KSB AG (измеренный уровень звукового давления, среднее постр. значение L_{PA}) (руководство по эксплуатации /монтажу)

Номинальная потребляемая мощность P_N [кВт]	Насос			Насосный агрегат		
	715 мин ⁻¹	985 мин ⁻¹	1480 мин ⁻¹	715 мин ⁻¹	985 мин ⁻¹	1480 мин ⁻¹
300	71,7	72,8	73,8	73,4	74,5	76,4
350	73,8	74,9	75,8	75,8	76,9	78,6
400	75,3	76,3	77,3	77,5	78,5	80,1
450	76,4	77,5	78,4	78,8	79,9	81,3
500	77,4	78,4	79,3	80,0	81,0	82,3
600	78,2	79,2	80,1	80,9	81,9	83,1
700	78,9	79,9	80,7	81,7	82,7	83,7
800	79,5	80,5	81,3	82,4	83,4	84,4
900	80,1	81,0	81,8	83,1	84,0	84,9
1000	81,0	81,9	82,8	84,1	85,0	85,9
1200	81,8	82,7	83,5	85,0	85,9	86,7
1400	82,5	83,4	84,2	85,8	86,7	87,4
1600	83,1	84,0	84,8	86,5	87,4	88,5
1800	83,7	84,5	85,3	87,2	88,0	88,9
2000	84,6	85,5	86,2	88,2	89,1	89,5

Анализ представленных данных показывает, что задаваемый уровень шума 80 дБА для агрегатов большой мощности практически не достижим. Приближение к этому значению для вертикальных конденсатных электронасосных агрегатов большой мощности требует существенного увеличения их габаритов, металлоемкости и как следствие - стоимости. Например, для снижения уровня шума на 2-3 дБА, можно снизить частоту вращения агрегата с 1500 об/мин до 1000 об/мин для КЭНА 2245-220 и с 1000 об/мин до 750 об/мин для КЭНА 2000-100, что приведёт к увеличению их размеров в ~1,6 раз, массы в ~2 раза и стоимости в ~1,4 раза, а также к снижению КПД на 2%.

Для оптимизации характеристик и в т.ч. максимального снижения уровня шума насосных агрегатов КЭНА 2000-100 и КЭНА 2244-220 разработка проточных частей велась с использованием современных методов и программного обеспечения, приняты лучшие соотношения лопастей рабочих колес и лопаток направляющих аппаратов (7/12), обеспечивающих максимальную нейтрализацию I и II лопастных гармоник. Также для снижения виброшумовых показателей рабочие колеса различных ступеней насоса развернуты на валу друг относительно друга. Приняты оптимальные величины зазоров между рабочими колесами и направляющими аппаратами ступеней насосов.

Косвенным подтверждением оптимального проектирования проточных частей насосов является низкий уровень вибрации при испытаниях: не более 2,1 мм/с в рабочем диапазоне КЭНА 2000-100 и не более 2,4 мм/с в рабочем диапазоне КЭНА 2245-220. КПД насосов также на высоком уровне (82÷83%). Таким образом, в проточной части насосов использованы все конструктивные возможности для максимального снижения шумовых характеристик агрегатов.

Снижение уровня шума насоса на 3÷4 дБА может быть получено при нанесении на его корпус шумоизоляции.

Описанные мероприятия реализуют все добросовестные производители насосов, но для достижения величины уровня шума 80 дБА этого не достаточно. Указанное, как правило, не способствует взаимопониманию заказчика и разработчика, приводит к увеличению сроков согласования документации и изготовления оборудования.

Для определения реальных шумовых характеристик агрегата на месте эксплуатации в таблице 4 (разработана на базе документа: «Методика контроля и нормирования вибрации и шума на заводских стендах») представлена зависимость уровней фактического звукового давления P_{ϕ} (расчётно-экспериментальное звуковое давление собственно насосного агрегата) от измеренного звукового давления $P_{и}$ (при работающем агре-

гате) для различных значений фонового звукового давления P_0 , измеренного в той же точке при неработающем насосе.

Таблица 4. Зависимость уровней фактического звукового давления от измеренного звукового давления для различных значений фонового звукового давления

$P_{И}$, дБА	$P_{Ф}$, дБА								
$P_0=77$ дБА		$P_0=80$ дБА		$P_0=84$ дБА		$P_0=86$ дБА		$P_0=90$ дБА	
78	71	81	74	85	78	87	80	91	84
79	74	82	78	86	82	88	84	92	87
80	77	83	80	87	84	89	86	93	90
82	80	84	82	88	86	90	88	94	92
83	82	85	83	90	89	92	91	95	93
84	83	87	86	91	90	93	92	97	96
85	84	88	87	92	91	94	93	98	97
86	85	90	89	94	93	96	95	100	99

Например: если значение измеренного фонового звукового давления составляет $P_0=86$ дБА, а $P_{И}=90$ дБА, то звуковое давление насосного агрегата будет равно $P_{Ф}=88$ дБА.

Проблема борьбы с шумом энергетического оборудования должна решаться общими усилиями: разработчика оборудования, проектантом энергоблока и эксплуатирующей организацией. На этапе разработки исходных технических требований, задания по уровню шума насосных агрегатов должны предъявляться более обоснованно. В случае необходимости реального достижения величины уровня звукового давления 80 дБА, проектной организацией должно предусматриваться применение специальных шумозащитных кожухов, в которых должны быть предусмотрены: освещение, вентиляция, двери и проходы между насосом и внутренними стенками кожуха для возможности периодического осмотра, что потребует дополнительных площадей и другой компоновки насосных агрегатов в машзале.

ВЫСОКОБОРОТНЫЙ МОБИЛЬНЫЙ ЭЛЕКТРОНАСОС С РЕГУЛИРУЕМЫМ ЧАСТОТНЫМ ПРИВОДОМ

¹Калуга, ОАО «Калужский турбинный завод»

²Калужский филиал МГТУ им. Н. Э. Баумана

Введение. При проведении технического обслуживания и ремонта трубопроводов транспорта нефти и нефтепродуктов возникает необходимость откачки малых объемов нефти, оставшихся после работы главных нефтяных откачивающих насосов, которые входят в передвижные насосные установки. Откачка остатков нефти увеличивает эффективность использования нефтепродуктов и улучшает экологическую обстановку в месте проведения технического обслуживания и ремонта.

Для решения задачи дооткачки нефти потребовалась разработка центробежного электронасосного агрегата со следующими техническими требованиями заказчика: номинальная подача $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$, номинальный напор $H = 600 \text{ м}$, допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}} \leq 5 \text{ м}$ при коэффициенте запаса для 3% снижения напора $k_{3\%} = 1,2$.

Электронасос должен работать в диапазоне подач от 0 до $25 \text{ м}^3/\text{ч}$, с возможностью регулировки напора от 150 до 800 м. Конструкция электронасоса должна иметь минимально возможные: габариты длина \times ширина \times высота = 2000 \times 600 \times 700 мм (не более) и массу 750 кг (не более), потребляемую мощность, кроме того — взрывозащищенное исполнение. Буксировка электронасоса к месту работы производится по грунту на расстояние до 60 м от источника электроэнергии — дизель-генератора.

Требуемые показатели, а также массогабаритные характеристики были обеспечены конструкцией многоступенчатого высокооборотного центробежного насоса с частотным электроприводом. Подобные конструктивные решения применялись в электронасосных агрегатах типа ЦНСА 25-1000...1800 разработки ГУП «ИПТЭР» и ФГУП «Воткинский завод» [2, 3].

Расчет и проектирование. Проточная полость насоса рассчитана по программе «Автоматизированное проектирование многоступенчатого центробежного насоса», подробно описанной в работе [5].

В соответствии с техническим заданием требовался широкий диапазон рабочих подач и напоров. Для этого понадобилось регулировать частоту вращения ротора насоса от 3000 до 6000 об/мин. Спроектирован «жесткий» ротор с первой критической собственной частотой вращения выше 6000 об/мин. Последнее потребовало увеличения диаметра вала, уменьшения масс «навешенных» деталей и расстояния между подшип-

никовыми опорами. С учетом этих обстоятельств диаметр втулки центробежного колеса (ЦК) назначен $d_1 = 54$ мм.

Кольцевой подвод насоса рассчитан согласно [4].

Входные размеры ЦК рассчитаны из условия работы без кавитационного срыва. Меридианный поток в ЦК считаем равноскоростным. Для выбранного коэффициента запаса по кавитационному срыву $k_{III} = 1,65$ находим срывной кавитационный запас $\Delta h_{III} = \Delta h_{доп} / k_{III}$ и срывной кавитационный коэффициент быстроходности $C_{III} = n\sqrt{Q} / \Delta h_{III} / 10^{3/4} = 1115$. Выбираем втулочное отношение $\bar{d}_1 = 0,74$, коэффициент приведенного входного диаметра $K_0 = D_0 / \sqrt[3]{Q/n} = 4,9$ и число лопастей $Z = 6$, а также углы установки лопасти на входе $\beta_{1л}$. Эти величины позволяют найти по уравнению Руднева [7] коэффициент кавитации для срывного режима $\lambda_{III} = \left[\sin \beta_1 + \sqrt{\sin^2 \beta_{1л} - \beta_1 + a \sin 2\beta_1 - \beta_{1л}} \right] / \sin \beta_{1л} - a^2 - 1$, где β_1 — угол относительного потока перед входной кромкой лопасти, $a = K \sigma_1 / T_1$, $K = 0,3$ — известный коэффициент проекции силы, σ_1 — толщина входной кромки, T_1 — шаг лопастей на входе. Так как уже найденный кавитационный запас $2g\Delta h_{III} = V_1^2 + \lambda_{III} W_1^2$ связан с абсолютной и относительной скоростями на входе V_1 и W_1 , то можно найти соответствующую толщину входной кромки лопасти $\sigma_1 = 1,5$ мм. Далее по формуле [12] оцениваем скорость кавитационной эрозии лопастей рабочего колеса, которая оказалась пренебрежимо малой. Выбрав ширину ЦК, угол установки и толщину лопасти на выходе, находим выходной радиус колеса. По теории плоских гидродинамических решеток лопастей

$$[8] R_2 = \frac{V_{2m}}{2\omega y \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}} + \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{1}{y} \left(\frac{gH_T}{1-k} + \omega r V_{u1} \right) + \left(\frac{V_{2m}}{2y \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}} \right)^2}. \text{ В этом уравне-}$$

нии

k , $y = r_a / R_2^2$, $i = 1/b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}$, $H_T = H/\eta_r$, $V_{2m} = Q_{к1} / 2\pi R_2 b_2$, причем первые два параметра определяются по номограммам [8].

Далее по формуле Ломакина [6] оценены гидравлический КПД ступени, гидравлический КПД насоса $\eta_r = 0,8$, рассчитаны объемный $\eta_o = 0,84$ и механический КПД $\eta_m = 0,86$ насоса. Поэтому полный КПД насоса $\eta = 0,58$. Профилирование лопастей выполнено методом конформных отображений в соответствии с программой [11] для ПК и представлено на рис. 1. Лопастни пространственные на входе и цилиндрические на выходе. Радиальные сечения лицевой и тыльной сторон лопасти — прямые линии, т.е. поверхность лопасти линейчатая. Последнее упрощает

изготовление лопасти и ее контроль. Малые геометрические размеры ЦК не позволяли изготовить их литыми. По технико-экономическим соображениям, с учетом сроков изготовления, ЦК были изготовлены по технологии селективного лазерного спекания металлического порошка на 3D принтере.

Затем по одномерной струйной теории рассчитываем лопаточный отвод (ЛО), показанный на рис. 2. Относительный входной радиус отвода $R_3/R_2 = 1,05$ соответствует рекомендациям для проектирования многоступенчатых высоконапорных насосов. Выбрано сочетание $Z_1/Z_{\text{ло}} = 6/4$, которое по виброакустическим показателям оценивается как хорошее. Лопаточный отвод рассчитан так, чтобы большая доля кинетической энергии $\Delta = V_2^2 - V_0^2 / 2g = V_2^2 - V_4^2 / 2g + V_4^2 - V_0^2 / 2g$, преобразовывалась в энергию давления на участке от выхода из ЦК (сечение 2–2) до выхода из диффузорных каналов (сечение 4–4). Сечение 0–0 выбрано в горловие ЦК. Эта доля $\bar{\Delta}_{2-4} = V_2^2 - V_4^2 / V_2^2 - V_0^2 = 0,83$ и степень расширения $\bar{F}_4 = F_4/F_2 = 1,73$ спроектированного ЛО находятся в рекомендуемых пределах. Диффузорные каналы ЛО расширяются в одной плоскости. Угол установки лопасти на выходе из обратных каналов $\alpha_{\text{бл}} = 90^\circ$. В соответствии с [1] ЛО выполнены цельнофрезерованными с непрерывными винтовыми диффузорными переводными каналами, как показано на рис. 2.

В связи с тем, что предполагалось использовать как четное (8шт.), так и нечетное (7шт.) числа ступеней, их симметричное расположение не уравнивало осевые силы. Для уравнивания осевых сил был применен разгрузочный барабан, обеспечивающий работу насоса с различным числом ступеней. Остаточные осевые и радиальные усилия на роторе воспринимались шариковыми однорядными радиальными подшипниками SKF с «вечной» консистентной смазкой.

Рассчитаны щелевые уплотнения ЦК с 5-ю квадратными канавками 2,5x2,5 мм на кольцах в корпусе. Дисковое трение найдено по эмпирическим формулам с учетом токов жидкости в пазухах.

Для повышения гидравлического КПД ступени ЦК промежуточной ступени спроектировано с оптимальным по КПД $K_0 = 4$. Выходные геометрические размеры такие же, как у колеса 1-ой ступени. ЛО промежуточной ступени унифицирован с таковым для 1-ой ступени.

Вал с обеих сторон уплотнялся одинарными торцовыми уплотнениями с защитной ступенью производства ООО «НПК «Герметика».

Соединительная муфта между насосом и электродвигателем — упругая пластинчатая производства ООО «Кант». Муфта позволяет компенсировать расцентровки валов насоса и двигателя, которые могут возникнуть при буксировке электронасоса по грунту к месту работы.

Электропривод насоса ЭТР-75-6000 состоит из взрывозащищенного электродвигателя типа ВА180, смонтированного на общей раме с насосом и преобразователя частоты ТПТР-150-360-200 с габаритами: длина х ширина х высота = 630 х 420 х 800 мм. Преобразователь устанавливается непосредственно у дизель-генератора на амортизаторы во взрывобезопасной зоне. Двигатель соединяется с преобразователем кабелем взрывозащищенного исполнения длиной не более 60 м. Продольный разрез насоса со шнеком представлен на рис. 3.

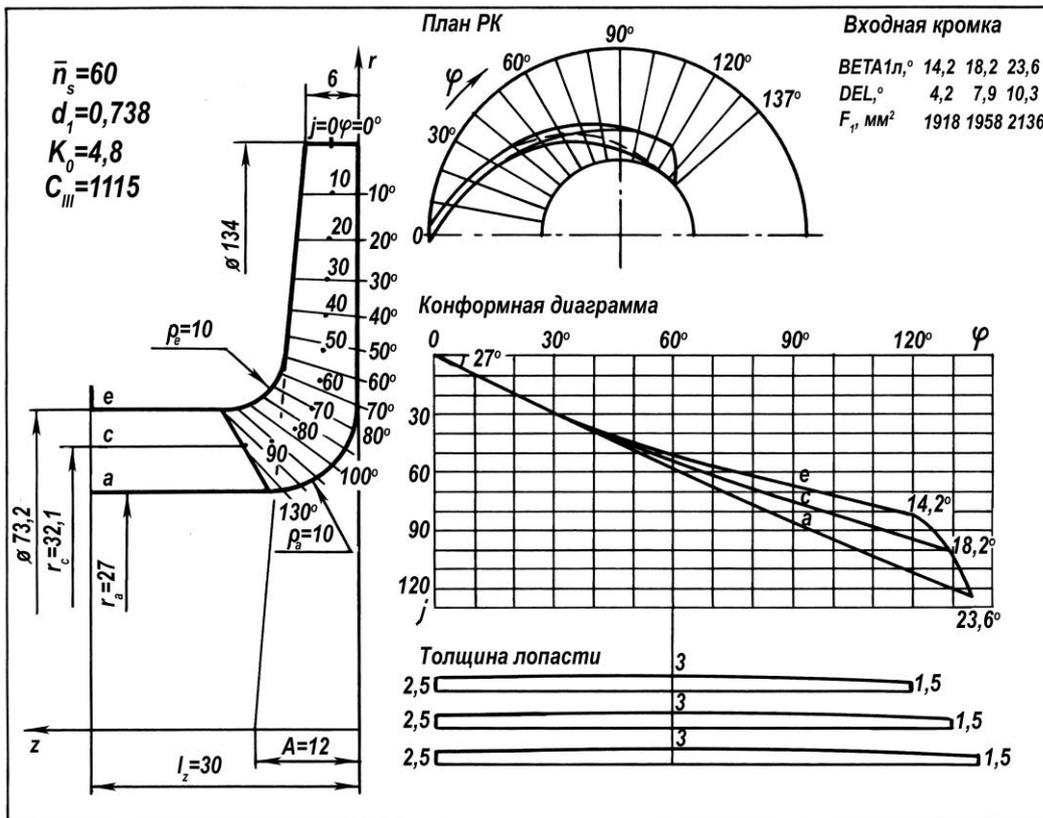


Рис. 1. Профилирование лопастей рабочего колеса 1-ой ступени

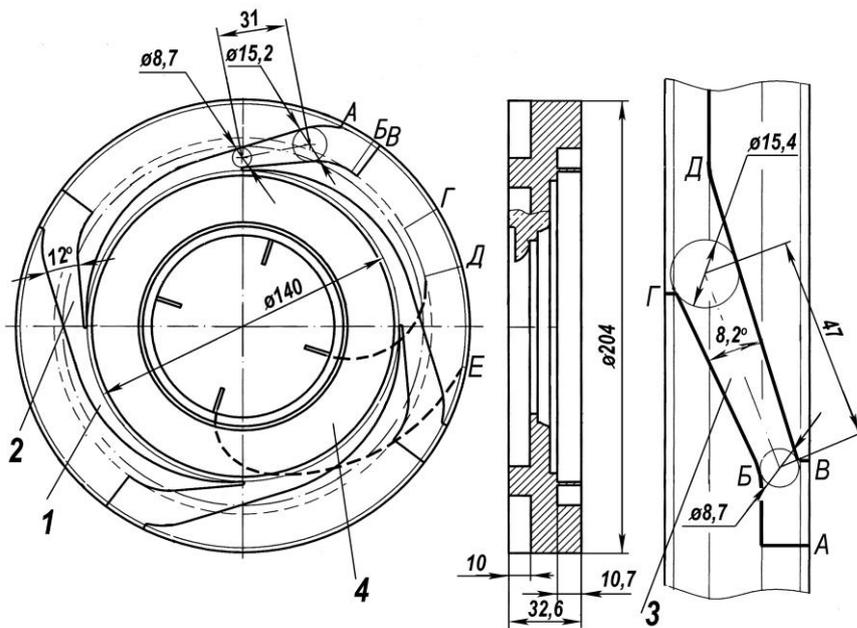


Рис. 2. Лопаточный отвод:

1 — спиральный канал; 2 — диффузорный канал; 3 — диффузорный переходной канал; 4 — обратный канал

Типовые энергетические характеристики, рассчитанные по данным [10], показаны на (рис.4). КПД привода (преобразователя с двигателем) можно оценить как 0,85. Соответственно полный КПД электронасоса составит $\eta_0 = 0,49$, что согласуется с рис. 4. Частные кавитационные характеристики при относительных подачах $\bar{Q} = Q/Q_p = 0,5...1,2$ представлены на рис. 5. Полученные параметры и характеристики насоса соответствуют техническим требованиям. Насос успешно эксплуатируется на нефтепроводах, об отказах не сообщалось. Для дальнейшего повышения всасывающей способности насоса он модернизировался. Перед ЦК уста-

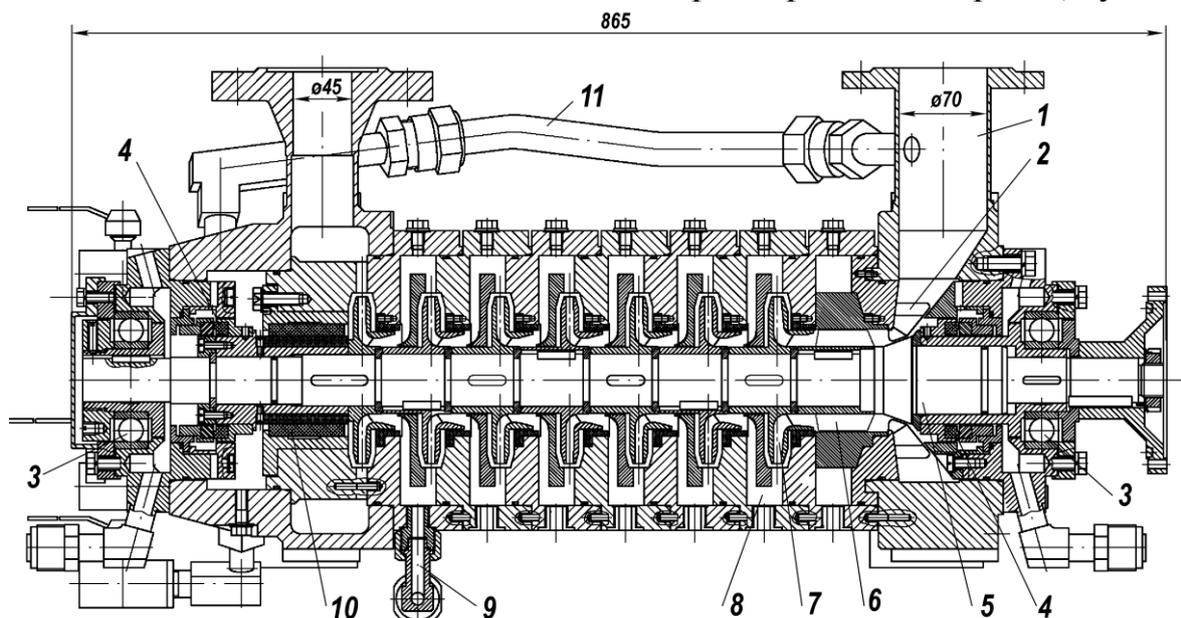


Рис. 3. Разрез 7-ступенчатого насоса со шнеком:

1 — входной патрубок; 2 — кольцевой подвод; 3 — радиальный шарикоподшипник; 4 — торцовое уплотнение; 5 — вал; 6 — шнек; 7 — центробежное рабочее колесо; 8 — лопаточный отвод; 9 — дренаж; 10 — разгрузочный барабан; 11 — отводящий трубопровод

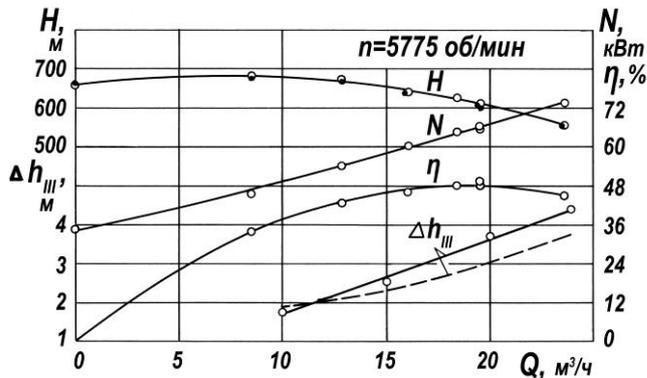


Рис. 4. Энергетическая характеристика 7-ступенчатого насоса без шнека:

● — пересчет с 4000 об/мин на 5775 об/мин;
○ — эксперимент; — — — расчет

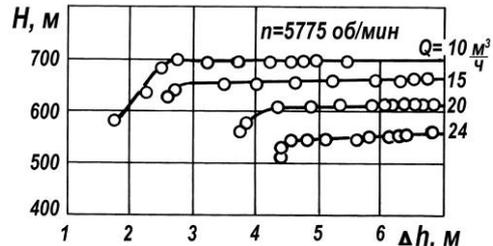


Рис. 5. Частные кавитационные характеристика 7-ступенчатого насоса без шнека

навливался шнек, как показано на рис. 3. На те же параметры $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H = 600 \text{ м}$, $n = 5775 \text{ об/мин}$ по расчету получили $\Delta h_{\text{III}} = 0,82 \text{ м}$. Это позволяет предположить, что допустимый кавитационный запас может уменьшиться с 5 м до 1,2 м.

Литература

1. Анкудинов А.А., Васин В.А., Семенов Ю.М., Циммерман С.Д. Направляющий аппарат центробежного насоса: Пат. 2220330 С27F04D29/44, 1/06 Российская Федерация. 2002. Бюл. №36. — 4 с.
2. Багманов А. А., Бажайкин С. Г., Бобылев И. В. Насосный агрегат ЦНСА 25-1400 с высокооборотным регулируемым приводом. // Насосы & оборудование. 2008. №4(51)–5(52). — С. 74–77
3. Багманов А. А., Бажайкин С. Г., Иванов А. И., Закиев В. Р. Результаты эксплуатационных испытаний центробежного насоса с высокооборотным регулируемым электроприводом. // Международная научно-техническая конференция «Эффективность и экологичность насосного оборудования». (Москва, 14 октября 2009 г.): тез. докл. Москва, 2009. — С. 8–10.
4. Боровский В.И., Ершов Н.С., Овсянников Б.В., Петров В.И., Чебаевский В.Ф., Шапиро А.С. Высокооборотные лопаточные насосы / под ред. Б.В. Овсянникова и В.Ф. Чебаевского. М.: Машиностроение, 1975. — 336 с.
5. Кузнецов А.В., Панаиотти С.С., Савельев А.И. Автоматизированное проектирование многоступенчатого центробежного насоса: учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. — 124 с.
6. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М. — Л.: Машино-

ностроение, 1966. — 364 с.

3. 7. Руднев С.С. Кавитация в решетке профилей конечной толщины // Лопастные насосы. Л.: Машиностроение, 1975. — С. 198–209.

8. Руднев С.С. Основы теории лопастных решеток. М.: Ротапринт МВТУ, 1976. — 78 с.

9. Руднев С.С., Матвеев И.В. Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов. М.: Ротапринт МВТУ, 1974. — 72 с.

10. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. М.: Машгиз, 1960. — 464 с.

11. Тимофеев Д.В., Савельев А.И., Панайотти С.С. Автоматизированное профилирование лопастей центробежных рабочих колес: Учебное пособие / под ред. С.С. Панайотти. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. — 68 с.

12. Gulich J.F. Moglecheiten und Grenzen der Vorausberechnung von Cavitationsschaden in Kreizelpumpen // Forch Ingenieurwes. 1997. — pp. 27–29.

Давыдов В.Е., Шавлович З.А.

ПРЯМОЕ УПРАВЛЕНИЕ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ ОТ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Санкт-Петербург, ООО Эмерсон

В последнее время вопросы экологической политики становятся крайне актуальными, в особенности для владельцев генерирующих мощностей. В первую очередь это связано со значительными штрафами за загрязнение окружающей среды, и в частности, за попадание промышленного масла из систем регулирования и смазки гидроагрегатов в речные акватории. Нефтяные продукты, попадая в реки, негативно влияют на флору и фауну, губят микроорганизмы и рыбу. Очистка акваторий от таких загрязнений связана со значительными материальными затратами, а восстановление экобаланса после них занимает значительное время.



Рис.1. Попадание нефтепродуктов в реки губительно для экосистемы

На территории Ленинградской области и Северо-Западного региона расположено около 100 гидроэлектростанций. Оборудование, эксплуатируемое на них, уже давно выработало свой ресурс. Отходы маслохозяйств и утечки рабочей жидкости в реки – насущная проблема эксплуатации. С учетом того, что реконструкция основного оборудования процесс не быстрый и требующий серьезных капитальных вложений, остро встает вопрос о поиске решения, которое позволило бы в короткие сроки и с минимальными затратами уйти от проблем экологии.

Таким решением, может стать, и уже становится, использование электропривода для прямого управления направляющим аппаратом.

Основные преимущества электропривода перед традиционным гидроприводом приведены в таблице 1.

Таблица 1. Сравнительные характеристики электро-, пневмо- и гидропривода.

	Электропривод	Гидропривод	Пневмопривод
Номинальная нагрузка	Ограничено 30 т	Очень высокая	Высокая
Срок службы	Не менее 20 лет	Более 20 лет	Более 20 лет
Точность позиционирования	Очень высокая	Высокая	Средняя
Техническое обслуживание	Простое	Сложное	Среднее
Монтаж	Простой и быстрый	Занимает время, требует испытаний	Занимает время, требует испытаний
Интеграция с системой управления	С любым электронным усилителем	Требуется специальное оборудование (ЭГУ)	Требуется специальное оборудование (ЭПУ)
Влияние на окружающую среду	Отсутствует	Значительное при наличии утечек	Практически отсутствует
Чувствительность к качеству рабочей среды	Отсутствует	Значительная	Значительная
Область применения на ГЭС для функций управления	Минимальная	Широкая	Минимальная
КПД	Более 80%	Менее 50%	Менее 50%

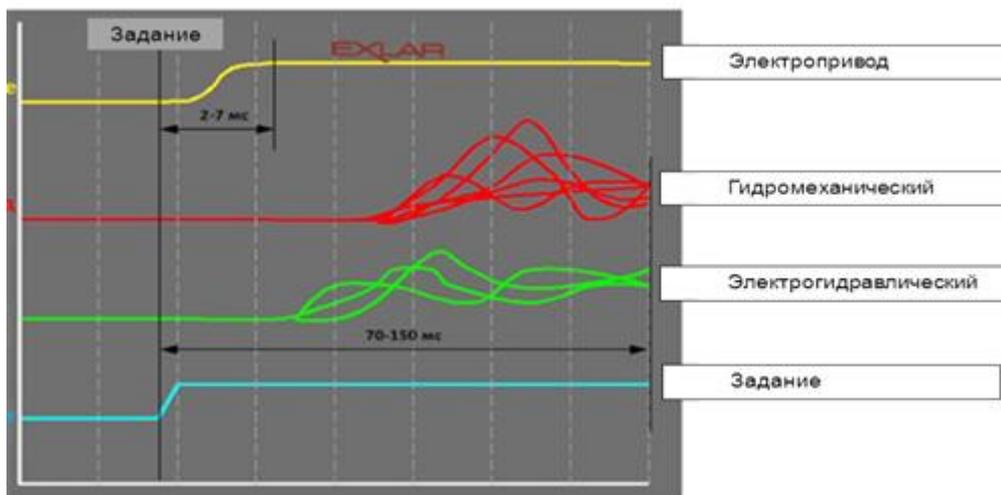


Рис.2. Динамический характеристики гидромеханического, электрогидравлического и электрического приводов

Сравнение различного типа приводов показывает, что электропривод может быть решением экологических проблем на малых ГЭС, где усилие на шток сервомотора не превышает 30т (300 кН).

Первая установка электропривода для прямого управления направляющим аппаратом и полный отказ от использования масла в системе регулирования была реализована на Кондопожской ГЭС гидроагрегат №3.

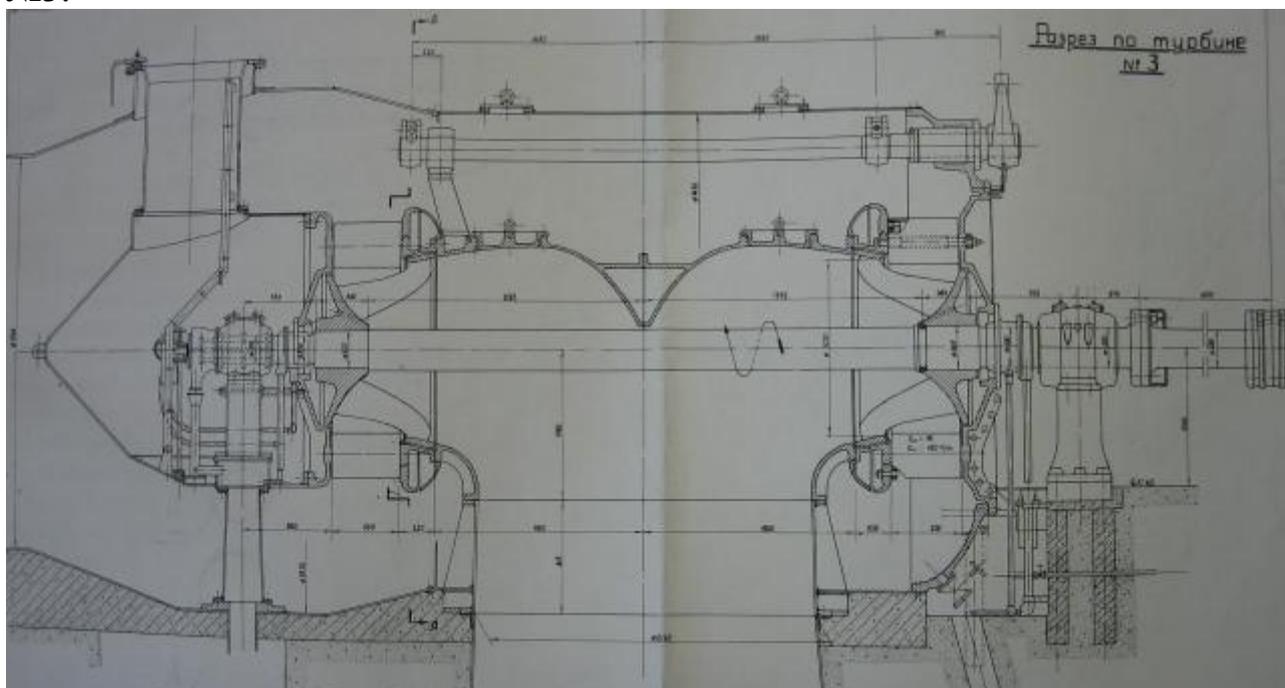


Рис.3. Чертеж разреза рабочей камеры гидроагрегата №3 Кондопожской ГЭС

Основные параметры гидроагрегата:

- номинальная мощность – 4,5МВт;
- тип турбины – горизонтальная РО с двумя НА;
- ход тяги НА – 350 мм;
- максимальное усилие на тяге НА в момент натяга – 10,5 т.

Испытания, проведенные при вводе системы в эксплуатацию (выход на подсинхронную частоты, сбросы нагрузки, работа на сеть), показали, что характеристики электропривода не хуже, а во многом даже выше характеристик ранее эксплуатируемого гидравлического привода (по быстродействию, времени выхода на ХХТ, точности поддержания оборотов ХХ, нагрузки и позиционирования).

В настоящее время система управления на базе электропривода проходит этап подконтрольной эксплуатации.



Рис.4. Система управления гидроагрегатом №3 Кондопожской ГЭС до модернизации (гидромеханический привод)



Рис.5. Система управления гидроагрегатом №3 Кондопожской ГЭС после модернизации (электрический привод)

На сегодняшний день решение по применению электроприводов для прямого управления НА гидротурбин ограничено усилиями до 30-40 т (300-400 кН), т.е. на практике это могут быть небольшие радиально-осевые гидроагрегаты (мощностью до 5 МВт), либо ковшевые турбины с индивидуальным управлением каждым соплом. Однако, в настоящее время проводятся исследовательские работы по возможностям применения электроприводов на более высокие усилия, также как и ведутся поиски решения альтернативного применения в качестве рабочей среды систем регулирования гидроагрегатов рабочих жидкостей на основе как нефтепродуктов, так и синтетических соединений органической химии.

Литература:

1. Тараканов Д.Л., Шавлович З.А. «Преимущества управления главными золотниками гидравлических турбин с помощью электромеханического сервопривода». Журнал Гидротехника. XXI век №4 (16) 2013.

ОПЫТ 3-D РАСЧЕТОВ ТЕЧЕНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

г. Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский политехнический университет

В настоящее время в практике расчетов и проектирования турбомашин широко используются методы расчета трехмерного вязкого течения. Для того чтобы такие методы могли заменить экспериментальные исследования проточных частей требуется произвести правильный выбор параметров расчетной модели. В этом случае расчетные методы позволят качественно и количественно правильно оценивать локальные (давление, скорость) и интегральные (напор, КПД) параметры исследуемых ступеней насосов.

Расчет трехмерного вязкого течения проводится на основе уравнений Рейнольдса, которые замыкались с использованием различных моделей турбулентности. По вычисленным давлениям и скоростям потока вычислялся напор насоса:

$$H = \frac{P_{tot_вх} - P_{tot_вых}}{\rho g}, \quad (1)$$

где $P_{tot_вх}$ – осредненное по расходу полное давление на входе в РК; $P_{tot_вых}$ – осредненное по расходу полное давление на выходе из ступени; ρ – плотность перекачиваемой жидкости и гидравлический КПД ступени:

$$\eta = \frac{H}{H_T}, \quad (2)$$

где H_T – теоретический напор, для определения которого существует два способа. Первый – по разности циркуляций до и после рабочего колеса, второй – через момент сил давления на лопастях РК:

$$H_T = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{1}{g} (\overline{C_{u2}} R_2 - \overline{C_{u1}} R_1); \quad (3)$$

$$H_T = \frac{M \cdot \omega}{\rho g Q}. \quad (4)$$

где $\overline{C_{u1}}$ и $\overline{C_{u2}}$ - средневзвешенные по расходу значения тангенциальной составляющей скорости перед и за рабочим колесом.

При расчетах использовались подходы: 1) с приближенным учетом дисковых потерь и протечек через переднее уплотнение РК, величина которых рассчитывается с использованием полуэмпирических методик; 2) с расчетом дисковых потерь и протечек через расчет течения вязкой жидкости в пазухах и переднем уплотнении ступени насоса.

Для промежуточной ступени насоса ЦНС 63-1400 с коэффициен-

том быстроходности $n_s=40$ были проведены исследования на сеточную независимость решения. Было построено несколько вариантов неструктурированных сеток, общей размерностью от 0,5 до 12 млн. элементов. Расчёт на номинальном режиме показал, что увеличение числа элементов более 7 млн. незначительно сказывается на расчётной величине потерь и напора насоса, однако приводит к заметному увеличению вычислительных затрат. Также был проведён расчёт течения и характеристик на структурированных и неструктурированных сетках. На номинальном режиме расхождение по напору составило 0,8 %, по КПД – 0,3 %, что свидетельствует о допустимости использования неструктурированных сеток для расчёта проточных частей.

Проведено сравнение результатов расчета характеристик с использованием различных моделей турбулентности. Гидравлический КПД определён по результатам численного исследования, значения объёмного и механического КПД определялись по эмпирическим формулам. На номинальном и форсированном режимах наиболее близкий к экспериментальному результат обеспечивает стандартная $k - \varepsilon$ модель, *SST* - модель является несколько более предпочтительной на режимах малых подач. Стандартная $k - \varepsilon$ модель турбулентности предъявляет минимальные требования к вычислительным ресурсам. Модель *SST* обеспечивает большую стабильность, поэтому она применялась в качестве начального приближения в случае возникновения проблем со сходимостью итерационного процесса.

Сравнение результатов расчета характеристик промежуточной ступени, полученных с использованием схем с двумя и тремя ступенями насоса, показало, что интегральные параметры на всех режимах отличаются менее чем на 1%.

Были исследованы подходы «stage averaging» - с осреднением параметров потока при переходе от одного элемента проточной части к другому и «frozen rotor», при котором осреднение не проводится. Из полученных результатов можно сделать вывод, что для моделирования течения в многоступенчатых насосах использование постановки с осреднением параметров по окружности является более предпочтительным, т.к. позволяет получить результат более близкий к экспериментальному при значительно меньших вычислительных затратах.

Одним из широко используемых методов оценки сходимости решения является анализ уровня получаемых невязок. В результате проведенных исследований были сделаны выводы: 1) Значимые изменения интегральных параметров прекращаются после достижения среднеквадратичного уровня невязок менее 10^{-4} ; 2) При уменьшении уровня до 10^{-5} интегральные параметры меняются достаточно мало, однако происходят заметные изменения получаемой картины течения, особенно в области

диффузорного участка лопаточного направляющего аппарата (ЛНА); 3) Дальнейшее продолжение итерационного процесса мало сказывается на результатах расчёта; 4) Максимальные значения уровня невязок могут заметно превышать среднеквадратичные, разница может достигать 2 порядков. Таким образом, достижение сходимости по критерию среднеквадратичных невязок не гарантирует достижения достаточного уровня сходимости во всех точках расчётной области.

Для апробации расчетной модели был проведён ряд численных исследований проточных частей. Насос 600В1.6-100 вертикальный, одноступенчатый, с рабочим колесом одностороннего входа. Коэффициент быстроходности $n_s=120$. При расчёте использовались неструктурированные сетки с тетраэдральными элементами. Вблизи твердых стенок были созданы слои призматических ячеек для достижения равномерной точности расчета в местах быстрого изменения параметров течения. На входе в РК задавалось полное давление (1 атм), на выходе диффузора спирального отвода – массовый расход, на стенках – условие прилипания (с моделированием шероховатости). Сопряжение элементов производилось без осреднения параметров потока. Для замыкания уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, использовалась стандартная $k-\varepsilon$ модель турбулентности. На рис. 1 приведены результаты расчёта на номинальной частоте вращения (600 об/мин).

Было проведено расчётное исследование течения в проточной части консольно-моноблочного насоса КМ 65–50–160 с коэффициентом быстроходности $n_s=70$. Использовалась неструктурированная тетраэдральная расчётная сетка с 5 млн. элементов. Параметры расчетной модели и граничные условия были заданы аналогично насосу 600В1.6-100. Сравнение расчётной и экспериментальной характеристик показало высокий уровень их сходимости (рис. 2).

Помимо сходимости интегральных параметров проточных частей необходимо убедиться в сходимости распределения локальных параметров при численных и экспериментальных исследованиях. Было проведено численное моделирование течения в рабочем колесе питательного насоса с пространственной формой лопастей с коэффициентом быстроходности $n_s=90$, исследованного в относительном движении на аэростенде при $n = 3000$ об/мин. Согласование результатов расчета с экспериментом хорошее. Расчетное распределение статического давления в направляющем аппарате канального отвода также хорошо согласуется с результатами эксперимента.

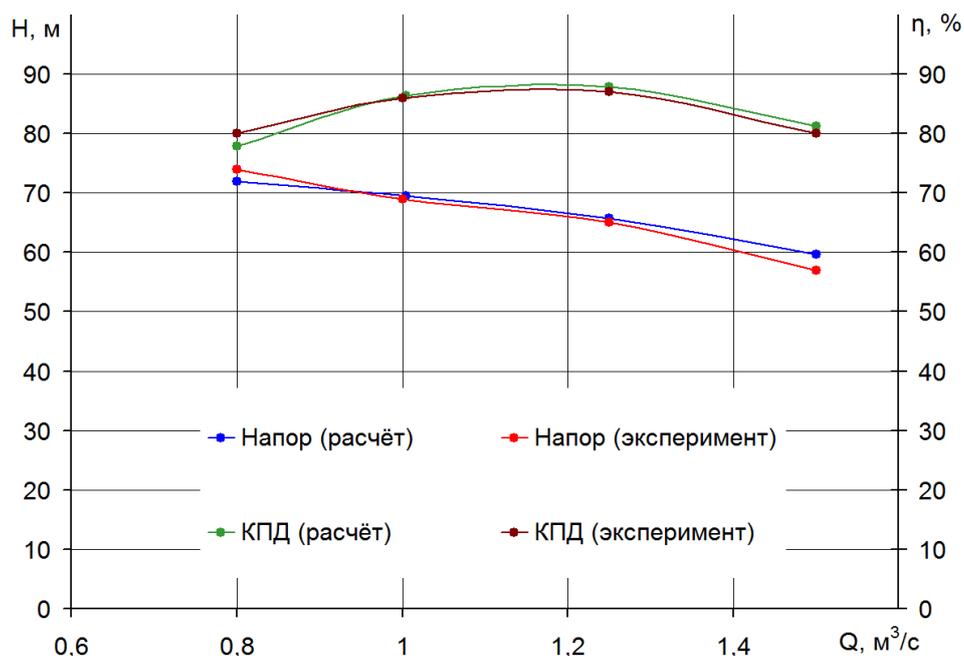


Рис. 1. Сравнение расчётных и экспериментальных характеристик насоса 600B1.6–100 при частоте вращения РК $n = 600 \text{ об/мин}$

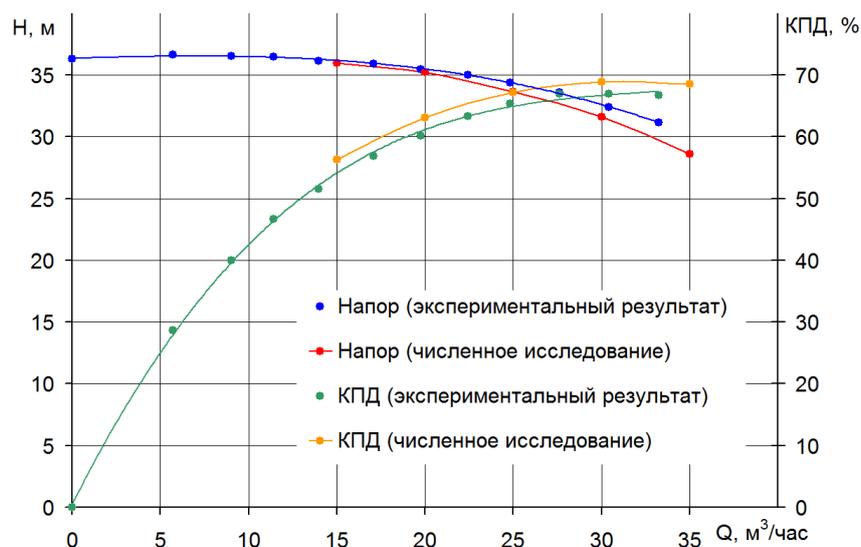


Рис. 2. Сравнение расчётных и экспериментальных характеристик насоса KM 65–50–160

На кафедре гидромашиностроения СПбГПУ были проведены исследования ступени питательного насоса с коэффициентом быстроходности $n_s = 120$. Для определения структуры потока в РК был использован метод визуализации пристенных течений путем нанесения на внутренние поверхности межлопастных каналов масляной краски. На определенных режимах фиксировалось положение донных линий. Линии тока фотографировались и переносились на кальку. Сравнение результатов численно-

го и физического эксперимента представлено на рис. 3.

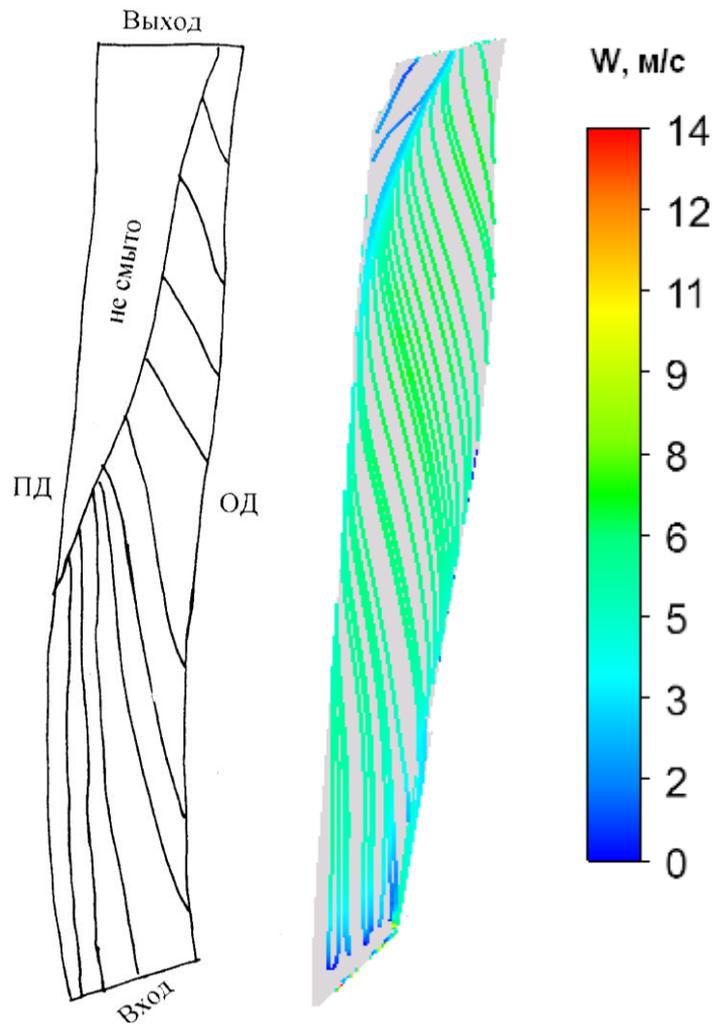


Рис. 3. Сторона разрезания лопасти РК питательного насоса ($n_s=120$, $Q=Q_{\text{НОМ}}$)

Линии тока на обтекаемых поверхностях, полученные в результате численного и физического эксперимента, имеют схожую структуру. Характерные зоны с низкими скоростями – зоны повышенных потерь присутствуют как на экспериментальных, так и на расчетных картинах течения. Следует отметить разный характер течения и соответственно донных линий тока на обтекаемых поверхностях в первой и промежуточной ступенях. Вторичные течения в каналах колеса, оставляющие на обтекаемых поверхностях следы в виде донных линий тока, менее интенсивные в рабочем колесе промежуточной ступени по сравнению с первой ступенью, что очевидно связано с влиянием направляющего аппарата первой ступени на формирование потока в колесе второй ступени.

ТАРИРОВКА УЛЬТРАЗУКОВЫХ РАСХОДОМЕРОВ ГИДРОТУРБИН ЗЕЙСКОЙ ГЭЯ ГИДРОМЕТРИЧЕСКИМИ ВЕРТУШКАМИ

г. Санкт-Петербург, ОАО «НПО ЦКТИ»

На Зейской ГЭС установлено шесть диагональных гидротурбин типа ПЛД45-2556-В-600 номинальной мощностью 220МВт при расчетном напоре $H_p = 78,5\text{м}$.

Гидротурбины оснащены ультразвуковой системой измерения расхода воды. Ультразвуковые расходомеры установлены на прямолинейном горизонтальном участке трубопровода перед входом в спиральную камеру (рис.1.)

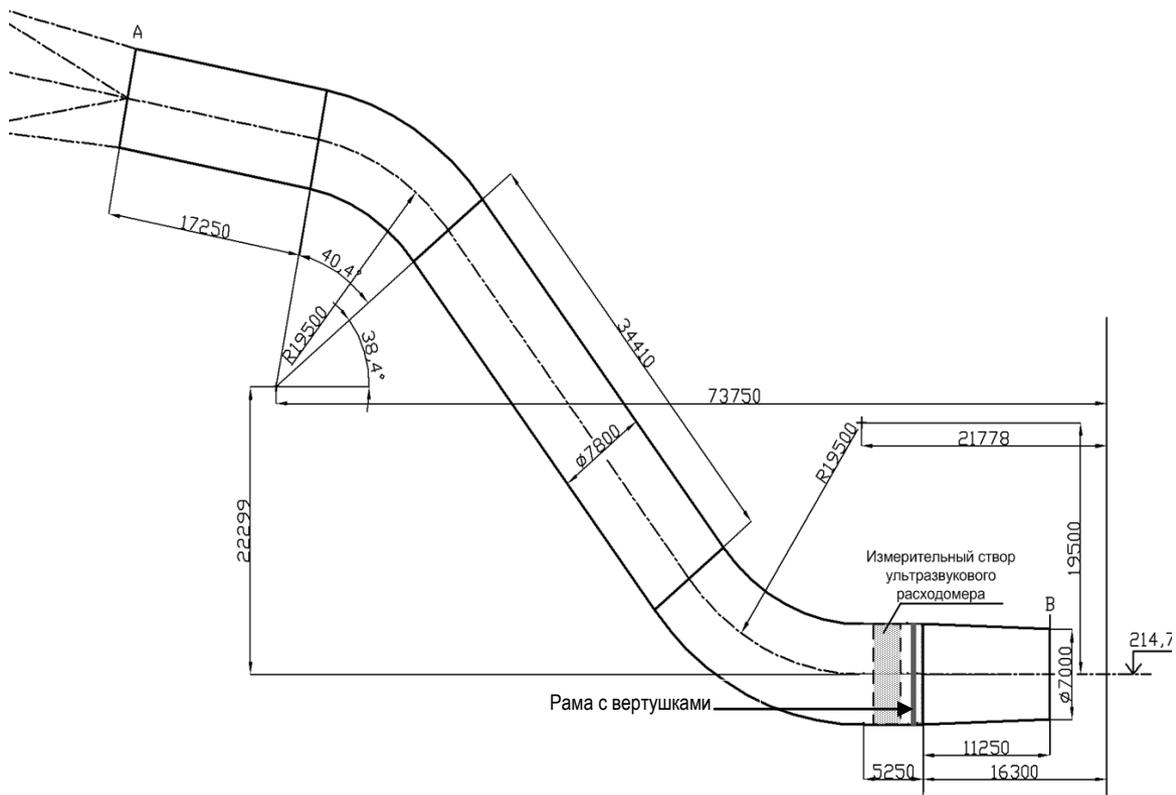


Рис.1 Расположение измерительного створа ультразвукового расходомера и рамы с гидрометрическими вертушками.

Измерение расхода воды в трубопроводе этим методом основано на определении разности времени прохождения ультразвуковых импульсов, направленных по потоку и против потока. Для этого в двух поперечных течению плоскостях измерительного створа расположено по четыре

датчика (закреплены на стенках водовода), что позволяет измерять расход по четырем лучам. Показания ультразвуковых расходомеров поступают в систему АСУТП и одновременно в электронном виде записываются в архив. Из архива возможна выборка ежесекундных показаний расхода за выбранный период времени.

Тарировка ультразвуковых расходомеров агрегатов Зейской ГЭС выполнялась посредством измерения расхода воды вертушками. Методика измерений была следующей. Рама с вертушками устанавливалась на каждом агрегате в напорном водоводе. Измерительный створ располагался между нижним коленом трубопровода и конфузуром, сопрягающим его со спиральной камерой, после измерительного створа ультразвукового расходомера (см. рис. 1).

Для исследования течения в таком створе и оценки неоднородности потока был выполнен расчет течения во всем трубопроводе от входа в водоприемник до выхода из спиральной камеры в направляющий аппарат. Расчет выполнялся с помощью программного пакета Fluent 6.0.

В качестве граничных условий на входе в водоприемник была задана однородная эпюра осевых скоростей при расходе $Q = 300\text{ м}^3/\text{с}$, а на выходе из спиральной камеры – условие равенства давлений во всех точках выходного сечения. В результате была получена картина линий равных скоростей в измерительном створе (рис.2).

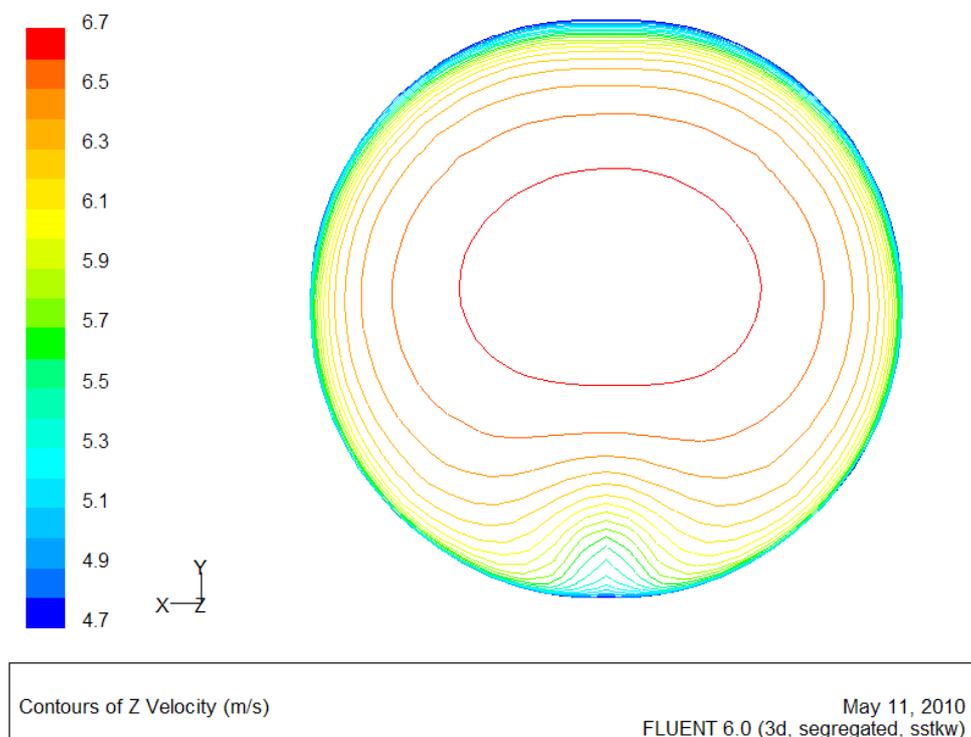


Рис.2. Линии равных скоростей в измерительном створе.

Линии равных скоростей не обладают, как видим, осевой симметрией. Международный стандарт ISO 3354 требует, чтобы вертушки располагались в таком случае не менее чем на шести радиальных лучах. Нами был принят проект 7-лучевой рамы с центральным кольцом (рис. 3).

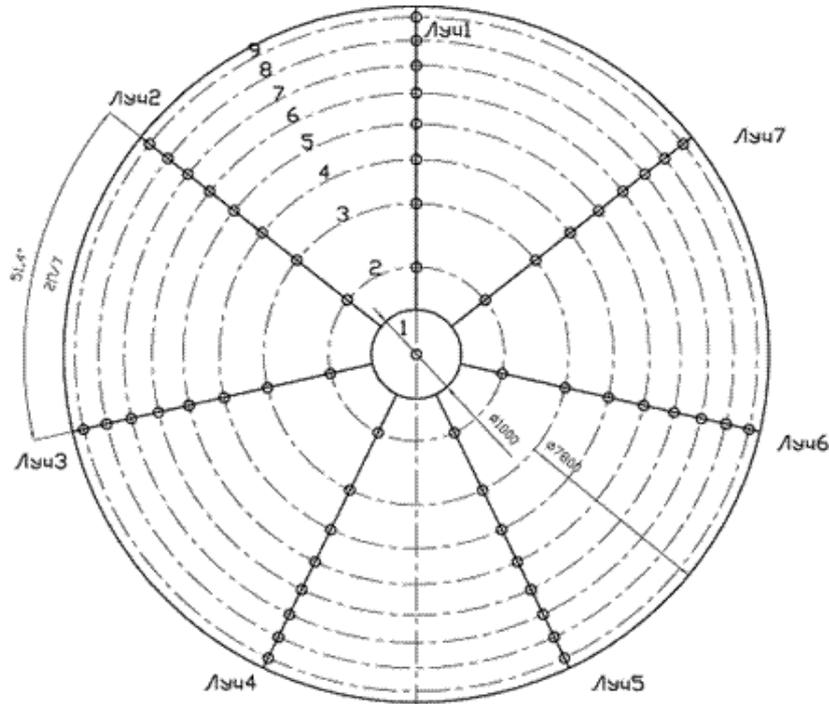


Рис.3. Схема вертушечной рамы.

На каждом луче устанавливалось по восемь вертушек и одна на оси трубопровода. Для определения радиусов установки вертушек круг диаметром 7800мм разбивался на восемь равновеликих колец, а каждое из них в свою очередь на два равновеликих кольца. Вертушки располагались на окружностях, делящих большие кольца на два меньших половинной площади. При такой расстановке вертушек средняя арифметическая скорость была $\bar{V} = 6,321 \text{ м/с}$, а соответствующий ей расход оказался равным $Q = 302,08 \text{ м}^3/\text{с}$, то есть на 0,69% завышенным по сравнению с заданным $300 \text{ м}^3/\text{с}$. Это завышение расхода связано с тем, что не учитывалось торможение потока вблизи твердой стенки. Для повышения точности определения расхода распределение скоростей потока в пространстве между стенкой и ближайшей к ней вертушкой принималось по следующему степенному закону:

$$V_{(y)} = V_a \left(\frac{y}{a} \right)^{1/m}$$

где: V_a – скорость, измеренная вертушкой;
 a – расстояние от стенки до оси ближайшей к ней вертушки;
 Y – текущая координата, отсчитываемая от стенки по нормали;

m – целое число, зависящее от коэффициента гидравлического сопротивления λ (для принятого в расчете $\lambda = 0,015$ число $m = 8$).

Достроив эпюры скоростей до стенки и проведя интегрирование численным методом, получаем более точное значение расхода $Q = 300,2\text{м}^3/\text{с}$. Отличие от заданного расхода составляет лишь 0,07%.

Вид вертушечной рамы в проточной части турбины Зейской ГЭС показан на рис. 4 (вид со стороны спиральной камеры). Рама была сконструирована и изготовлена силами НПО ЦКТИ.

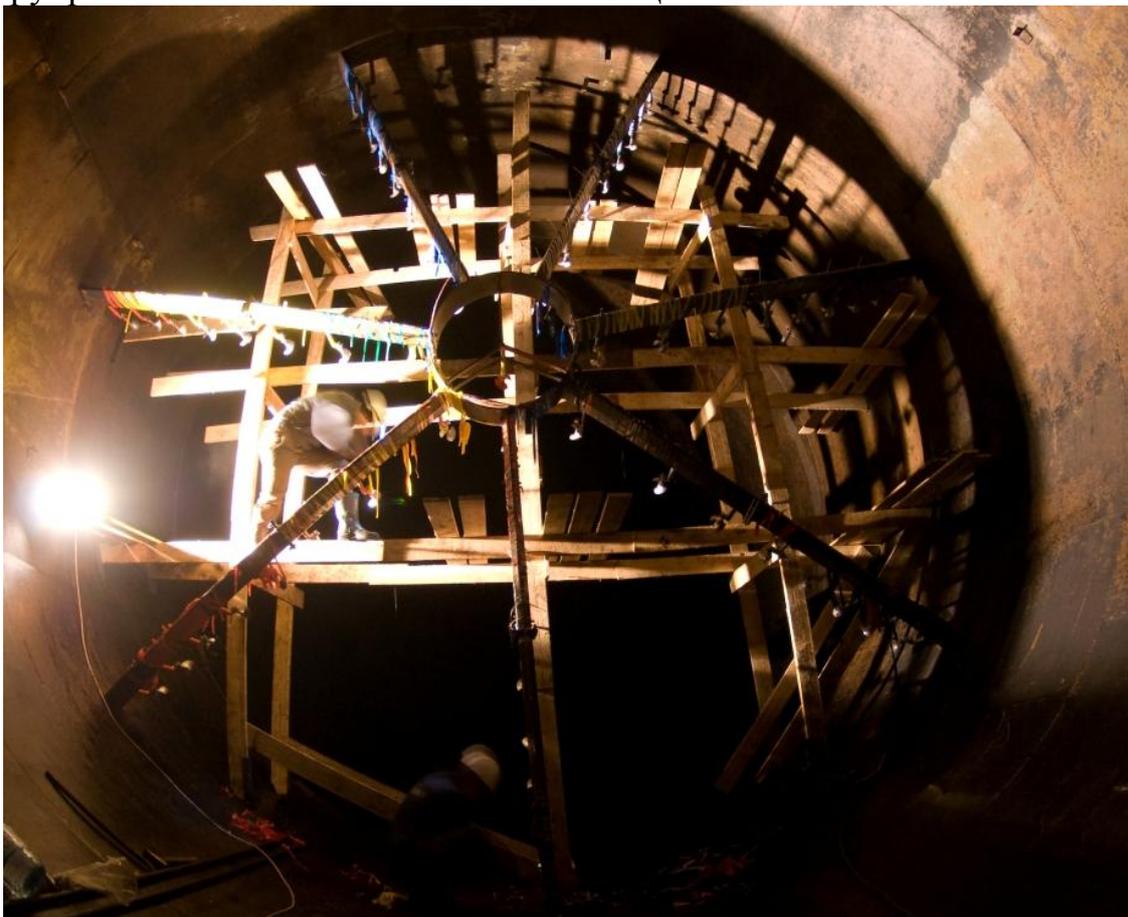


Рис 4. Вертушечная рама в водоводе гидроагрегата Зейской ГЭС.

На раме устанавливались гидрометрические вертушки (57 штук) типа ГР-21М с диаметром пропеллера 120мм. Особенностью этих вертушек является компонентный тип лопастной системы: учитывается проекция скорости потока на ось водовода, что позволяет проводить измерения в мерных створах с недостаточной продолжительностью прямолинейного участка перед ними.

По завершении монтажа измерительной схемы проводился обмер площади измерительного сечения (измерялись семь диаметров водовода в плоскости лопастных систем гидрометрических вертушек) и снятие формуляров расстановки вертушек. После удаления монтажных лесов из

проточной части, герметизации вывода кабеля из спиральной камеры выполнялось затопление агрегата сначала со стороны нижнего бьефа, чтобы исключить повреждение вертушек, а затем полное затопление проточного тракта.

До начала проведения испытаний все гидрометрические вертушки прошли градуировку в опытовом глубоководном бассейне ЦНИИ им. А.Н. Крылова. Скорость потока воды в бассейне и частота вращения вертушки связаны следующей зависимостью:

$$V = An + B,$$

где: V – скорость потока, м/с;

n – частота вращения вертушки, об/с.

A, B – экспериментальные коэффициенты, получаемые в результате градуировки.

Разработанное НПО ЦКТИ специальное программное обеспечение позволяло одновременно регистрировать показания всех 57 гидрометрических вертушек, размещенных в измерительном створе, с записью сигналов и последующей их обработкой на персональном компьютере.

Оцифрованные сигналы в полном объеме архивировались на жестком диске компьютера. Амплитудный спектр сигнала по каждому каналу, вычисляемый процедурой быстрого преобразования Фурье, имел вид последовательности явно выраженных равноотстоящих друг от друга локальных максимумов (рис.5).

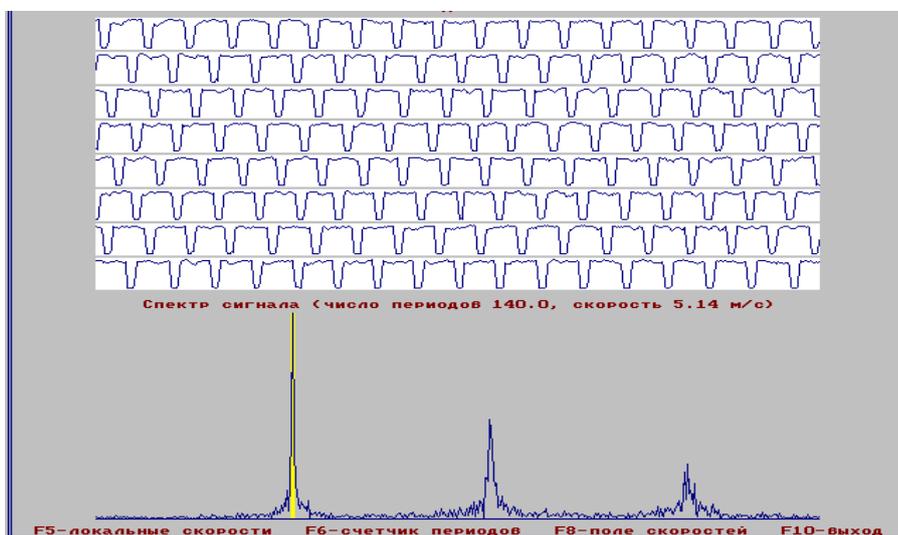


Рис.5. Интерфейс программы обработки сигналов

Локальная скорость воды в соответствующей точке поперечного сечения водовода вычислялась по известной длительности записи и зафиксированному числу оборотов с использованием индивидуальных для каждой вертушки тарифовочных коэффициентов A и B .

Отсутствие сбоев при вводе сигналов проверялось визуальным контролем графиков на экране монитора непосредственно в ходе эксперимента.

На каждом опыте выполнялось по три опроса вертушек с интервалом между опросами около 4 минут. В результате для каждого опыта получалось 3 массива из 57 локальных скоростей.

Расположение датчиков в узлах геометрически правильной сетки позволяло вычислить скорость в любой точке сечения канала путем линейной интерполяции скоростей в ближайших узлах (двумерная конечноэлементная интерполяция первого порядка). Определение расхода воды через гидротурбину производилось интегрированием локальных скоростей по площади измерительного сечения.

Суммарная погрешность определения расхода воды вертушками рассчитывалась по формуле:

$$\delta_Q = \sqrt{\delta_g^2 + \delta_v^2 + \delta_F^2 + \delta_i^2 + \delta_p^2},$$

где: δ_v - систематическая основная погрешность вертушек, составляющая согласно паспорта - 1,5%;

δ_g - погрешность градуировки вертушек $\delta_g = 0,22\%$. Имеет две составляющие. Первая составляющая – погрешность при регистрации длительности записи сигнала вертушки по системному таймеру компьютера (составляет 0,1%). Вторая составляющая - погрешность определения числа оборотов ротора вертушки (составляет 0,2%).

Отсюда полная погрешность градуировки вертушек

$$\delta_g = \sqrt{0,1^2 + 0,2^2} = 0,22 \%;$$

δ_F - погрешность измерения площади мерного сечения (по опыту принималась равной 0,2%);

δ_i - погрешность метода численного интегрирования (по опыту принималась равной 0,2%);

δ_p - погрешность от неточности расстановки вертушек на раме (по опыту принималась равной 0,1%).

Тогда общая погрешность измерения расхода вертушками равна $\delta_Q = 1,55\%$.

Испытания каждого агрегата выполнялись на комбинаторной зависимости при изменении мощности от 50 МВт до $N_{a_{max}}$. На каждом опыте регистрировались следующие величины:

- сигналы 57 гидрометрических вертушек;
- расход воды по ультразвуковому расходомеру;

- мощность агрегата по стационарному прибору класса точности 0,5;
- открытие направляющего аппарата по ходу штока сервомотора $S_{шт}$;
- угол установки лопастей по шкале маслоприемника $\varphi_{л}$;
- напор турбины как разность энергий на входе в спиральную камеру E_1 и на выходе из отсасывающей трубы E_2 .

Напор турбины равен:

$$H_T = E_1 - E_2 = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \right),$$

где: $\frac{P_1}{\gamma}$ и $\frac{P_2}{\gamma}$ – давление воды соответственно на входе в спиральную камеру и на выходе из отсасывающей трубы;

$\frac{V_1^2}{2g}$ и $\frac{V_2^2}{2g}$ – скоростной напор соответственно на входе в спиральную камеру и на выходе из отсасывающей трубы.

Поскольку площади входного сечения спирали и выходного сечения отсасывающей трубы мало отличаются, то наибольшая разница скоростных напоров $\left(\frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} \right)$ составляла всего 0,05 м, то есть была пренебрежимо малой величиной. Окончательная формула для расчета напора имела вид:

$$H_T = (\nabla ВБ - \Delta h_{СУР}) - \nabla НБ,$$

где: $\nabla ВБ$ и $\nabla НБ$ – отметки верхнего и нижнего бьефов;

$\Delta h_{СУР}$ – потери на сороудерживающей решетке.

Значения $\nabla ВБ$, $\nabla НБ$ и $\Delta h_{СУР}$ определялись по стационарным приборам.

В процессе испытаний напор в опытах несколько изменялся, поэтому измеренные значения расхода воды Q и мощности агрегата N_a приводились к одному напору. За приведенный напор $H_{Тпр}$ принимался напор турбины на режиме наибольшей мощности. Приведение расхода воды к одному напору выполнялось по формуле:

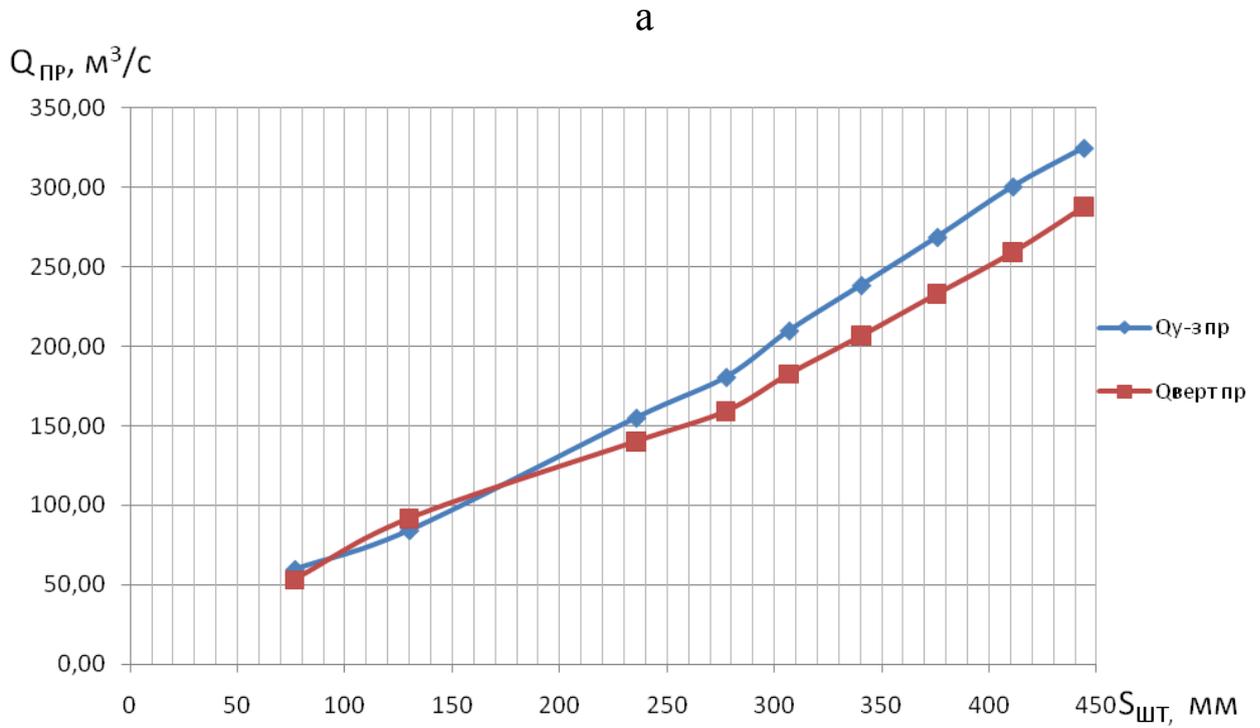
$$Q_{пр} = Q_{оп} \cdot \left(\frac{H_{Тпр}}{H_{Топ}} \right)^{\frac{1}{2}},$$

а мощности агрегата по формуле:

$$N_{апр} = N_{аоп} \cdot \left(\frac{H_{Тпр}}{H_{Топ}} \right)^{\frac{3}{2}}.$$

В этих формулах $N_{аоп}$ и $Q_{оп}$ соответственно мощность и расход воды в опыте при напоре $H_{Топ}$.

В качестве примера на рис.6 показаны расходы воды, измеренные на агрегате 1 при напоре $H_{гпр} = 86,63$ м ультразвуковым расходомером и гидрометрическими вертушками. Расходы представлены в зависимости от открытия направляющего аппарата (рис.6а) и в зависимости от угла разворота лопастей (рис.6б).



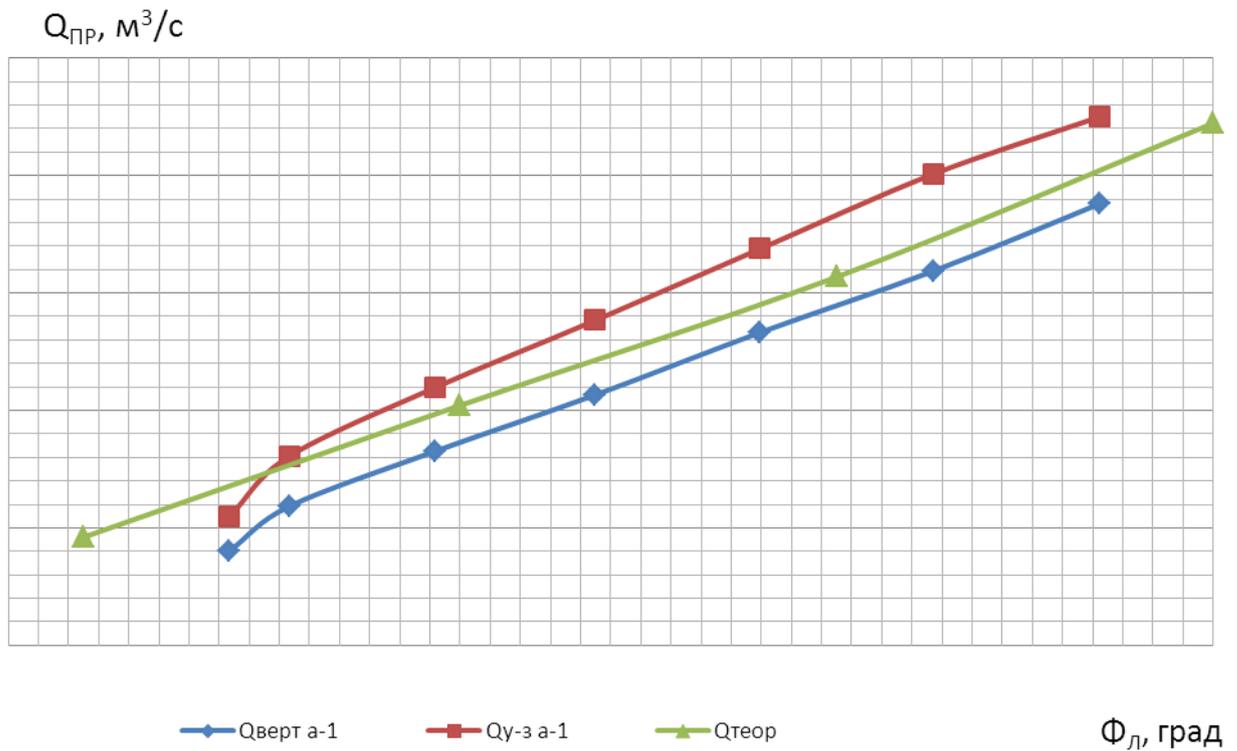


Рис. 6. Зависимость расхода воды от открытия регулирующих органов

На рис. 6б показана также теоретическая зависимость расхода воды от угла установки лопастей. Она построена по данным модельных испытаний.

Представленные на рис.6 зависимости являются типичными для гидротурбин Зейской ГЭС. На всех машинах ультразвуковые расходомеры дают, как правило, завышенные значения расхода воды по сравнению с замерах расхода воды гидрометрическими вертушками (табл.1). В наибольшей степени это проявляется на агрегатах 1 и 3, где превышение расхода по ультразвуковому расходомеру достигает 14÷20 % (табл.2). На других агрегатах расхождение меньше (около 10 %), а на агрегате 2 оказывается наименьшим (4 %).

В зависимости от способа регистрации расхода воды **максимальный** КПД турбины оказался следующим (табл.3).

Таблица 3

Максимальные КПД турбин при замерах расхода воды по ультразвуковому прибору и вертушками, в %.

№ турбины	Напор $H_{тпр}$, м	Расходомер	
		Ультразвуковой прибор	Гидрометрическая вертушка
1	86,63	0,82	0,94
2	86,05	0,90	0,92
3	87,04	0,79	0,94
4	85,57	0,87	0,92
5	92,86	0,85	0,93
6	89,42	расходомер не установлен	0,93

Расходы воды, измеренные вертушками, оказались на всех машинах меньше теоретических, рассчитанных по данным универсальной характеристики рабочего колеса ПЛД-2556.

Вывод

Одновременное измерение расхода воды по стационарным ультразвуковым приборам и гидрометрическими вертушками позволило протарировать расходомеры турбины Зейской ГЭС (см.табл.1).

Ультразвуковые расходомеры дают завышенные значения расхода воды через турбины, которые могут достигать 20% (см.табл.2, агрегат 3).

Таблица 1.

Тарировка ультразвуковых расходомеров агрегатов А1-А5 Зейской ГЭС.

Расход воды по ультразвуковому расходомеру, $Q_{у-з}$, $м^3/с$	№ агре-гата					Средн. Знач
	А1	А2	А3	А4	А5	
60	56		49		68	58
70	71		60		75	71
80	84	77	70		82	78
90	95	86	80	86	90	88
100	104	96	89	95	97	97
110	113	106	98	104	105	106
120	121	115	106	114	114	115
130	128	125	114	123	122	124
140	137	135	122	132	130	133
150	144	144	130	142	139	142
160	150	154	138	151	148	150
170	157	164	146	161	157	159
180	164	173	153	170	166	168
190	171	183	161	179	175	177
200	178	193	169	189	184	186
210	186	202	177	198	193	194
220	194	212	185	208	202	204
230	202	221	193	217	211	212
240	210	231	201	227	220	222
250	219	241	209	236	229	231
260	228	250	218	246	237	240
270	237	260	226	256	246	249
280	246	270	235	265	255	259
290	255	279	244	275	263	268
300	263	289	252	284	272	277
310	271	299	261	294	280	286
320	279		269			293
330	285		278			304

Примечание: в клетках таблицы показаны измеренные вертушками расходы воды для агрегатов А1-А5.

Таблица 2.

Сравнение показаний ультразвуковых расходомеров агрегатов А1-А5
Зейской ГЭС.

Расход воды по ультразвуковому расходомеру, $Q_{у-з}$, $м^3/с$	№ агрегата					Средн. Знач
	А1	А2	А3	А4	А5	
60	-7,1		-22,4		11,8	-3,4
70	1,4		-17		6,7	1,4
80	4,8	-3,9	-14,3		2,4	-2,6
90	5,3	-4,7	-12,5	-4,7	0	-2,3
100	3,8	-4,2	-12,4	-5,3	-3,1	-3,1
110	2,7	-3,8	-12,2	-5,8	-4,8	-3,8
120	0,8	-4,3	-13,2	-5,3	-5,3	-4,3
130	-1,6	-4	-14	-5,7	-6,6	-4,8
140	-2,2	-3,7	-14,8	-6,1	-7,7	-5,3
150	-4,2	-4,2	-15,4	-5,6	-7,9	-5,6
160	-6,7	-3,9	-15,9	-6	-8,1	-6,7
170	-8,3	-3,7	-16,4	-5,6	-8,3	-6,9
180	-9,8	-4	-17,6	-5,9	-8,4	-7,1
190	-11,1	-3,8	-18	-6,1	-8,6	-7,3
200	-12,4	-3,6	-18,3	-5,8	-8,7	-7,5
210	-12,9	-4	-18,6	-6,1	-8,8	-8,2
220	-13,4	-3,8	-18,9	-5,8	-8,9	-7,8
230	-13,9	-4,1	-19,2	-6	-9	-8,5
240	-14,3	-3,9	-19,4	-5,7	-9,1	-8,1
250	-14,2	-3,7	-19,6	-5,9	-9,2	-8,2
260	-14	-4	-19,3	-5,7	-9,7	-8,3
270	-13,9	-3,8	-19,5	-5,5	-9,8	-8,4
280	-13,8	-3,7	-19,1	-5,7	-9,8	-8,1
290	-13,7	-3,9	-18,9	-5,5	-10,3	-8,2
300	-14,1	-3,8	-19	-5,6	-10,3	-8,3
310	-14,4	-3,7	-18,8	-5,4	-10,7	-8,4
320	-14,7		-19			-9,2
330	-15,8		-18,7			-8,6

Примечание: в клетках таблицы показана разница значений расходов, измеренных вертушками и ультразвуковыми расходомерами, в % для агрегатов А1-А5.

ОБРАТНЫЕ ТОКИ В ШНЕКАХ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ

Москва, ЗАО НПО «Гидроаппарат»

Исследованию обратных токов в шнеках посвящено незначительное число работ. Все исследователи отмечают их наличие, влияние на кавитационные характеристики, однако в расчётах напорных и энергетических характеристик они, как правило, не учитываются.

Наиболее полно обратные токи в шнеках исследовали В.Ф. Чебаевский и В.И. Петров [1].

Они показали, что максимум величины обратных токов, выбрасываемых из шнека на периферийной области на входе в шнек, имеет место, когда подача в сеть, равна нулю. Их величина равна активному потоку на входе в шнек. По мере увеличения подачи в сеть величина обратных токов снижается, при $Q_c \cong 0,5Q_{max}$ они исчезают.

Наиболее часто для улучшения кавитационных характеристик в центробежных насосах устанавливаются шнеки постоянного шага, когда $S1=S2$, S – шаг винтовой поверхности лопастей шнека, индексы 1 и 2 относятся к входу и выходу. Эти шнеки имеют коэффициент полезного действия $\eta \cong 0,5$. Применяются также шнеки, когда $S1 < S2$. Они имеют более высокий КПД.

Запатентован также шнек, у которого $S2 > S1$ [2]. Они имеют достаточно высокий КПД и практически постоянное значение срывного коэффициента кавитации C_{III} во всём диапазоне подач. Шнеки переменного шага подробно исследовались В.И. Мелашенко в Калужском филиале МГТУ имени Н.Э. Баумана. Результаты исследований опубликованы [3].

Эти исследования позволили уточнить ранее опубликованные предположения к методике расчёта напорных характеристик шнеков постоянного и переменного шага [4] и создать единую методику расчёта.

Как известно, реальная напорная характеристика шнека постоянного шага в координатах «подача – напор» ($H-Q$) – прямая линия.

Максимальная подача Q при $H=0$ вычисляется по формуле:

$$Q_{max} = \frac{\pi \omega S_{ш} (D_{ш}^2 - d^2)}{4} = u S_{ш} h \quad (1)$$

Здесь: $S_{ш}$ – шаг лопастей шнека, $D_{ш}$ – наружный диаметр шнека, d – диаметр втулки, на которой расположены лопасти, ω – частота вращения, u – окружная скорость на среднем диаметре, $D_{cp} = (D_{ш} + d)/2$.

С учётом стеснения потока лопатками:

$$Q_{max} = uS_{ш}h \left(1 - \frac{z\delta}{S_{ш}}\right) \quad (2)$$

z – число лопастей, δ – толщина лопасти.

Напор при нулевой подаче вычисляется следующим образом. При работе шнека на стенку на максимальном диаметре шнека наблюдается обратный ток. Это отмечают все исследователи. То есть в шнек входит активный поток, а из него выбрасывается обратный ток.

Такую схему течения можно представить следующим образом (рис. 1).

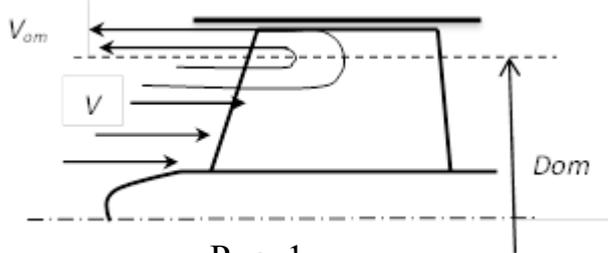


Рис. 1

Можно провести условную поверхность, разделяющую активный и обратный токи. Очевидно, что $Q_{om} = Q_{акт}$. Принимаем, что меридианные скорости в прямом и обратном токе $v_{mnp} = v_{тобр}$, тогда D_{om} вычисляется как:

$$D_{от} = \sqrt{D_{ш}^2 + d^2}$$

Величина обратного тока вычисляется по ф. (1) и (2), если заменить $D_{ш}$ на D_{om} .

Для определения напора при нулевой подаче обратимся к рис. 2. За шнеком устанавливается давление P_2 . Если давление перед шнеком – P_1 , то

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \left(\lambda \frac{l}{D_r} + 1\right) \frac{v^2}{2g} \quad (3)$$

Здесь λ – коэффициент гидравлических потерь в обратном токе, l – длина канала в развёртке,

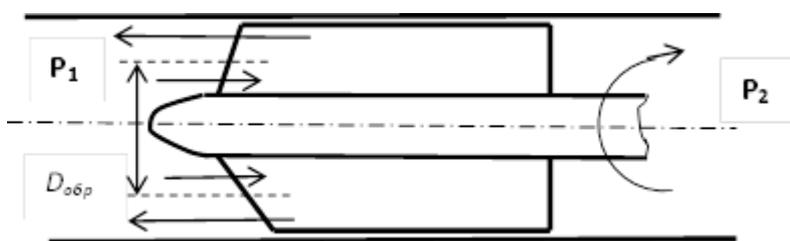


Рис.2

по которому течёт обратный ток, D_2 – гидравлический диаметр канала, v – абсолютная скорость в обратном токе (осреднённая).

Анализ многочисленных опытных данных, показал, что величина $\lambda = 0,001$, и гидравлическими потерями в шнеке можно пренебречь.

Так как

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} = H_0 \quad (4)$$

то с учётом влияния зазора на характеристики шнеков окончательное выражение для напора шнека можно представить в виде:

$$H = \frac{v_m^2 + u_{cp}^2}{2g} \left(\frac{D_{ш}}{D_n} \right)^{12} (1 - q) \quad (5)$$

Здесь: v_m – средняя меридианная скорость в обратном токе, u_{cp} – окружная скорость шнека на среднем диаметре обратного тока, $D_{ш}$ – наружный диаметр шнека, D_n – диаметр патрубка, в котором установлен шнек, $q = Q_c / Q_{max}$ – относительная подача.

Коэффициент полезного действия вычислим как произведение гидравлического, механического и объёмного коэффициентов полезного действия:

$$\eta = \eta_c \eta_m \eta_o \quad (6)$$

$$\eta_r = \frac{H}{H_T}$$

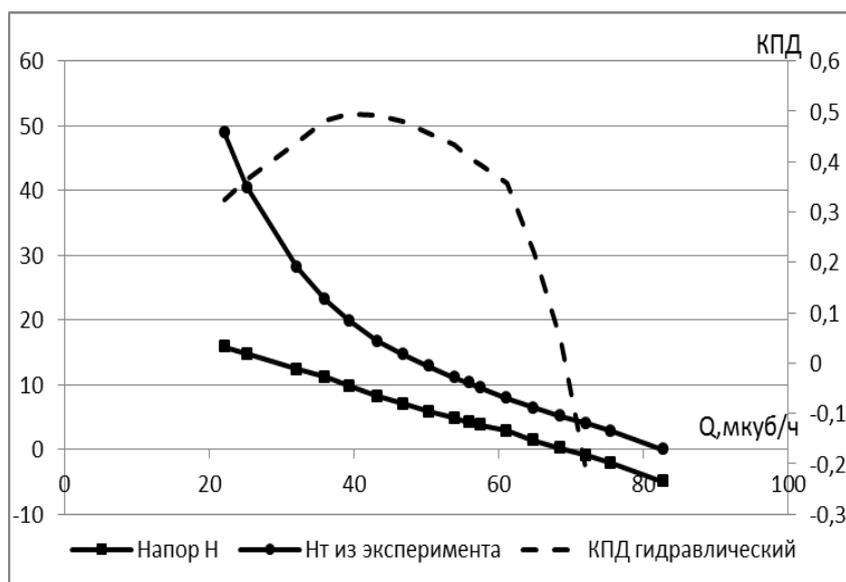


Рис. 3

Теоретический напор шнека, выраженный через геометрические параметры шнека, определено в [1]:

$$H_T = A_0 n^2 - B_0 n Q \quad (7)$$

Здесь: $A_0 = 2,79 \cdot 10^{-4} D_p^2$, D_p совпадает с $D_{от}$; $B_0 = 16,75 \cdot 10^{-3} D_p^2 / (S F_{фр})$, $F_{фр}$ – фронтальная площадь шнека.

В диапазоне подач, когда имеют место обратные токи, следует учесть объёмный КПД:

$$\eta_{об} = \frac{Q_c}{Q_c + Q_{от}} \quad (8)$$

На режимах, когда обратные токи отсутствуют, $\eta_{об} = 1$.

Обратные токи максимальны при нулевой подаче в сеть, по мере увеличения подачи в сеть, обратные токи уменьшаются на величину подачи в сеть и исчезают вовсе. Теперь можно рассчитать энергетические характеристики шнека во всём диапазоне подач.

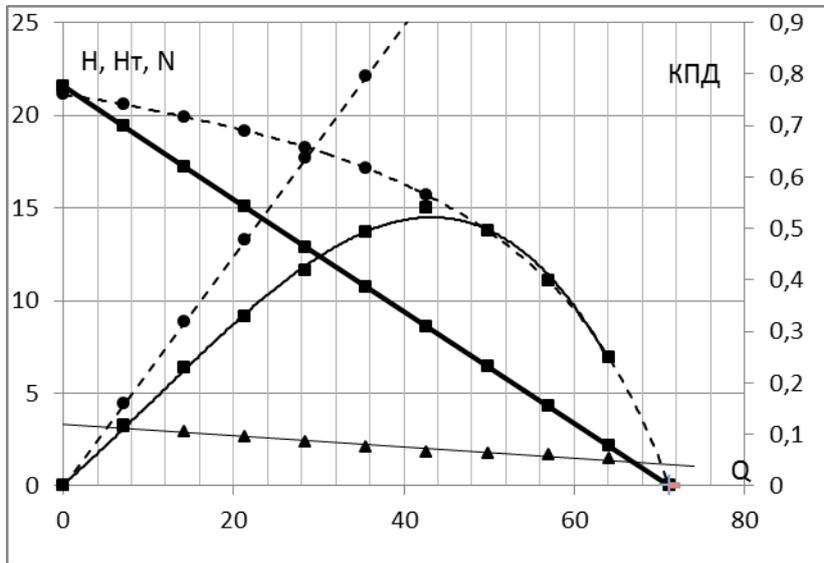


Рис. 4

На рис. 3 приведены экспериментальные характеристики $H=f(Q)$, $Hm=f(Q)$ и $\eta_r=f(Q)$ шнека со следующей геометрией: $D_{ш}=114,5\text{мм}$; $D_n=115,2\text{мм}$; $d=45\text{мм}$; $S_{ш}=44\text{мм}$; $z=3$; $\delta=3\text{мм}$; частота вращения $n=4000$ об/мин [5]

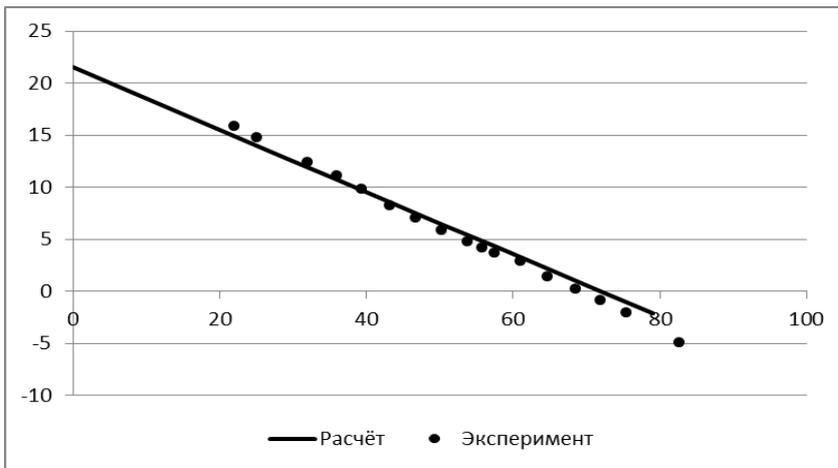


Рис. 5

На рис.4. – расчётные характеристики $H=f(Q)$, $\eta=f(Q)$, $N=f(Q)$ по описанной здесь методике. Прямая пунктирная линия - $\eta_{об}=f(Q)$, вторая пунктирная - $\eta_c=f(Q)$.

На графике рис. 5 показано сравнение расчётной и экспериментальной характеристик этого шнека.

Аналогичная методика разработана и для расчёта характеристик шнеков переменного шага и осе-вихревой ступени.

Таким образом, учёт обратных токов позволил создать эффективные программы расчёта предвключённых устройств для центробежных насосов по геометрическим и режимным параметрам: «Программа расчёта характеристик шнеков постоянного шага и осе-вихревой ступени» и «Программа расчёта характеристик шнеков переменного шага». Про-

граммы включают блок по расчёту допустимого кавитационного запаса в зависимости от подачи: $h_{II}=f(Q)$.

Сравнение экспериментальных характеристик шнеков переменного шага и осе-вихревой ступени и рассчитанных по предложенной методике также подтверждает высокую сходимость. Таким образом, инженеры-проектанты насосов получают возможность на стадии проектирования рассчитывать энергетические характеристики шнеков и выбирать наиболее приемлемые геометрии, обеспечивающие заданные характеристики центробежных насосов, в которые они устанавливаются.

Литература.

1. Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов, 1973 г. М. Машиностроение, стр. 152.
2. Зотов Б.Н., Мелашенко В.И.. Исследование кавитационных характеристик шнеков переменного шага. «Химическое и нефтегазовое машиностроение», 2013, №11, стр. 34-35.
3. Патент РФ №2396463 РФ , МПК F01D4/04. Насос/ Б.Н. Зотов. Оpubл. 10.08.2010.
4. Зотов Б.Н.. Исследование обратных токов в насосах и методика расчёта характеристик осе-вихревой ступени. «Химическое и нефтегазовое машиностроение», 2006, №5, стр. 30-32.
5. Насонова А.Д., Панайотти С.С., Хлорынцев А.А. Напорная характеристика шнека. Есорump.ru/2010. Эффективность и экологичность насосного оборудования: тез. докл. Межд. науч.-тех. конф. (Москва, 27 окт.2010 г.)/ Москва, МВЦ «Крокус-Экспо», - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, стр. 27-29.

Зотов Б.Н.

ОБРАТНЫЕ ТОКИ И КАВИТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШНЕКОВ

Москва, ЗАО НПО «Гидроаппарат»

Расчёт критического кавитационного запаса шнеков, как правило, выполняется для номинальной подачи насоса по следующей формуле:

$$\Delta h_{II} = \frac{v_m^2}{2g} + \lambda_{II} \frac{w^2}{2g} \quad (1)$$

Здесь v_m – меридианная скорость на входе в шнек, w - относительная скорость в каналах шнека, λ_{II} – коэффициент.

$$\lambda_{II} = \frac{2,8}{KD_{ш}^2} + 0,21\sqrt{\delta_{1ш}} + \frac{0,11}{\sqrt[6]{L_{ср}}} + \frac{0,03}{1+0,1(10\bar{l})^4} - 0,091 \quad (2)$$

$KD_{ш} = \frac{D_{ш}}{z\sqrt[3]{Q}}$ - коэффициент входа в шнек;

$\bar{\delta}_{1ш} = \frac{\delta}{D_{ср}}$ - относительная толщина лопастей шнека:

$\bar{L}_{ср} = \frac{\pi\tau_{ср}}{z}$ - относительная длина канала шнека;

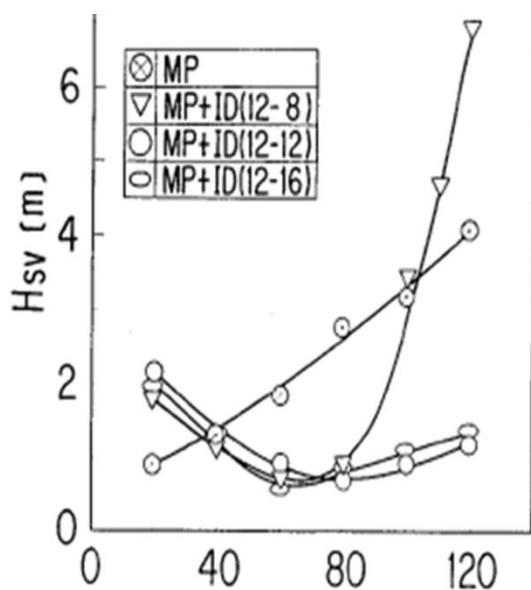
$\bar{l} = \frac{l_{сз}}{D_{сз}}$ - относительная длина заострения входного участка лопасти шнека.

В этих выражениях:

$D_{ш}$ - наружный диаметр шнека, $D_{ср} = (D_{ш} + d)/2$ - средний диаметр лопастей шнека, $\tau_{ср}$ - густота решётки лопастей шнека на среднем диаметре, z - число лопастей шнека.

Легко заметить, что все относительные величины, входящие в ф.2, так или иначе «привязаны» к $D_{ш}$. Как известно, кавитация на режимах, когда обратные токи отсутствуют, начинается на максимальном диаметре шнека - $D_{ш}$, а когда есть обратные токи, то на границе прямого и обратного тока $D_{обр}$, причём величина $D_{обр}$ изменяется от значения, близкого к $D_{ср}$, до $D_{ш}$.

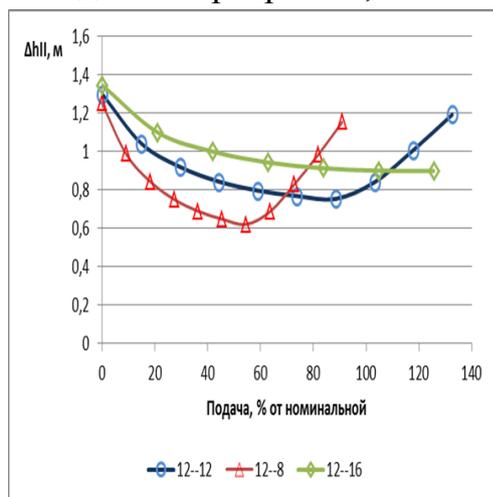
Представляется целесообразным все относительные величины в ф.2 отнести к $D_{обр}$.



Для проверки такого предложения сравним расчётные и экспериментальные величины $\Delta h_{кр} = f(Q)$ для различных конструкций шнеков. Воспользуемся характеристиками, приведенными в работе [1]. Всего было испытано 7 конструкций шнеков с различными углами входа и выхода, в том числе и шнек постоянного шага. В работе приведены геометрические и режимные параметры испытанных шнеков, что дало возможность вычислить не только напорные характеристики, но и кавитационные. Шнеки испытывались при $n=2750$ об/мин, $D_{ш}=124$ мм, $d=30$ мм, осевая длина $l=100$ мм, число лопастей $z=2$, толщина лопастей $\delta=2,5...3$ мм. Отметим, что схождение расчётных напорных характеристик с учётом обратных токов и экспериментальных для всех вариантов отличное. Результаты будут опубликованы в журнале «Химическое и нефтегазовое машиностроение».

На рис.1 приведены кавитационные характеристики центробежного колеса и его же характеристики с предвключёнными тремя шнеками, у которых угол на максимальном диаметре на входе оставался постоянным и был равен 12° , а на выходе составлял 8° , 12° , 16° . По оси «Х» приведена подача в % от номинальной, которая составляла 96 м³/час. Как указано в работе [1], значение кавитационного запаса H_{sv} определялось по 3% снижению напора, то есть он соответствовал значению $\Delta h_{кр}$, рассчитываемому по ф.1.

На рис. 2 приведены расчётные графики $\Delta h_{кр}=f(Q)$ для трёх шнеков, вычисленные по изложенной здесь схеме. Обратные токи определялись по методике и программе, изложенной в [2].



Сравнивая графики на рис. 1 и рис. 2 можно сделать выводы не только о качественном схождении расчёта с экспериментом, но и достаточно близком количественном совпадении расчётных и экспериментальных значений в диапазоне подач, который, как правило, назначается у центробежных насосов как рабочий.

Естественно, что эмпирическая формула λ_{II} основывалась на значениях, близких к номинальным значениям подач. При малых

подачах введение $D_{обр}$ вместо $D_{ш}$ может оказаться недостаточным, что потребует уточнения расчётных формул λ_{II} для различных рабочих диапазонов и геометрических параметрах шнеков. Следует также отметить, что несмотря на существенное изменение параметров шнека на выходе, напор насоса и КПД оставались практически постоянным, что позволяет сделать предположение о том, что согласование потоков на выходе из шнека и параметров лопастной системы колеса на входе представляется избыточным

Литература.

1. Tahara H. and Manabe A. Influence of Inlet and Outlet Angles of Inducer on Improvement in Suction Performance of Centrifugal Pumps. //Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B. Vol. 50 (1984) No. 458 P. 2619-2624
2. Зотов Б.Н. Обратные токи в шнеках и их влияние на характеристики. В наст. сб.

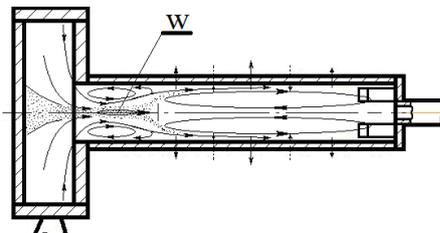
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИХРЕВОГО КАВИТАТОРА ПУТЁМ ОСЕВОГО ВВОДА ТРАНЗИТНОГО ПОТОКА

г. Нижний Новгород, ФГБОУ ВПО НГСХА

Вихревой кавитатор это жидкостный свисток, созданный на основе вихревой трубы Ранке, содержащий улитку с тангенциальным входом, соединённую торцом с вихревой трубой-резонатором. Входящий в улитку из насоса тангенциальный поток взаимодействует компонентой этого же потока, совершившей почти полный оборот в улитке. Это взаимодействие носит периодический характер и создаёт акустический сигнал, который распространяется в вихревую трубу и, отражаясь от выходного торца, создаёт стоячую волну. В пучностях этой волны за счёт изменения знака давления на зародышах возникают и схлопываются кавитационные каверны, обуславливающие протекание широкого спектра технологических процессов.

Обычно у звуковых генераторов такого типа коэффициент преобразования входной энергии в звуковую не превышает 10%, что объясняет недостаточно широкое их использование. Однако, с учётом того, что такие устройства и технологии имеют широкие и глубокие функциональные возможности является актуальным их использование, развитие и совершенствование.

Одним из недостатков такого свистка является малый радиус поворота и протяженный путь трения закрученного в улитке потока по вихревой трубе. Причём потери этого потока превышают гидравлические потери просто вихревого течения, как такового, поскольку при нарастании потерь вдоль линии тока снижается скорость течения, вследствие чего увеличивается сечение потока и в приосевой области при смыкании диаметральных фрагментов зарождается второе течение, противоположное по направлению основному потоку, хотя и с тем же направлением вращения.



Это обратное течение, вновь вливаясь в основное, повторно проходит этот путь трения, что и обуславливает дополнительные затраты входной мощности.

Одним из вариантов решения этой задачи

Рис. 1. Структура потоков в ВК.
является осевой ввод в улитку
транзитного потока.

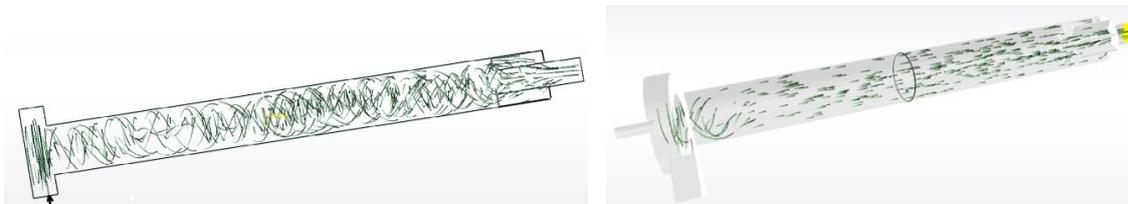
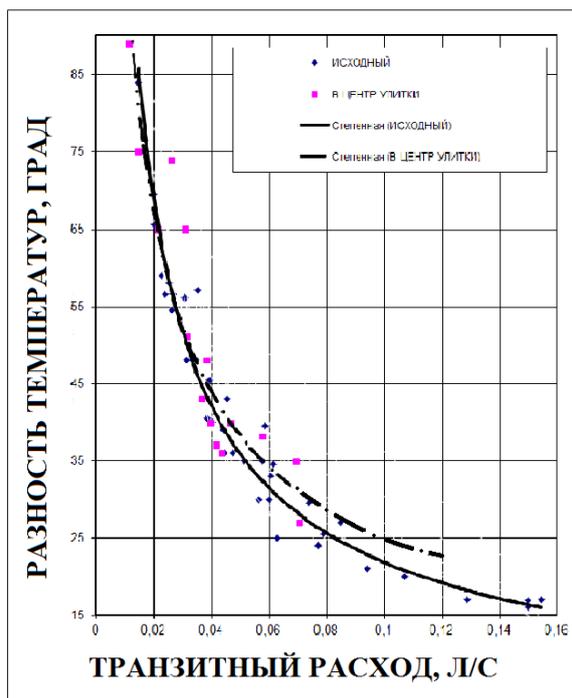


Рис. 2. Изменение структуры вихревого потока при осевом вводе транзита

При этом, во-первых, заполняются и уносятся парогазовые полости, сосредоточенные в приосевой области, что значительно улучшает волновые характеристики рабочей жидкости. Во-вторых, вихревое течение в резонаторе за счёт обмена количеством движения переходит в потенциальное осевое, что обуславливает однородный поток и меньшие затраты мощности на него, то есть незначительное сосредоточенное осевое течение более существенно меняет структуру, чем это можно было бы достичь эквивалентным изменением критерия Россби.

Для ввода этого потока предложена конструкция многокольцевого сопла, позволяющая создавать течение необходимой конфигурации за счёт управления напором в каждом кольцевом канале, а также давлением и составом среды в каждой кольцевой полости между кольцевыми струйными элементами.



Результаты экспериментальной проверки подтвердили выводы, полученные на расчётных моделях в среде LOGOS. В качестве меры эффективности была принята разность температур входящего осевого и выходного транзитного потока, изменение которой в зависимости от режима показало повышение эффективности работы вихревого кавитатора на негорячих режимах, то есть до разности температур 55 градусов. Причём, на «холодных» режимах это превышение может достигать 40%.

Рис.3. Теплотворная характеристика вихревого кавитатора.

Иванюшин А.А.¹, Руденко А.Ал.², Твердохлеб И.Б.²

О ПРИМЕНЕНИИ СМЕННЫХ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ В НАСОСАХ СО СПИРАЛЬНЫМ ОТВОДОМ

Сумы, ОАО "ВНИИАЭН"¹,
Москва, ООО "УК"ГруппаГМС"²

Эксплуатация насосного оборудования зачастую предполагает регулирование параметров, что предопределяет смещением рабочей точки насоса относительно оптимальной подачи. Смещение рабочей точки в сторону меньшей подачи относительно точки максимального к.п.д. и длительная работа на переменных режимах, снижает эффективность использования насоса.

Одним из наиболее эффективных способов изменения параметров насоса является регулирование его частоты вращения с помощью гидромолоты (ГМ) или частотно-регулируемого привода (ЧРП). Однако во многих случаях, регулирование параметров насоса требуется с изменением подачи при сохранении высокого уровня давления на выходе с целью максимального использования возможности трубопровода по допустимому давлению. При смещении по подаче более чем на 20-30% относительно оптимальной, применение только ГМ или ЧРП является менее эффективным, по сравнению с использованием сменных рабочих органов.

Большое распространение в качестве сменных рабочих органов насоса получили сменные ротора, а в ряде случаев и сменные проточные части (СПЧ), состоящие из сменного ротора и направляющего аппарата (НА) или спиральной вставки.

Непосредственное введение НА в конструкцию насоса для всех режимов повлечет увеличение радиального размера насоса. Поэтому для уменьшения габаритов в условиях номинальной подачи предлагается применение базового двухзавиткового спирального отвода без НА, а для подач менее номинальной – с НА. Критерием применения СПЧ принято увеличение к.п.д. для соответствующей подачи более чем на 2% относительно к.п.д. со сменным ротором. Кроме того установка СПЧ с НА приводит к снижению в 1,5-2 раза радиальной силы, действующей на ротор насоса, что благоприятно сказывается на увеличении ресурса подшипников и в целом надежности насоса.

В докладе приведены результаты систематизации СПЧ для различных подач и напоров, и рациональная область применения, в том числе, что при проектировании насоса, в котором предполагается использование СПЧ, необходимо соблюдать ряд условий:

- для возможности обеспечения требуемого номинального напора для СПЧ на подачи $0,25Q_{\text{ном}}$ - $0,7Q_{\text{ном}}$ проточная часть с основным ротором желательно проектировать с максимально возможным, в рамках классических рекомендаций, зазором между РК и отводом в зависимости от N_s ;
- пазухи между РК и корпусом должны назначаться с учетом возможности размещения НА;
- в рабочих колесах основного ротора следует использовать не более 7 лопастей;
- НА применяемые в СПЧ с номинальными напорами должны иметь отношения наружного диаметра к внутреннему D_5/D_3 не более 1,2;
- НА применяемые в СПЧ с номинальными напорами должны иметь 9 и более каналов.

Её особенность заключается в том, что она состоит из шести идентичных блоков серво цилиндров $V_{21} \dots V_{26}$ со своими индивидуальными системами управления, состоящими из однокаскадных ЭГУ, блоков управления, на которые поступает единый управляющий сигнал $J_1=J_2=\dots=J_6$ и обратных связей с датчиками положения штоков u . Их нижние штоки соединены с кольцом затвора, но его весовое воздействие представлено через отдельные (не связанные) массы $m_1 \dots m_6$. Синхронность и синфазность перемещения масс обеспечивается точностью исполнения управляющего сигнала следящим гидроприводом каждого из серво цилиндров. Очевидно, что такое допущение является довольно грубым приближением, но оно, тем не менее, позволяет на стадии первых этапов конструирования привода и его САУ оценить ее возможности и выбрать исходные параметры для дальнейшей работы. Уточненная математическая модель в данном случае не рассматривается.

Факторами, влияющими на процесс перемещения затвора, являются нарушение симметрии сил, действующих на кольцевой щит затвора, например сил трения в направляющих опор по колоннам статора гидротурбины, гидродинамических сил по периметру кольца и предметов (бревен плавника), могущих попадать в зазор между статорными колоннами.

При обычных допущениях [4] (соблюдение условий неразрывности, постоянство модуля упругости рабочей жидкости, пренебрежение массой поршневых групп, гидравлическими потерями – в каналах гидроаппаратов и др.), динамические процессы, происходящие в каждом из приводов $\pi 1 \dots \pi 6$ можно описать системами уравнений следующего вида:

$$\begin{aligned}
 m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} &= (p_{1i} - p_{2i}) S_i - K_{vi} \frac{dx_i}{dt} - m_i g - F_{ci} \operatorname{sign} \left(\frac{dx_i}{dt} \right); \\
 \mu b \frac{K_{FJ}}{C_{emp}} (J_i - k_{oci} x_i) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - p_{1i})} &= S_i \frac{dx_i}{dt} + \frac{V_{1i}}{E} \frac{dp_{1i}}{dt}; \\
 S_i \frac{dx_i}{dt} &= \mu b \frac{K_{FJ}}{C_{emp}} (J_i - k_{oci} x_i) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{2i} - p_{cl})} + \frac{V_{2i}}{E} \frac{dp_{2i}}{dt};
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Где: m_i - соответственно, массы i -поршней и соответствующих грузов; p_{1i}, p_{2i} – давления в нижней (напорной) и верхней полостях i -поршней; S_i – эффективная площадь i -поршней; F_{ci} – , V_{1i}, V_{2i} – соответственно, значения начальных объёмов и верхней и нижней полостей, x_i – ход i -поршня, k_{oci} - коэффициент обратной связи i -поршня, μ - коэффициент расхода золотника; b – длина щели золотника; J_i – ток управления ЭГУ, i - порядковый номер блока сервоцилиндра ($i=1 \dots 6$).

Первое из уравнений (1) является уравнением движения подвижной части привода, разность давлений ($p_{1i} - p_{2i}$) определяет в нем суммарную силу, приложенную к штоку. Второе уравнение является условием неразрывности потока рабочей жидкости протекающей через напорные щели золотника и нижние полости цилиндров; третье уравнение - условием неразрывности потока протекающего через верхние полости цилиндров и сливные щели золотника.

Для описания математической модели всего привода КЗ удобно, следуя известным правилам, преобразовать уравнение второго порядка в системе (1) к виду суммы двух уравнений первого порядка [3]. Тогда такая модель (для привода с 6-ю сервоцилиндрами) будет иметь вид системы из двадцати четырех уравнений.

Преобразованная система решалась в интегрированной среде Math Cad [2] применительно к параметрам одного из проектов гидротурбины с КЗ. Определенную трудность вычислительного процесса представляла проблема размерности основных переменных: давления имели порядок $p \approx 10^7$, а площади проходных сечений в управляющих окнах ЭГУ имели порядок $s \approx 10^{-6}$. Для решения «жесткой» задачи была разработана специальная встроенная функция ODE23s.

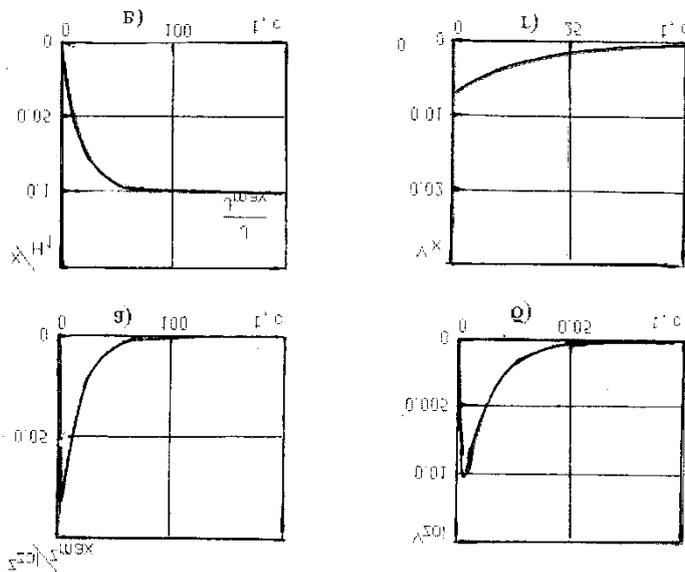


Рис. 2. Типичные переходные процессы
 а) перемещение золотника; б) скорость золотника; в) перемещение поршня; г) скорость поршня

В процессе исследования на вход системы подавался единый для всех ЭГУ сигнал управления как функция тока $J_i = step(J) = 1 * J_0$. Для оценки влияния различных факторов нагрузки на синхронность и синфазность перемещения полотна КЗ задавались соответствующие вариации масс. Расчетные исследования позволили получить переходные процессы для всех, представляющих интерес величин. В качестве примера на рис.2 представлены переходные процессы для ступенчатого управляющего сигнала. В начальный момент времени все перемещения и скорости считаются нулевыми, а давления в полостях равны половине давления питания.

Влияние силы трения в направляющих КЗ на неравномерность перемещения КЗ показано на рис.3. Где: относительная сила трения

$$\bar{F} = \frac{F_{mp}}{m_i g} 100\%$$

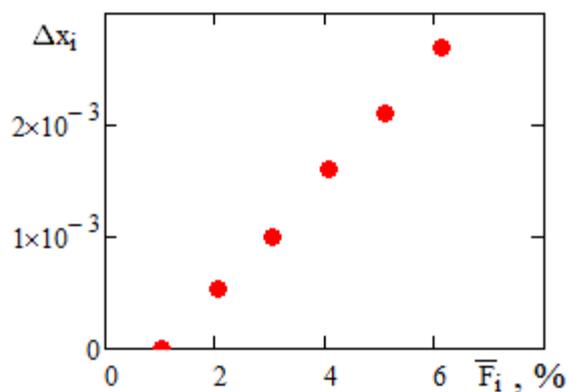


Рис.3. Влияние силы трения на асинхронность

Видно, что рост силы трения на один процент увеличивает максимальную ошибку перемещения примерно на один миллиметр.

Список литературы

1. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. Киев. «Вища школа». 1980.-150 стр.
2. Макаров Е. И. Инженерные расчёты в MathCAD. — СПб.: Питер, 2003. — 448 с.
3. Петровский И.Г. Лекции по теории обыкновенных дифференциальных уравнений. М.: Наука, 1964 г. 272 с.
4. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. 2-е изд. — М.: Машиностроение, 1987. — 464 с.

УНИВЕРСАЛЬНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЖИДКОСТНО-ГАЗОВЫХ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ

Челябинск, Южно-Уральский государственный университет

Жидкостно-газовые струйные насосы ЖГСН находят широкое применение во многих отраслях промышленности в качестве откачивающих аппаратов. При этом наиболее распространенным вариантом исполнения ЖГСН является одноступенчатый [1,2]. В работах [3,4] были показаны возможности экономии расхода воды и энергии путем применения выхлопного цилиндрического патрубка ВЦН или дополнительного сопла питания (двухступенчатый вариант исполнения). Однако в промышленных системах вакуумирования ВЦН или дополнительное сопло питания не используется. Это связано, в том числе, и с отсутствием методики расчета и проектирования, которая учитывала бы данные конструктивные нововведения.

В данной работе приведена универсальная методика расчета и проектирования ЖГСН, которая позволяет создать аппарат предпочтительной структуры, обеспечивающей заданные параметры, при минимальных расходах воды и энергии, а также размещении в заданных габаритах. Заказчику, как правило, необходимо достичь минимальное потребление рабочей среды $m_{ж}$ и предпочтительные геометрические параметры, а именно относительные площади сопла $\Omega_{03}^I = A_0^I / A_3^I$ и $\Omega_{03}^{II} = A_0^{II} / A_3^{II}$, при заданных давлении питания на первую и вторую ступени p_1^I, p_1^{II} , давлении всасывания p_2^I , давлении за рабочей камерой p_4 , диффузором p_5 или ВЦН p_6 , температурах газа $T_{г}$ и жидкости $T_{ж}$, массовом расходе газа $m_{г}$. Здесь $A_3^I, A_3^{II}, A_0^I, A_0^{II}$ – площади сечения рабочей камеры и сужения струй за соплом I и II ступени

Разработанная универсальная методика расчета и проектирования ЖГСН, включает три этапа:

1) определение наиболее предпочтительного варианта исполнения и состава струйного насоса (основывается на экстремальных характеристиках [5]). Выбор зависит от требований заказчика по режимным параметрам или габаритным размерам аппарата;

2) расчет предпочтительных размеров проточной части аппарата (последовательность расчета приведена на рис. 1). Из рис. 1 видно, что существуют два варианта окончания расчета в зависимости от варианта исполнения, выбранного на первом этапе;

3) определение характеристик ЖГСН и геометрических размеров проточной части аппарата по рекомендациям авторов работ [1, 2, 5, 6].

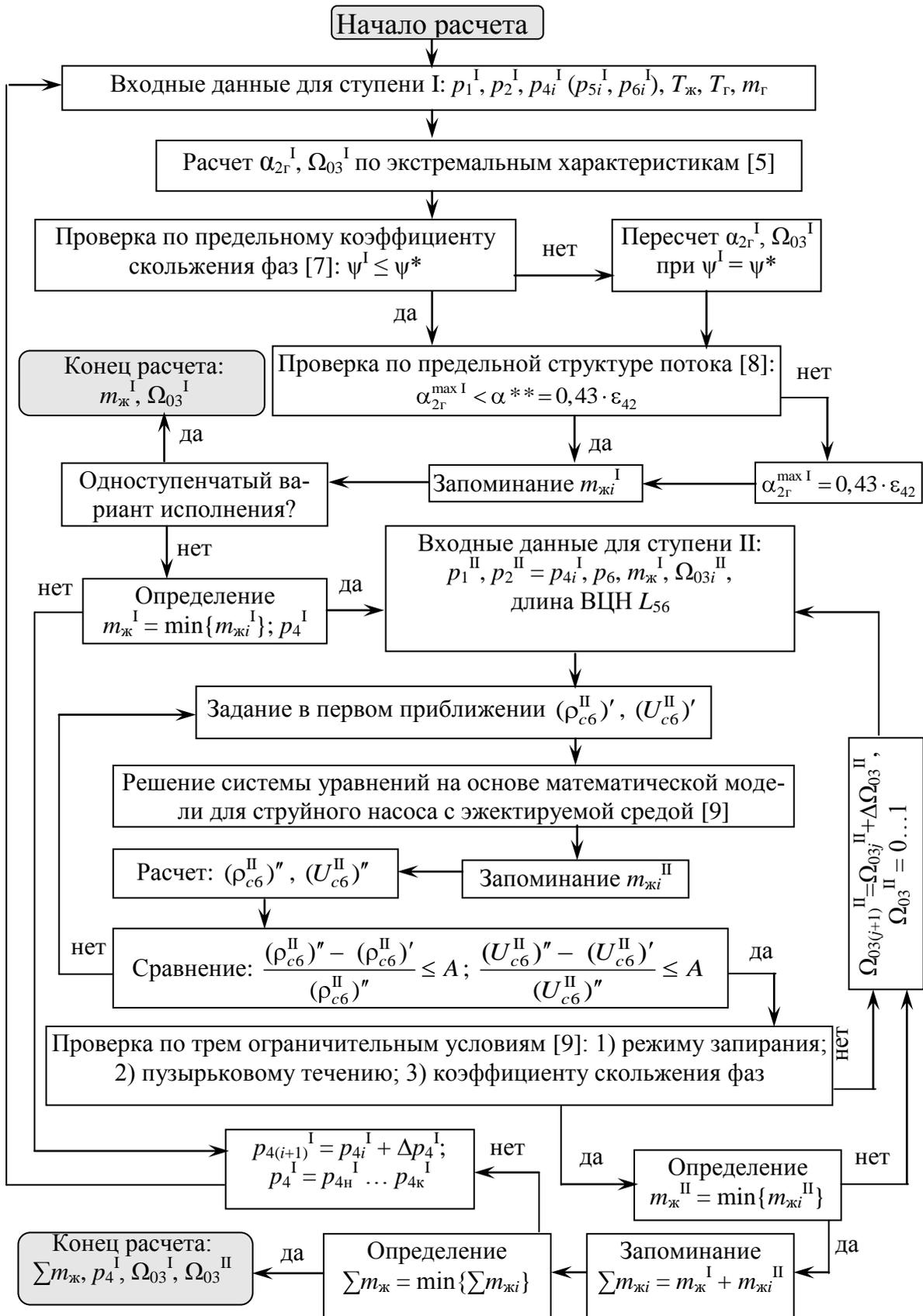


Рис. 1. Последовательность расчета предпочтительных размеров ЖГСН

На рис. 1 приведены следующие параметры: $\alpha_{2г}^I = m_{г} \cdot R \cdot T_{г} \cdot \rho_{ж} / (p_2^I \times m_{ж})$ – объемный коэффициент эжекции; ψ^I – коэффициент скольжения фаз, равный соотношению скоростей газа $U_{г}$ и жидкости $U_{ж}$ на входе в камеру смешения; $\rho_{сб}$, $U_{сб}$ – плотность и скорость газожидкостной смеси на выходе из аппарата; A – относительная погрешность вычислений.

Таким образом, данная универсальная методика позволяет рассчитывать и спроектировать высокоэффективный ЖГСН различной структуры и состава для использования его на промышленных объектах.

Библиографический список

1. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. // 3-е изд., перераб.– М.: Энергоатомиздат, 1989.– 352 с.: ил.
2. Цегельский, В.Г. Двухфазные струйные аппараты / В.Г. Цегельский // М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. - 408 с.: ил.
3. Спиридонов, Е.К. Пути оптимизации работы водовоздушного струйного вакуумного насоса в системах вакуумирования энергетических установок / Е.К. Спиридонов, А.Р. Исмагилов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – Самара: Издательство Самарского научного центра РАН, 2012. – Т. 14, №1 (2) – С. 689-692.
4. Спиридонов, Е.К. Об энерго- и ресурсосбережении при эксплуатации водовоздушных струйных насосов систем глубокого вакуумирования / Е.К. Спиридонов, А.Р. Исмагилов // Вестник ЮУрГУ. Серия "Машиностроение". - 2012. - Вып. 20. № 33 (292). - С. 13-20.
5. Спиридонов, Е.К. Теоретические положения оптимального синтеза жидкостногазовых струйных аппаратов и систем на их основе / Е.К. Спиридонов // Наука и технологии. Труды XXIII Российской школы. Специальный выпуск, посвященный 60-летию Южно-Уральского государственного университета. – М.: РАН, 2003. С. 414-431.
6. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик, М.О. Штейнберг // 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.: ил.
7. Спиридонов, Е.К. Исследование экстремальных характеристик водовоздушного эжектора / Е.К. Спиридонов, В.К. Темнов // Динамика пневмогидравлических систем: тем. сб. науч. тр. Челябинск: ЧПИ, 1983. С. 62–75.
8. Спиридонов, Е.К. Исследование предельных режимов работы двухфазного эжектора / Е.К. Спиридонов, С.Б. Школин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2009. Вып. 13, № 11 (144). С. 18–27.
9. Подзерко, А.В. Исследование и расчет струйного насоса с газожидкостной эжектируемой средой: Дис. ... канд. техн. наук / А.В. Подзерко. – Челябинск, 2000. – 146 с.

*Казанцев Р.П., Щуцкий С.Ю., Воронов Т.Д.,
Белик Н.Ф., Паламарчук Е.Ф., Шадрин В.И.*

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОНСОЛЬНОГО НАСОСА С КОМБИНИРОВАННЫМ ОТВОДОМ

Санкт-Петербург, ОАО «ЦКБМ»

ЦКБМ, одно из ведущих предприятий России, создающее специальное насосное оборудование для объектов атомной энергетики, исследовательских центров и других отраслей промышленности.

Накопленный опыт проектирования, а также современные программные продукты позволяют постоянно совершенствовать конструкцию насосных агрегатов и улучшать эксплуатационные характеристики.

В качестве объекта исследования рассмотрена конструкция консольного одноступенчатого насоса с комбинированным отводом (рис. 1).

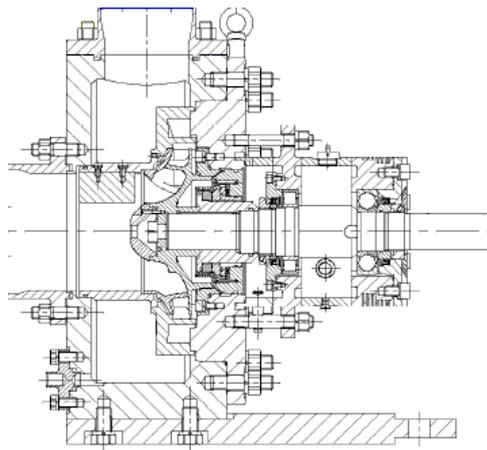


Рис. 1. Консольный насос с комбинированным отводом.

Как правило, в консольных насосах используется конструктивная схема наружного корпуса со спиральным отводом. Из-за сложной пространственной геометрии данная конструкция может быть изготовлена только методом литья, что накладывает на ее применение ограничения, связанные со сроком службы корпусных элементов. Особенно актуальна данная проблема для насосного оборудования АЭС, где современные требования к срокам службы корпусных элементов составляют 60 лет. В таких случаях целесообразно применить корпус из поковки.

При использовании поковки наиболее целесообразно изготовить корпус более простой формы (цилиндрический) с преобразованием энергии потока в направляющем аппарате (НА), который может быть установлен в данном корпусе.

Таким образом, для увеличения срока службы насоса для АЭС была предложена конструкция проточной части (ПЧ), состоящая из центробежного рабочего колеса (РК) и комбинированного отвода (НА и кольцевая камера корпуса).

В связи с малым количеством публикаций в литературе по проектированию комбинированных отводов и, как следствие, недостатком информации, проектирование и расчеты потерь в ПЧ насоса проводились на основе имеющихся эмпирических формул и зависимостей, приведенных в [1].

Экспериментальные исследования показали значительные расхождения с результатами расчета, в связи с этим был проведен детальный расчетный анализ потерь данной ПЧ с использованием двух независимых расчетных пакетов ANSYS и FlowVision, а также программы САПР ЦН, разработанной на кафедре гидромашин СПбГПУ, (для оптимизации РК) по методике, описанной в [2]. В результате было получено следующее:

1. На тыльной стороне лопастей РК наблюдаются зоны отрывы потока и зоны с обратным течением, вихреобразование, что ведет к дополнительным профильным потерям;
2. Имеются существенные потери напора из-за вихреобразования в отводящем коллекторе (~15% от общего статического напора);
3. Гидравлический КПД рабочего колеса – 88%, гидравлический КПД проточной части – 65% (без учета протечек и дисковых потерь).

Расчеты показали, что наибольшие потери находятся в комбинированном отводе. Для уменьшения данных потерь было проведено изменение диффузоров НА, что в свою очередь потребовало изменения геометрии лопасти РК, для обеспечения соответствия геометрии НА. Изменения были проведены с учетом сохранения основных размеров (посадочных, габаритных и присоединительных размеров, а также размеров щелевых уплотнений).

В результате расчета были получены следующие данные: теоретический напор на 7% выше проектного (91 м вместо 85 м), расчетный гидравлический КПД проточной части увеличился с 65% до 83%.

Список литературы

1. Смирнов В.С. Разработка и исследование комбинированного отвода главных циркуляционных насосов для энергетических блоков АЭС / Дисс. ...канд. Техн. Наук, Сумы, 1982г.
2. Жарковский А.А. Разработка методики оптимизации гидродинамических параметров гидротурбомашин / Отчет, СПбГПУ, Санкт-Петербург, 2005г.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ НАСОСОВ НА ОСНОВЕ ТЕРМОСТОЙКИХ ПОЛИМЕРОВ МЕТОДОМ ЛИТЬЯ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Санкт-Петербург, ФГУП ЦНИИ КМ «Прометей»

В ФГУП ЦНИИ КМ «Прометей» проводит исследования нового поколения полимеров, с уникальным набором физико-механических, теплофизических и диэлектрических свойств. В число полимеров нового поколения, или суперконструкционных полимеров входят такие пластики как: Полифениленсульфид, Полиэфирсульфон, Полиэфирэфиркетон, Полиамидоимиды и термопластичные полиимиды.

Уникальность выбранных для исследования полимеров заключается в их высоких эксплуатационных температурах, иногда свыше 200°, и великолепной химической стойкости, большинство полимеров не растворимо в органических растворителях при $T = 90^{\circ}\text{C}$. Также было установлено, что армирование полимерной матрицы угольными и стеклянными волокнами, само по себе приводит увеличению плюсового максимума температуры эксплуатации на 40-60°C и прочностных характеристик в 2-2.5 раза по сравнению с неармированными полимерами.

В ходе проделанной работы была произведена оценка зарубежного опыта переработки супертермопластов. Также, были проведены исследования свойств различных марок исследуемых материалов, на основании чего были составлены рекомендации к их применению в изготовлении деталей трения турбин и насосов, методом инъекционного литья.

Ключевые слова: суперконструкционные, термопласты, литье под давлением, углепластики, насосостроение.

ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ПРОЕКТА НАСОС-ТУРБИНЫ ЛЕНИНГРАДСКОЙ ГАЭС

Санкт-Петербург, ОАО «Силовые машины», ЛМЗ

В настоящее время Ленгидропроект выполняет проект строительства Ленинградской ГАЭС на реке Шапше. В качестве основного варианта рассматривается установка восьми вертикальных гидроагрегатов с обратимыми насос-турбинами мощностью по 200МВт в турбинном режиме и диаметром 6,3м. Альтернативный вариант – установка шести гидроагрегатов увеличенной мощности до 266МВт и диаметром 7,3м.

Каждый из вариантов содержит подвариант, в конструкции которого предусмотрен кольцевой затвор.

1. Основные параметры предлагаемой насос-турбинной установки

Наименование параметров	1-й вариант	2-й вариант
1. Тип гидротурбины	Вертикальная обратимая насос - турбина	Вертикальная обратимая насос- турбина
2. Диаметр рабочего колеса (D1), м	6,3	7,3
3. Частота вращения, об/мин: - номинальная в турбинном режиме - угонная в турбинном режиме	142,8 230	125 200
4. Направление вращения - в турбинном режиме, если смотреть со стороны двигатель-генератора - в насосном режиме, если смотреть со стороны двигатель- генератора	правое левое	правое левое
5.Напоры нетто в турбинном режиме, м - максимальный - расчетный - минимальный	94,1 84,0 79,0	94,1 84,0 79,0
6. Напоры нетто в насосном режиме, м -максимальный - средний - минимальный	98,5 91,6 84,1	98,5 91,6 84,1

7. Мощность в турбинном режиме, МВт		
- при максимальном напоре	220,0	290,0
- при расчетном напоре	200,0	266,0
- при минимальном напоре	180,0	240,0
8. Максимальная мощность потребляемая в насосном режиме, МВт	Не более 230,0	Не более 320,0
9. Максимальная высота отсасывания H_s , м	-15,0	-15,0
10. Осевое гидравлическое усилие, тс:	685,0	920,0
11. Габариты проточной части	Рис. 1	

На стадии разработки проточных частей использовались современные методы проектирования, основанные на моделировании трехмерного течения жидкости методом конечных объемов с применением оптимизационных алгоритмов. Разработанные варианты проточных частей превышают существующий мировой уровень по параметру быстроходности, принятому порядку $ns=255$. Также были проведены расчетные исследования течения в проточных частях с различными вариантами отсасывающих труб для оценки влияния формы трубы на энергетические качества насос–турбины. По результатам работ спроектирована отсасывающая труба имеющая изогнутую форму выходного диффузора. В настоящий момент ОАО «Силловые машины» также ведет работы по применению асинхронизированных генераторов-двигателей (АСДГ) для Ленинградской ГАЭС.

В представленной работе основное внимание уделено вопросу разработки конструкции с кольцевым затвором.

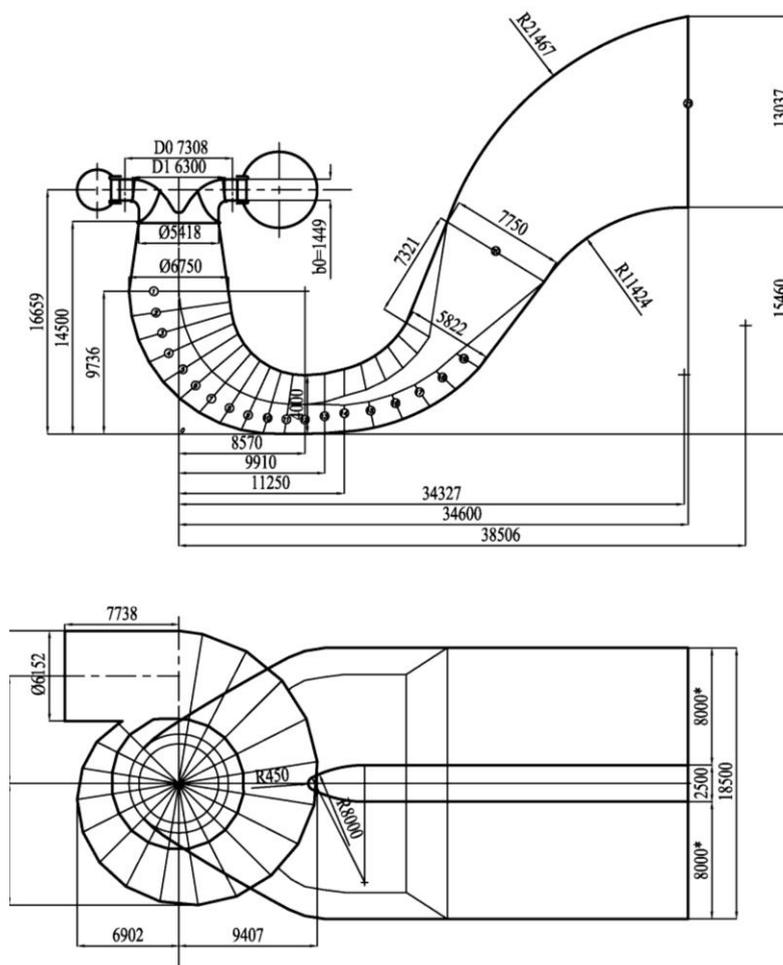


Рис.1 Габариты проточной части Ленинградской ГАЭС (1-й вариант)

2. Устройство и работа насос-турбины.

Конструкция насос-турбины без кольцевого затвора разработана нами на базе успешно работающих насос-турбин Загорской, Круониской и Ташлыкской ГАЭС.

Конструкция насос-турбины с кольцевым затвором разработана исходя из условий необходимости размещения внутри шахты насос-турбины кольцевого затвора. Поскольку кольцевой затвор должен располагаться между направляющим аппаратом и колоннами статора пришлось отодвинуть статор от направляющего аппарата на 1м. Габариты спиральной камеры при этом увеличились на 1,8м. Также увеличивается на 0,9м и наружный диаметр крышки насос-турбины, диаметр шахты насос-турбины увеличился на 1,2м. Благодаря этому появилось дополнительное место на крышке насос-турбины для установки четырех прямосных сервомоторов. Конструкция насос-турбины с кольцевым затвором показана на рисунке 2.

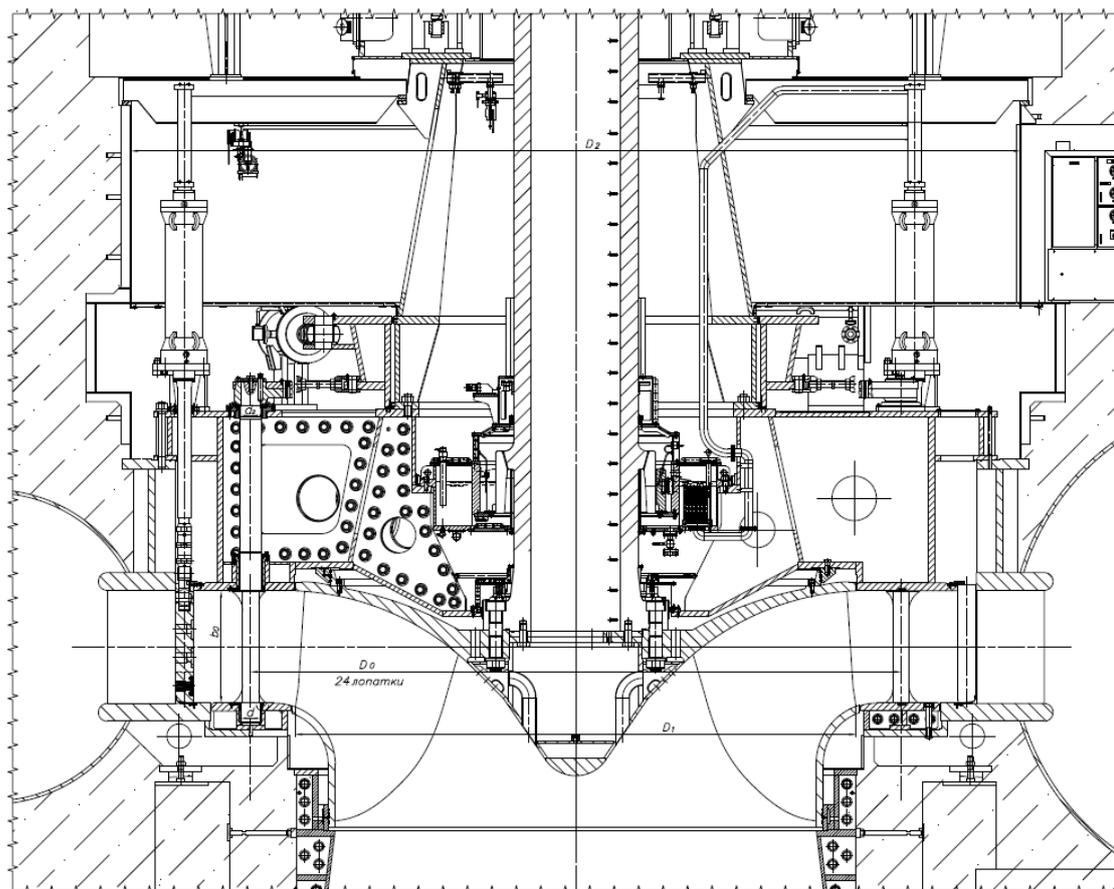


Рис.2 Насос-турбина с кольцевым затвором

2.1 Облицовки

Облицовки включают в себя облицовку колена, конуса и оголовка бычка отсасывающей трубы. Облицовки предназначены для защиты бетонной поверхности отсасывающей трубы в зоне повышенных скоростей потока. В процессе строительства ГАЭС облицовки выполняют функцию опалубки, удерживаемой в требуемом положении с помощью регулируемых опор и связей (домкраты и талрепы), устанавливаемых при монтаже на наружной поверхности облицовки и связанных с закладными элементами (плитами и скобами) фундамента под облицовку колена.

2.2 Закладные части

2.2.1 Спиральная камера

Спиральная камера - металлическая, сварная из конструкционной стали. Спиральная камера с кольцевым затвором более металлоемкая, у нее больше входное сечение и ширина звеньев.

Спиральная камера рассчитана на максимальное давление с учетом повышения его при сбросах нагрузки. Во избежание передачи усилий при эксплуатации на бетон агрегатного блока верхняя часть спиральной

камеры на расстоянии 1 м от статора перед бетонированием должна быть покрыта упругим изолирующим материалом.

Все сварные швы спиральной камеры при стыковке звеньев, при приварке спирали к статору должны иметь 100% контроль радиографическим и МПД методом.

2.2.2 Статор

Очертание, размеры и углы установки колонн статора приняты исходя из условия удовлетворения прочности и обеспечения минимальных гидравлических потерь в проточном тракте.

Конструктивно статор представляет собой сварную конструкцию из конструкционной стали, состоящей из верхнего и нижнего поясов соединенных между собой приваренными колоннами, включая зуб спиральной камеры. Такая конструкция статора является более технологичной и менее металлоемкой по сравнению с классической.

Для варианта с кольцевым затвором выходные кромки колонн статора обрабатываются и наплавляются нержавеющей сталью и при опускании и поднятии щита затвора являются направляющими. На нижнем поясе статора устанавливается съемное профильное полиуретановое уплотнение для предотвращения протечек воды при закрытом затворе.

2.2.3 Фундаментное кольцо

Фундаментное кольцо сварное из листового проката. Для защиты проточного тракта за рабочим колесом от кавитационных разрушений коническая обечайка кольца фундаментного и поверхность под нижним торцом обода рабочего колеса выполнены из нержавеющей стали. В средней части фундаментного кольца приварено неподвижное лабиринтное кольцо.

2.2.4 Облицовка шахты насос-турбины

Облицовка шахты насос-турбины сварная из листового проката устанавливается с целью предохранения от попадания фильтрационных вод в шахту турбины и одновременно служит опалубкой при бетонировании.

2.3 Рабочие механизмы

2.3.1 Направляющий аппарат

Направляющий аппарат включает в себя лопатки, механизм поворота лопаток, регулирующее кольцо, крышку насос-турбины, нижнее кольцо и опору подпятника.

Для варианта с кольцевым затвором крышка выполняется более высокой для размещения в ней щита кольцевого затвора. На верхнем опорном фланце между лопатками устанавливаются сервомоторы затвора, а на нижнем опорном листе с внутренней стороны устанавливается полимерное съемное уплотнение для уменьшения протечек при опущенном затворе.

Нижнее кольцо направляющего аппарата - сварное, из четырех частей, выполнено из листовой углеродистой стали. Нижнее кольцо крепится к фланцу нижнего пояса статора.

Опора подпятника – сварная из двух частей, выполнена из листовой углеродистой стали. В нижней части опоры установлены два стопора, которые могут фиксировать регулирующее кольцо в закрытом и в открытом положениях направляющего аппарата с целью обеспечения безопасности при проведении ремонтных работ. В средней части опоры с наружной стороны выполнены две площадки для установки сдвоенных сервомоторов.

Лопатки направляющего аппарата - трёхопорные, цельнолитые из нержавеющей стали. Поверхности трения подшипников лопаток выполнены из материала, не требующего смазки в процессе эксплуатации. Уплотнение цапф лопаток со стороны проточной части осуществляется манжетами, которые препятствуют попаданию в подшипники воды и взвешенных частиц. Уплотнение нижней цапфы осуществляется манжетой, установленной в нижнем кольце над подшипником. Средняя цапфа лопатки уплотнена двумя манжетами.

Уплотнение лопаток по торцам осуществляется полиуретановыми профилированными шнурами, установленными в пазах крышки насос-турбины и нижнего кольца. Уплотнение лопаток между собой по высоте пера достигается пригонкой контактирующих кромок при монтаже на ГАЭС.

2.3.2 Сервомотор сдвоенный

Сервомоторы крепятся к опоре подпятника болтами. На корпусе сервомотора имеется центрирующий буртик, входящий в отверстие расположенное в опоре.

В каждой из полостей цилиндров сервомотора имеются патрубки для соединения с трубопроводами системы управления насос-турбиной.

Необходимый закон закрытия НА обеспечивается дроссельными устройствами, замедляющими скорость перемещения поршней при ходе на закрытие.

2.3.3 Колесо рабочее

Рабочее колесо изготовлено цельносварным из кавитационно-стойкой нержавеющей стали. Конус-обтекатель сварной конструкции изготовлен из нержавеющей стали. На заводе-изготовителе рабочее колесо проходит термическую обработку и статическую балансировку. В ступице рабочего колеса предусмотрены разгрузочные отверстия для снижения давления под крышкой насос-турбины. На ступице и нижнем ободе рабочего колеса предусмотрены лабиринтные уплотнения. При работе агрегата в режиме синхронного компенсатора к верхнему и к нижнему лабиринт-

ному уплотнению подается охлаждающая вода из системы технического водоснабжения.

2.3.4 Вал

Вал изготовлен сварнокованным трубчатого сечения из низколегированной стали. Нижним фланцем вал соединяется с рабочим колесом, верхним — со ступицей ротора генератора-двигателя. Обработка отверстий под соединительные болты во фланце вала насос-турбины и ступице ротора генератора-двигателя производится отдельно на заводах-изготовителях по зеркальным кондукторам. В зоне установки турбинного подшипника вал имеет кольцевой пояс с тщательно обработанной поверхностью.

2.3.5 Подшипник направляющий

Подшипник на масляной смазке, сегменты подшипника имеют полимерное (ЭМП) покрытие. Конструкция подшипника обеспечивает демонтаж и замену сегментов без демонтажа насос-турбины. Конструкция маслованны исключает возможность попадания масла на крышку насос-турбины и имеет уплотнение, препятствующее попаданию паров масла в шахту насос-турбины. Охлаждение масла направляющего подшипника производится во встроенных маслоохладителях, к которым подводится охлаждающая вода из системы охлаждения агрегата.

2.3.6 Уплотнение вала

Рабочее уплотнение – торцового типа. Рабочей парой уплотнения являются два кольца – наружное и внутреннее из материала ФУТ и контактирующее с ними неподвижное бронзовое кольцо, прикрепленное к нажимной втулке. В зону контакта осуществляется подвод чистой воды. Давление подводимой воды несколько превосходит максимальное давление под уплотнением со стороны проточной части и усилия пружин, тем самым обеспечивая смазку опорных поверхностей и предохранение от попадания взвешенных частиц в эту зону.

Ремонтное уплотнение удерживает воду только при остановленной насос-турбине. Оно позволяет производить ревизию и замену деталей рабочего уплотнения без опорожнения проточного тракта насос-турбины и представляет собой профильный полый резиновый шланг, закреплённый в корпусе. При подаче в шланг воздуха, поступающего от воздушной системы ГАЭС, шланг, раздуваясь, перекрывает зазор между корпусом воздушного уплотнения и валом, преграждая тем самым доступ воды из проточного тракта.

3. Кольцевой затвор

3.1 Назначение

Кольцевой затвор предназначен для максимального сокращения протечек воды через закрытый направляющий аппарат, что является одним из основных показателей эффективности работы ГАЭС, и для защиты элементов проточной части направляющего аппарата от щелевой кавитации.

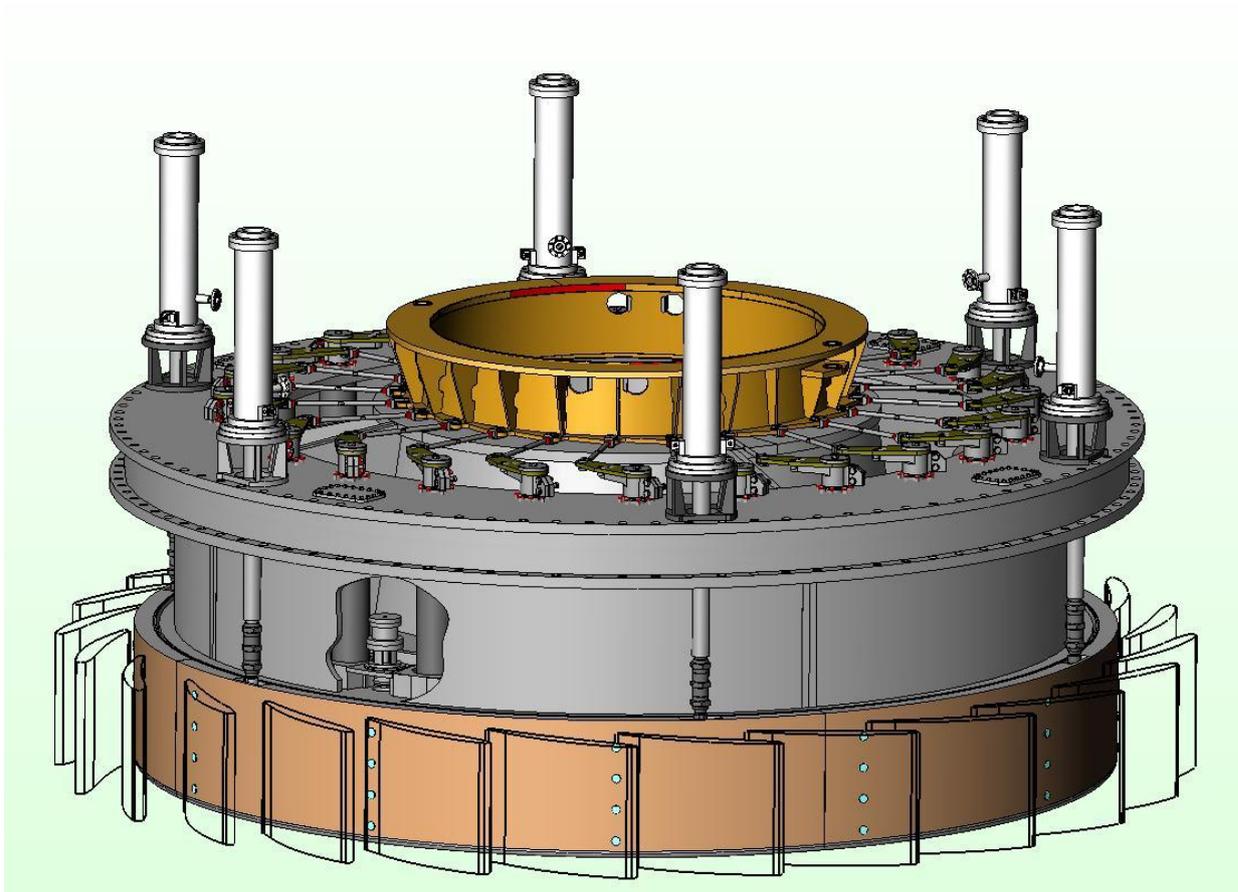


Рис. 3 Кольцевой затвор

Кольцевой затвор выполняет функции оперативного, аварийного и ремонтного запорного органа.

Оперативное и ремонтное открытие и закрытие затвора производится под действием сервомоторов при закрытом направляющем аппарате, аварийное закрытие – в потоке воды.

Аварийное закрытие затвора производится при отказе в работе направляющего аппарата насос-турбины с помощью сервомоторов или под собственным весом запорного кольцевого щита.

Ремонтное закрытие затвора производится с помощью сервомоторов и обеспечивает возможность проведения осмотров и ремонтов проточной

части насос-турбины без осушения напорного водовода и спиральной камеры.

Открытие затвора производится при закрытом направляющем аппарате и заполненной водой спиральной камере, при перепаде давления не более 0,24 МПа (2,4 кгс/см²). Для обеспечения требуемого перепада в крышке насос-турбины установлены четыре клапана байпаса с гидравлическим приводом. Время открытия затвора не более 60 секунд. Время оперативного закрытия – 240 сек, аварийного закрытия – 120сек. Величина протечек воды через закрытый кольцевой затвор при максимальном статическом напоре не более 1,8 л/сек. Потери напора на открытом затворе при номинальном расходе не более 0,1м.

3.2 Конструкция затвора и его оборудования

Кольцевой затвор устанавливается между статором и направляющим аппаратом и является конструктивной частью вертикальной насос-турбины.

При закрытии затвора проточная часть насос-турбины перекрывается кольцевым щитом на участке между колоннами статора и лопатками направляющего аппарата.

При открытом положении затвора кольцевой щит располагается над проточной частью насос-турбины в затворной камере, образованной верхним поясом статора и крышкой насос-турбины.

Закрытое положение затвора фиксируется упором щита в нижний фланец статора. В открытом положении кольцевой щит удерживается сервомоторами, нижняя полость которых находится под давлением, при этом поршень упирается в верхнюю крышку. Фиксация затвора в открытом положении в период монтажа и ремонтных работ производится при помощи монтажных приспособлений.

Щит кольцевой (запорный орган затвора) выполнен разъемным из четырех секций, соединенных болтами и цилиндрическими шпонками. Секции щита – литые из углеродистой стали. Стыки секций щита уплотнены сваркой. В каждой секции имеются три грузовых отверстия, закрытые пробками.

В закрытом положении верхняя и нижняя части щита плотно прилегают к уплотнениям, размещенным соответственно на крышке насос-турбины и нижнем поясе статора. Уплотнение затвора представляет собой профильный полиуретановый шнур, уложенный в кольцевой паз и прижатый по всей длине окружности прижимными планками.

Поворот щита вокруг вертикальной оси предотвращают два фиксатора, установленных в верхней части щита и взаимодействующих с призматическими направляющими, закрепленными на ребрах затворной камеры.

При движении на открытие и закрытие кольцевой щит направляется колоннами статора и ребрами затворной камеры. Для уменьшения динамических воздействий щита на колонны статора от пульсаций потока в щите установлены подпружиненные бронзовые вкладыши, контактирующие с направляющими поверхностями выходных кромок колонн статора и ребер затворной камеры. Вкладыши также центрируют щит в статоре.

В верхней части щита имеются шесть пазов, в которых размещаются серьги сервомоторов.

В нижней части уплотнительная поверхность выполнена из коррозионно-стойкой стали путем приварки листового проката и наплавки.

Сервомоторы состоят из цилиндра, верхней и нижней крышек, опоры, поршня, тяги, серьги, нижнего и верхнего стаканов. В месте прохождения стакана сервомотора в верхней части крышки насос-турбины предусмотрено уплотнение шевронными манжетами для гидроизоляции шахты насос-турбины.

Поршень уплотняется чугунными поршневыми кольцами, стаканы – шевронными манжетами.

Тяга соединяется с серьгой с помощью талрепа и контргаек, что позволяет монтаж и демонтаж сервомотора с крышки турбины при опущенном кольцевом щите, а также регулировку закрытого положения поршня. Доступ к соединению обеспечивают лазы в верхней части крышки насос-турбины.

В конструкции сервомоторов предусмотрены стопорные устройства, фиксирующие закрытое положение затвора при проведении работ в проточной части.

Байпасы предназначены для выравнивания давления по обе стороны кольцевого щита перед открытием затвора.

Открытые байпасы соединяют затворную камеру, находящуюся под давлением верхнего бьефа, с кольцевым пространством между щитом затвора и лопатками направляющего аппарата.

4. Сравнение конструкций насос-турбин с затвором и без него

Сравнивая конструкции насос-турбин с кольцевым затвором и без него можно найти как преимущества, так и недостатки каждого из вариантов. К преимуществам конструкции с кольцевым затвором можно отнести:

- уменьшение в 100 раз величины протечек на остановленной насос-турбине;
- снижение потребляемой мощности при работе в режиме СК;

- направляющий аппарат защищен от воздействия щелевой кавитации.

К недостаткам относятся:

- сложная система управления и синхронизации привода кольцевого затвора;

- увеличение массы насос-турбины и, как следствие, себестоимости;

- усложнение конструкции насос-турбины.

Конаков А. А.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ ЛОПАСТНОЙ И ЛОПАТОЧНОЙ ЧАСТОТ В ГИДРОТУРБИНАХ

Санкт-Петербург, ОАО «НПО ЦКТИ»

Как известно, вибрационный спектр, регистрируемый на основных опорных узлах гидроагрегата, таких как направляющие подшипники, опора подпятника или несущая крестовина, является очень широким, от 0,5 до 300 Гц. Самыми низкими оказываются при этом вибрации, индуцируемые вращающимся в отсасывающей трубе жгутом, а самыми высокими – вибрации от действия вихрей, срывающихся с кромок лопастных систем. Кроме того, в спектре присутствует целый ряд колебаний на других частотах, таких как обратная ($f_{об} = n_{ном}/60$), лопастная ($f_{лоп} = z_1 * n_{ном}/60$), лопаточная ($f_{лопат} = z_0 * n_{ном}/60$) и проч. При исследовании вибрации, индуцированной той или иной нагрузкой, следует обращать внимание как на ее амплитуду, так и на частоту. В частности, низкочастотные колебания жгутовой частоты могут иметь очень большую абсолютную величину, приводящую к задеванию лопастей рабочего колеса за камеру, зато небольшие по амплитуде вибрации от кромоных вихрей, за счет высокой частоты, вносят основной вклад в накопление усталостных напряжений в различных элементах конструкции гидротурбины. Поэтому существующие РТМ требуют проводить прочностные расчеты рабочих колес с учетом динамической нагрузки, равной десяти процентам от нагрузки статической и проявляющейся на лопаточной частоте ($f_{лопат} = z_0 * n_{ном}/60$). Однако, как показывают натурные исследования, величина динамической нагрузки часто оказывается гораздо больше.

Влияние лопаточной частоты хорошо видно на примере натурных испытаний гидроагрегата №1 Борисоглебской ГЭС, проведенных специалистами НПО ЦКТИ в 2012-м году, [3]. На этом гидроагрегате проводились вибрационные и прочностные испытания, целью которых было

установление причин трещинообразования на одной из колонн статора турбины. Исследования установили, что собственная частота колебаний колонн статора в осушенной проточной части равна $f_c = 68,9 \div 69,8$ Гц. С учетом присоединенной массы воды она оказывается равной $f_c = 44,1 \div 44,8$ Гц. Ротор гидроагрегата вращается со скоростью $n_{ном} = 115,4$ об/мин; при 24-х лопатках направляющего аппарата лопаточная частота оказывается здесь равной $f_{лопат} = 46,08$ Гц. Нетрудно заметить, что эти частоты очень близки, см. рис. 1. Коэффициент динамичности, показывающий степень влияния одной частоты на другую, оказывается здесь очень высоким: $K_d = 14,5$. Таким образом, мы имеем случай, когда гидродинамическая нагрузка лопаточной частоты выступает в качестве возмущающей силы по отношению к собственной частоте элемента конструкции, что приводит к резонансу и резкому возрастанию колебаний данного элемента. Учитывая сравнительно высокую частоту колебаний (46 Гц), процесс накопления усталости идет очень быстро и находит свое разрешение в трещинообразовании.

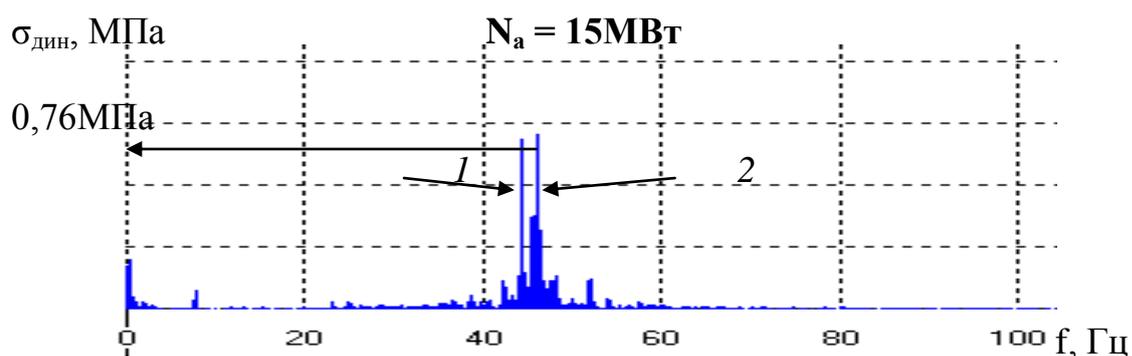


Рис. 1. Амплитудно-частотный спектр напряжений в колонне статора турбины Борисоглебской ГЭС на мощности 15 МВт

Другим показательным примером могут быть испытания гидроагрегата №23 Камской ГЭС, проведенные специалистами НПО ЦКТИ в 2010-м году, [1]. Целью этих испытаний было определение повышенной вертикальной вибрации гидроагрегата на частоте 8,3 Гц. Ротор гидроагрегата вращается со скоростью $n_{ном} = 125$ об/мин; при 4-х лопастях рабочего колеса лопастная частота оказывается здесь равной как раз $f_{лоп} = 8,3$ Гц. Вообще, в гидротурбинах с малым числом лопастей и неравномерным подводом (неполный угол охвата спиральной камеры) лопастная частота присутствует в вибрационном спектре всегда. Проблема в том, что на других гидроагрегатах Камской ГЭС той же конструкции уровень вибрации на частоте 8,3 Гц был много ниже. Благодаря опытам на малых

мощностях, когда при ударном обтекании лопастей рабочего колеса проявляются собственные частоты, было установлено, что частота $8,3 \div 8,5$ Гц является собственной частотой ротора гидроагрегата в осевом направлении. Эти данные также хорошо согласуются с более широкими наблюдениями, согласно которым собственные частоты роторов вертикальных гидроагрегатов в осевом направлении лежат в диапазоне $8 \div 12$ Гц. По всей видимости, в данном случае также имеет место явление резонанса. После изменения (вследствие ремонта) осевой жесткости гидроагрегата его собственная частота снизилась и стала близка к лопастной частоте. При малых открытиях регулирующих органов сила лопастной частоты невелика, и вертикальные вибрации носят характер биений, но при больших открытиях она увеличивается, что приводит к увеличению ее воздействия на собственную частоту, резонансу (коэффициент динамичности здесь $K_d = 24,7$) и резкому росту вертикальных вибраций, см. рис. 2. Следует отметить, что выпуск сжатого воздуха в проточную часть исследуемого гидроагрегата, приводя к демпфированию резонансных колебаний, позволил снизить указанную вибрацию в несколько раз.

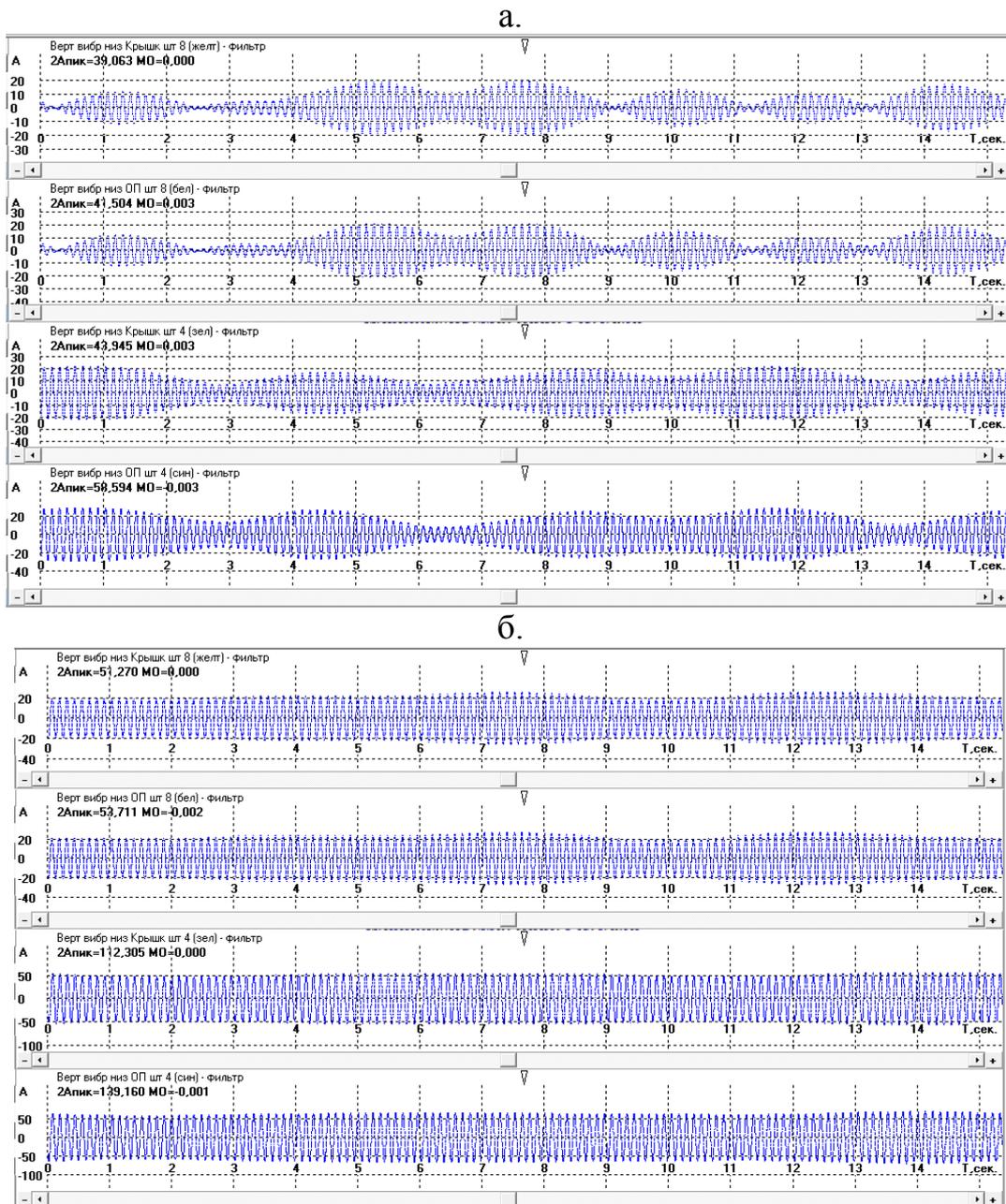
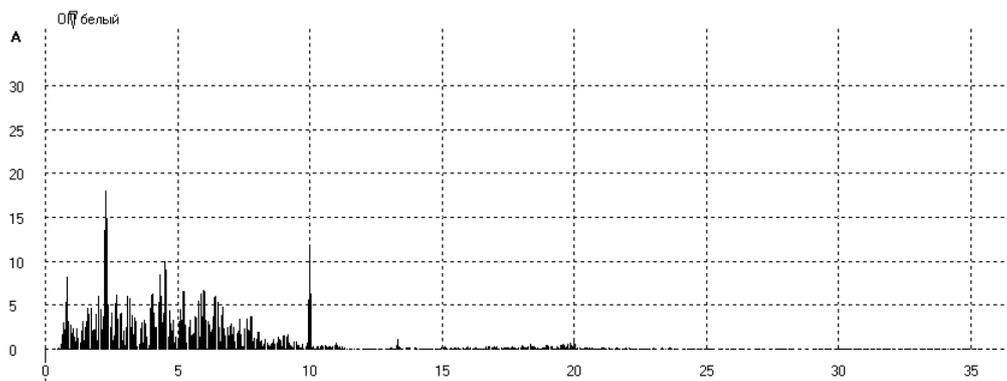


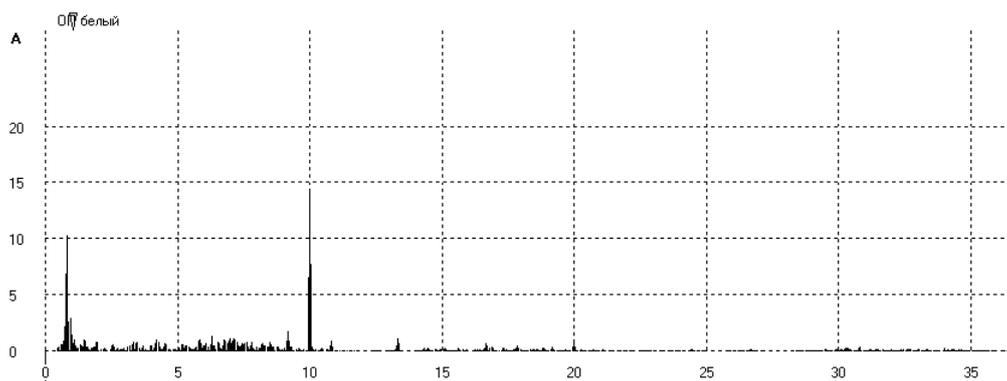
Рис. 6. Вертикальные вибрации гидроагрегата №23 Камской ГЭС
 а. при мощности 10 МВт;
 б. при мощности 24 МВт.

Понимание того, что лопастные и лопаточные частоты могут выступать в качестве возмущающих нагрузок по отношению к собственным частотам колебаний элементов конструкции может быть полезным при исследовании физических оснований полученного вибрационного спектра. Так, при испытаниях гидроагрегата №10 Саратовской ГЭС, проведенных специалистами НПО ЦКТИ в 2013-м году, в спектре вертикальных вибраций была выявлена частота 6,6 Гц, увеличивающаяся с ростом мощности гидроагрегата, [2]. Ротор гидроагрегата вращается со скоро-

стью $n_{\text{ном}} = 50$ об/мин; при 4-х лопастях рабочего колеса лопастная частота оказывается здесь равной $f_{\text{лоп}} = 3,3$ Гц. Частота 6,6 Гц, является, по всей видимости, второй гармоникой лопастной частоты, при этом она намного превышает ее по амплитуде. На рис. 3 показано, как частота 6,6 Гц возрастает с увеличением открытия регулирующих органов турбины. Испытания гидроагрегата на малых мощностях, когда при ударном обтекании лопастей рабочего колеса проявляются собственные частоты, показали, что собственная частота колебаний ротора в осевом направлении располагается в диапазоне 7÷8 Гц. Коэффициент динамичности оказывается равным примерно $K_d = 9,2$, что так же весьма значительно. Таким образом, можно предположить, что рост второй гармоники лопастной частоты имеет под собой схожее физическое основание – близость собственной и возмущающей частот. Характерно, что на максимальной мощности уровень вибрации 6,6 Гц снижается – кавитационные явления играют здесь ту же роль, что и впуск воздуха в предыдущем примере.



а) режим $N_a = 10,8$ МВт ($a_0 = 30\%$)



б) режим $N_a = 17,8$ МВт ($a_0 = 45\%$)

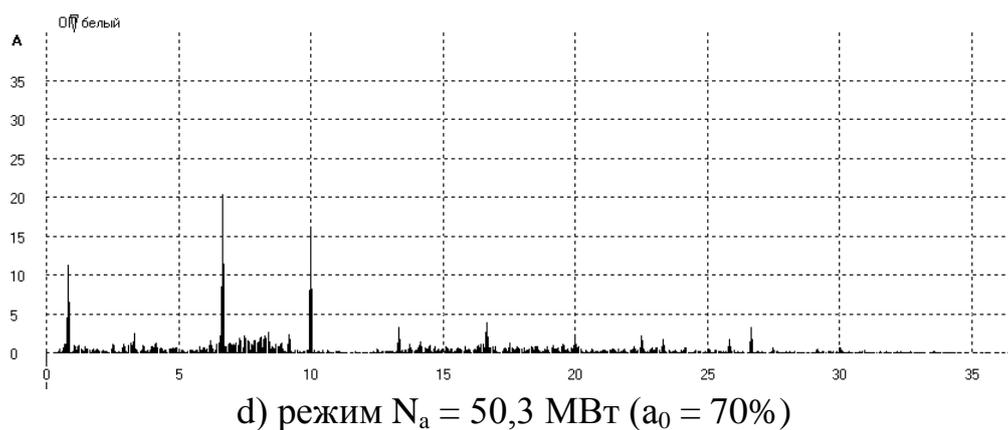
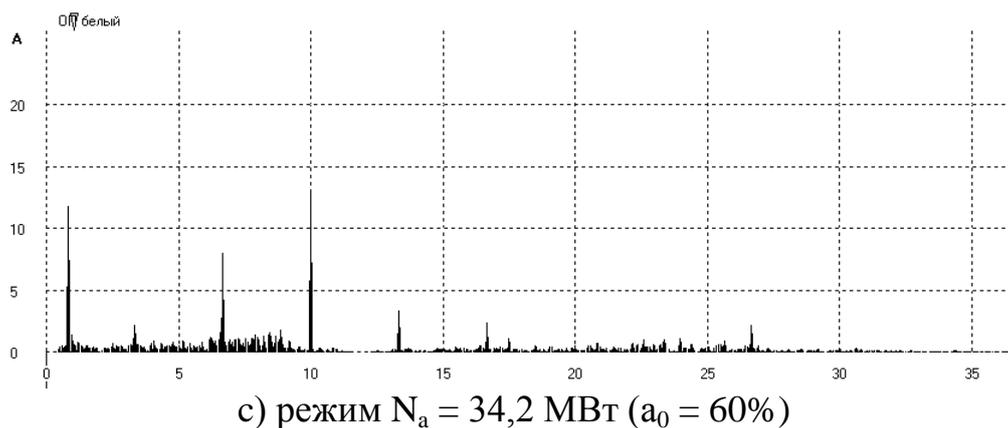


Рис. 3. Спектр вертикальных вибраций опоры подпятника гидроагрегата № 10 Саратовской ГЭС при работе на различных мощностных режимах

Таким образом, по рассмотрению данных примеров можно сделать ряд выводов. Зачастую, не будучи опасными по абсолютным значениям амплитуды и частоты, нагрузки лопастной и лопаточной частот выступают в роли возмущающих сил, способных приводить к широкому ряду резонансных явлений в самых различных узлах гидроагрегата. Проявляясь под действием лопастных и лопаточных сил на собственных частотах различных элементов конструкции, резонансные явления могут приводить к недопустимому росту вибраций и накоплению усталостных напряжений в этих элементах, что способно снизить надежность гидроагрегата в целом. При этом отстройка от резонанса, если он имеет место, на существующем гидроагрегате представляет собой весьма непростую задачу. В связи с тем, что изменить частоту возмущающей силы практически невозможно (для этого надо изменить либо количество лопастей/лопаток, либо частоту вращения ротора), приходится менять жесткость резонирующего элемента – путем вмешательства в его конструкцию, ужесточения, увеличения массы и проч., что сложно и не всегда

выполнимо. Куда более целесообразным является учет лопастных и лопаточных сил (и их гармоник) в качестве возмущающих еще на стадии проектирования, а также предварительная проверка основных элементов конструкции гидроагрегата с целью получить необходимую отстройку по собственным частотам.

Литература:

1. Исследование вибрационного состояния гидроагрегата ст. №23 филиала ОАО «РусГидро»-«Камская ГЭС» с разработкой рекомендаций по повышению вибрационной надежности опорных узлов. Отчет о научно-исследовательской работе. – СПб.: НПО ЦКТИ, 2010 г.
2. Определение энергетических и вибрационных характеристик гидроагрегата №10 Саратовской ГЭС до реконструкции. Отчет о научно-исследовательской работе. – СПб.: НПО ЦКТИ, 2013 г.
3. Осмотр и тензометрирование колонн статора турбины ГА-1 ГЭС-8, дефектоскопия заваренной трещины каскада Пазских ГЭС филиала «Карельский» ОАО «ТГК-1». Отчет о научно-исследовательской работе. – СПб.: НПО ЦКТИ, 2012 г.

Корнев В.П., Умов В.А.

К РАСЧЕТУ ПРОЦЕССА ВЫПУСКА ВОЗДУХА ПРИ ПУСКЕ В НАСОСНЫЙ РЕЖИМ МОЩНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ НАСОС-ТУРБИН

Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет

Для уменьшения мощностей, потребных при пуске в насосный режим мощных радиально-осевых насос-турбин, сначала разгоняют ротор до номинальной частоты вращения в осушенной проточной части, а затем заполняют полость рабочего колеса водой.

В общем случае процесс выпуска воздуха и заполнения рабочего колеса водой представляет сложную для решения задачу: необходимо рассматривать пространственное течение двухфазной среды во вращающемся рабочем колесе с переменным газосодержанием. Поэтому целесообразно начать с разработки более простой модели. Она включает в себя расчёт времени $t_{\text{зап}}$ - времени полного заполнения водой остановленного рабочего колеса при выпуске воздуха. Полученное значение будет минимальным, т.к. наличие вращения колеса всегда замедляет процесс.

Основной математической модели, созданной для решения поставленной задачи, стало описание истечения газа из ограниченного переменного объёма под переменным давлением. Ограниченным переменным объёмом в модели служит объём проточной части насос-турбины, который образовался после отжатия воды воздухом. По мере выхода воздуха в атмосферу этот объём постепенно уменьшается вплоть до полного заполнения проточной части водой, одновременно будет уменьшаться давление воздуха внутри ограниченного объёма.

Известны дифференциальные уравнения, которые описывают истечение газа как адиабатический или изотермический процесс. В нашем случае покидающий проточную часть воздух проходит через сложную систему выпуска воздуха, включающую патрубки, коллектор и длинные трубопроводы. На всём протяжении воздух соприкасается с твёрдыми стенками, благодаря чему температура воздуха поддерживается близкой к температуре окружающей среды. Из этого следует, что процесс истечения воздуха можно считать изотермическим. В работе [1] рекомендовано следующее уравнение, описывающее истечение газа при изотермическом процессе:

$$\frac{dp_2}{dt} = -\frac{k\sqrt{RT_{\text{нач}}}}{W} \cdot \left(\frac{p_2}{p_{\text{нач}}}\right)^{0,1} \cdot \frac{f}{\sqrt{\xi_{\text{экв}}}} \sqrt{p_2^2 - p_A^2} + \frac{kp_2}{W(x)} \cdot \frac{dW}{dt}; \quad (1)$$

где k – коэффициент адиабаты, равный для воздуха $k=1,4$;

R – газовая постоянная, равная для воздуха $R=287 \frac{\text{Нм}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$;

$T_{\text{нач}}, p_{\text{нач}}$ - начальные температура и давление газа в рассматриваемом объёме;

p_2 - текущее давление газа в переменном объёме W ;

x – высота подъёма свободной поверхности воды относительно начального положения;

f - площадь поперечного сечения канала, из которого происходит истечение воздуха в атмосферу;

$\xi_{\text{экв}}$ – коэффициент сопротивления, эквивалентный сопротивлению всей пневмосистемы;

t – время;

W – текущий объём воздуха в проточной части.

Для определения текущего значения объёма $W(x)$ в уравнении (1) необходимо знать его начальное значение $W_{\text{нач}}$. Начальный объём $W_{\text{нач}}$ состоит из объёма воздуха в проточной части перед началом её заполнения водой $W_{\text{нач пр.ч.}}$, объёма воздуха в разгрузочной полости под крышкой

насос-турбины и объёма воздуха в коммуникационных линиях пневматической системы

Объём $W_{\text{нач пр.ч}}$ рассчитывали исходя из объёмов конуса и тороидальных тел, которые составляют внешний и внутренний контуры проточной части. В зоне рабочего колеса учитывался также объём, занимаемый лопастями насос-турбины, который определялся исходя из веса лопасти. Изменение объёма W связано с перемещением свободной поверхности воды и в дифференциальной форме равно:

$$dW = S(x)dx.$$

Здесь $S(x)$ – площадь свободной поверхности воды в проточной части

Целесообразно включить в систему уравнений дополнительное дифференциальное уравнение в виде:

$$\frac{dW}{dt} = S(x) \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (2)$$

Математическую модель необходимо дополнить уравнением движения, которое будет учитывать возникающие при движении воды инерционные силы. Движение воды происходит под действием перепада давлений от столба воды со стороны нижнего бьефа и давления p_2 на свободную поверхность. Уменьшение давления от столба воды по сравнению с первоначальным значением $p_{\text{нач}}$ связано с подъёмом свободной поверхности воды в проточной части на величину x , поэтому уравнение движения принимает вид:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{S(x) [p_{\text{нач}} - \rho gx - p_2]}{M(x)},$$

где $\frac{d^2x}{dt^2}$ - ускорение массы воды, равное ускорению перемещения свободной поверхности воды;

$M(x)$ – масса воды, вовлечённая в движение.

В массу $M(x)$ входит масса воды, находящаяся в колене, конусе и самой отсасывающей трубе вплоть до уровня свободной поверхности. В начальный момент времени эта масса находится в состоянии покоя. Но с началом выпуска воздуха она приходит в движение. Однако, из-за большой разницы в площадях живого сечения на разных участках, не вся масса воды будет перемещаться с одинаковой скоростью. Поэтому действительную массу $M(x)$ надо заменить некоторой массой $M_{\text{прив}}(x)$, приведенной к скорости перемещения свободной поверхности воды, ис-

ходя из равенства количества движения приведенной массы и всех фактических элементарных масс воды [2]:

$$M_{\text{прив}}(x) \cdot V_s = \int_V^M V \cdot dM .$$

Данное равенство имеет место, если принять следующее предположение. В движении принимает участие только вода, заключенная в объеме тела с постоянной площадью сечения $S(x)$ и длиной от свободной поверхности до выхода из отсасывающей трубы. Вся эта масса воды движется с единой скоростью V_s . Тогда текущее значение $M_{\text{прив}}$ будет равно:

$$M_{\text{прив}} = \rho \cdot S(x)(x + L),$$

где L - расстояние по средней линии от начального положения свободной поверхности до выхода из отсасывающей трубы.

Тогда уравнение движения:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{S(x) \left[p_{\text{нач}} - \rho g x - p_2 \right] - \rho S(x)(x + L) \left[p_{\text{нач}} - \rho g x - p_2 \right]}{\rho S(x)(x + L)} . \quad (3)$$

В уравнении (2) присутствует функция $S(x)$, которая характеризует текущую площадь свободной поверхности воды. При подъеме воды в проточной части она непрерывно изменяется, поэтому необходимо описать эти изменения аналитически.

На первом этапе подъема воды, когда она заполняет конус отсасывающей трубы, площадь S определяется только внешним контуром. Однако, в дальнейшем, когда вода поступает в зону расположения рабочего колеса, она начинает соприкасаться с его лопастями. Затем, на размеры площади S оказывает всё большее влияние и внутренний контур проточной части.

Расчёты значений площади S в горизонтальных сечениях проточной части, каждое из которых соответствует конкретному значению x , позволили определить функцию $S(x)$ графически. На рис. 1 она представлена исходной кривой (линией а), соответствующей модифицированной проточной части, имеющей только внешний контур и состоящей из тел вращения различной конфигурации. Площадь поперечного сечения модифицированной проточной части при каждом значении x равна площади свободной поверхности воды S реальной проточной части на

том же уровне расположения воды x . То же относится и к объемам проточной части.

Математическое описание изменения площади S в функции от x на всём протяжении от $x=0$ до $x_{\text{кон}}$ трудно осуществимо из-за сложной конфигурации внешнего контура модифицированной проточной части. Поэтому весь путь подъёма воды был разбит на 2 участка. На первом участке, состоящем из конуса отсасывающей трубы, выражение функции $S(x)$ в аналитическом виде не представляет трудностей. На втором участке конфигурация модифицированного внешнего контура была заменена контуром равнообъёмного тороидального тела, конфигурация которого показана на рис.1 линией (б). Такая замена позволила ввести функцию $S(x)$ в аналитическом виде в уравнение (3) и использовать её на всех этапах расчёта.

Применительно к условиям работы гидроагрегата на Загорской ГАЭС-1, выпуск воздуха из проточной части насос-турбины возможен двумя путями:

1. Основной путь: через отверстия на поверхности обтекателя, затем - в камеру внутри обтекателя и через отверстия во втулке рабочего колеса – в разгрузочную полость;

2. Другой, параллельный поток воздуха, проходит из полости рабочего колеса в торцевой зазор между втулкой и крышкой насос-турбины, затем, - в лабиринтное уплотнение и далее – то же в разгрузочную полость.

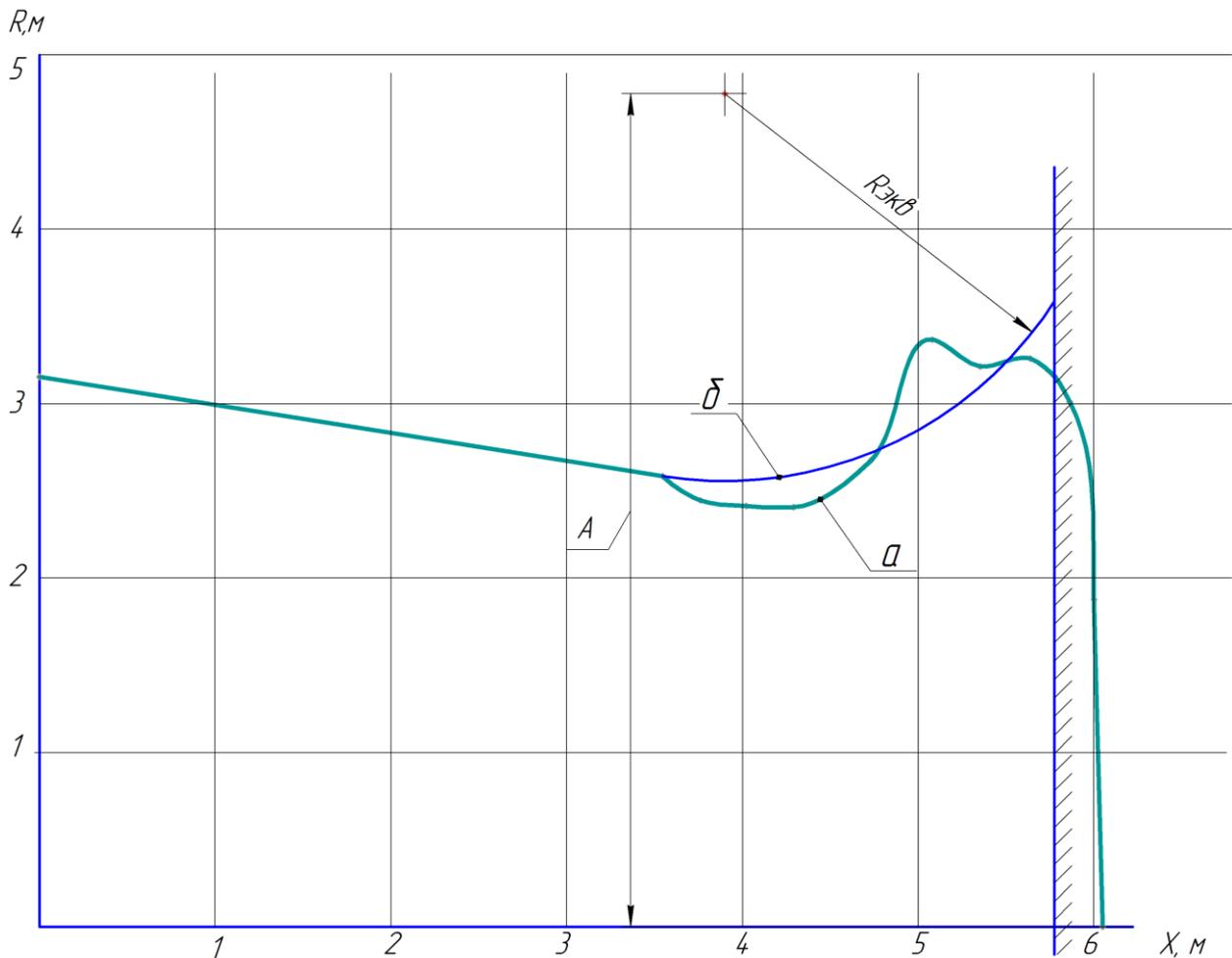


Рис. 1. Образующие тел вращения, имитирующие
 проточную часть насос-турбины:
 а – исходная расчётная, б - эквивалентная расчётной
 /// - зона остаточного объёма воздуха

Такая картина истечения воздуха продолжается до тех пор, пока уровень свободной поверхности воды в проточной части не поднимется до отверстий на поверхности обтекателя. По мере погружения отверстий в воду площадь отверстий, находящихся в верхних рядах, непрерывно уменьшается, а при погружении в воду последнего ряда этот путь истечения воздуха перекрывается полностью. Воздух теперь попадает в разгрузочную полость только через лабиринтное уплотнение, которое имеет большое гидравлическое сопротивление. Такой путь истечения воздуха из проточной части сохраняется до момента подъема свободной поверхности в разгрузочной полости до входных отверстий патрубков, выводящих воздух за пределы проточной части.

Начиная с этого момента, истечение воздуха из проточной части прекращается, а образовавшийся в проточной части остаточный объём

воздуха в дальнейшем рассасывается или уходит в верхний бьеф при открытии направляющего аппарата.

Переход от одной схемы движения воздуха к другой происходит постепенно, по мере затопления отверстий обтекателя, то есть в пределах изменения положения уровня свободной поверхности, устанавливаемого параметром x , от расположения 1-го ряда отверстий до расположения их последнего ряда.

Исходя из этого, подсчёт эквивалентного коэффициента сопротивления $\xi_{\text{экр}}$, который входит в уравнение (1), проводился отдельно для каждой из трёх зон, на которые был разбит весь путь изменения положения уровня свободной поверхности:

I зона охватывает участок от начального положения свободной поверхности ($x=0$) до положения, когда уровень свободной поверхности воды в проточной части поднимается до отверстий на поверхности обтекателя. Коэффициент сопротивления в пределах I зоны $\xi_{\text{нач}}$ сохраняет постоянное значение.

II зона охватывает участок постепенного затопления отверстий в обтекателе, начиная с первого ряда до последнего ряда отверстий. Коэффициент сопротивления $\xi_{\text{экр}}$ в пределах II зоны принят изменяющимся линейно от значений $\xi_{\text{экр}}$ в I и III зонах.

III зона – зона затопленных отверстий обтекателя. Она охватывает интервал изменения x от конца II зоны до $x_{\text{кон}}$. В этом интервале коэффициент сопротивления $\xi_{\text{лабир}}$ постоянен и равен своему максимальному значению.

Коэффициенты сопротивления элементов по длине $\xi_{\text{дл}}$ подсчитывали исходя из значения коэффициента трения $\lambda_{\text{тр}}=0,03$, характерного для протекания воздуха в трубах [3].

Окончательно система дифференциальных уравнений, использованная при расчётах, приобрела вид:

$$\frac{dp_2}{dt} = -\frac{k\sqrt{RT_{\text{нач}}}}{W(x)} \cdot \left(\frac{p_2}{p_{\text{нач}}}\right)^{0,1} \cdot f \cdot \sqrt{p_2 - p_A} \left[\frac{H_{\text{нач}}}{\sqrt{\xi_{\text{нач}}}} + \frac{H_{\text{пром}}}{\sqrt{\xi_{\text{нач}} + (\xi_{\text{лабир}} - \xi_{\text{нач}}) \frac{x - x_{\text{н}}}{x_{\text{к}} - x_{\text{н}}}}} + \frac{H_{\text{лабир}}}{\sqrt{\xi_{\text{лабир}}}} \right] + \frac{k \cdot p_2}{W(x)} \cdot \frac{dW}{dt}$$

$$\frac{dW}{dt} = F_{\text{к}}(x)H_{\text{к}} + S_{\text{т}}(x)H_{\text{т}} \frac{dx}{dt}$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{p_{\text{нач}} - \rho g x - p_2}{\rho(x + L)}$$

где $N_{нач}$, $N_{пром}$ и $N_{лабир}$ – коэффициенты, которые в зависимости от значения x вводят в уравнение значения ξ , соответствующие зоне нахождения уровня свободной поверхности воды;

N_k и N_T – коэффициенты, которые в зависимости от значения x вводят в уравнение функцию $S_k(x)$, описывающую конусный участок проточной части, или $S_T(x)$, описывающую тороидальный участок проточной части.

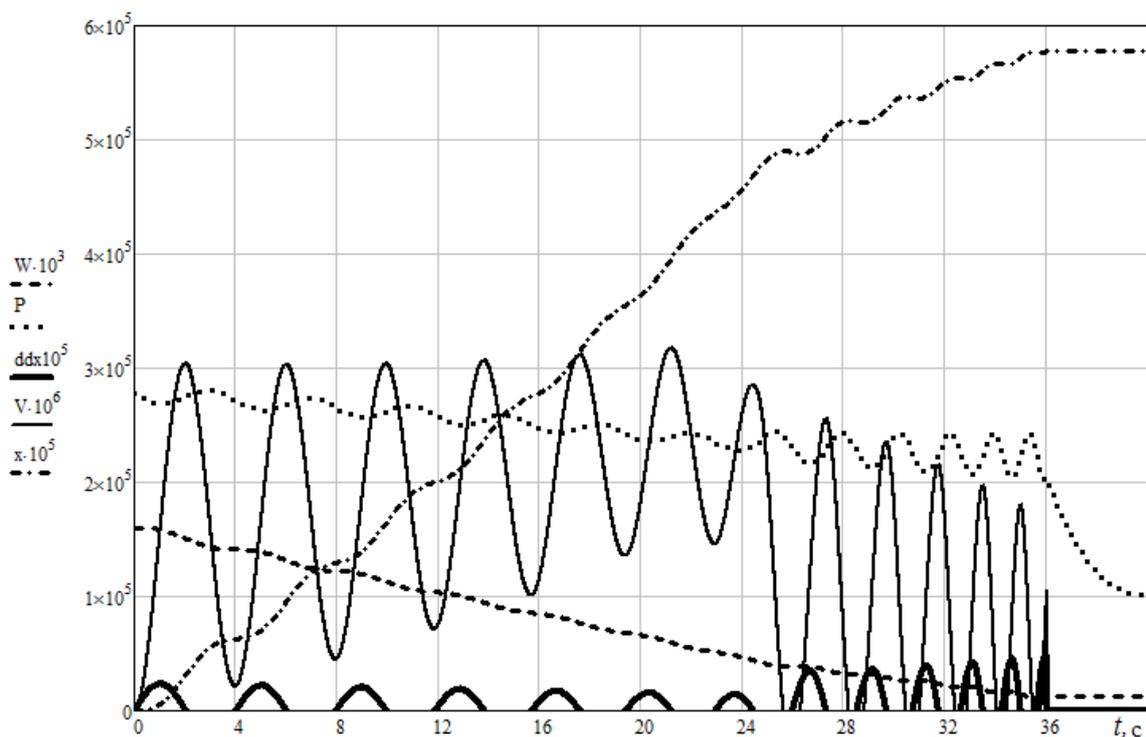


Рис.2. График изменения параметров при заполнении водой проточной части насос-турбины Загорской ГАЭС

- - - W – объём воздуха в проточной части и пневмосистеме, m^3 ;
- p – давление воздуха в объёме W , Па;
- ddx – ускорение перемещения (подъёма) свободной поверхности воды, m/c^2 ;
- V – скорость перемещения (подъёма) свободной поверхности, m/c ;
- x – высота подъёма свободной поверхности воды относительно начального положения, м.

На рис. 2 приведены результаты расчета системы дифференциальных уравнений применительно к условиям работы насос-турбин Загорской ГАЭС-1. Из рассмотрения графика на рис.2 видно, что процесс

заполнения проточной части насос-турбины носит колебательный характер. Сжатый воздух в проточной части создает перед поступающей водой воздушную подушку, которая воздействует на массу воды аналогично пружине в механических системах. Колебательный процесс имеет тенденцию к затуханию, однако, резкое увеличение сопротивления выпуску воздуха после затопления отверстий в обтекателе вызывает новую волну колебаний с большей частотой и меньшей амплитудой. Наличие колебаний заставляет воду поступать в проточную часть отдельными порциями, из-за чего график перемещения свободной поверхности x представляет собой ступенчатую линию. При увеличении сопротивления пневматического контура возможно возникновение провалов в графике в сторону меньших значений x .

Расчёты показали, что изменение уровня нижнего бьефа (за счёт сезонного фактора) практически не сказывается на времени заполнения $t_{\text{зап}}$. Уменьшение $t_{\text{зап}}$ для Загорской ГАЭС-1 составило меньше одной секунды, то есть всего 3%.

В реальных условиях из-за потерь энергии воды за счет трения о внутреннюю поверхность проточной части можно ожидать некоторое уменьшение амплитуды колебания воды и более быстрое их затухание по сравнению с полученными расчетом. Вследствие малых значений скоростей движения воды эти потери незначительны и потому не были учтены при составлении уравнения движения.

Анализ результатов расчётов показал, что наибольшее влияние на время заполнения проточной части водой оказывает начальный объем воздуха $W_{\text{нач}}$ и проходное сечение наиболее «зажатого» элемента пневматической системы. Эти факторы и определяют, в конечном счете, время заполнения $t_{\text{зап}}$.

После перекрытия водой входа в патрубки и прекращения выпуска воздуха из проточной части вода под давлением столба со стороны нижнего бьефа будет поступать в пневматический контур вплоть до заполнения отводящих трубопроводов и истечения в атмосферу. Дополнительное время, затраченное на заполнение пневматического контура водой и начало истечения в атмосферу, можно оценить на графике рис. 2 по времени истечения объема воздуха, оставшегося после заполнения проточной части водой, в атмосферу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арзуманов Ю.Л., Халатов Е.М., Чекмазов В.И., Чуканов К.П. Математические модели систем пневмоавтоматики. М., изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009, 295 с.
2. Гиргидов. А.Д. Механика жидкости и газа (Гидравлика). СПб, изд. СПб ГПУ, 2007, 544 с.
3. Донской А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах. СПб, изд. СПб ГПУ, 2008, 120 с.

Львовский В.А., Рыбаков В.Н., Шумилин С.А.

К ОБОСНОВАНИЮ ВЫБОРА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ГАЭС

Санкт-Петербург, ОАО «ЛенГидропроект», ФГБОУ ВПО СПбГПУ,
ОАО «Пролетарский Завод»

Известно, что ГАЭС является одним из оптимальных решений проблемы выравнивания графика энергосистемы. Поэтому перспективный их ввод в эксплуатацию при доминирующей тенденции строительства АЭС является логическим и обоснованным. Экономическая эффективность ГАЭС непосредственно связана с единичной мощностью гидроагрегата, их количеством, а также величиной напора и заглубления станции. В последнее время отмечается тенденция в продвижении ГАЭС на напоры порядка 700-800 метров. Естественно, что при реально достижимом уровне кавитационного показателя в насосном режиме $S=1400$, необходимая величина заглубления будет составлять десятки метров. Поэтому такие станции являются подземными. Примером может служить ГАЭС Kazunogawa [1] с агрегатами единичной мощностью 460 мВт при напоре 780 м и величиной заглубления 100-120м. Поэтому, если позволяют геодезические условия, строительство подземных ГАЭС является весьма перспективным.

Рассмотрим в качестве примера выбор варианта проточной части обратимой гидромашины на напор 600 м, единичной мощностью 650 МВт с расходом $100 \text{ м}^3/\text{с}$. Определяющим, как правило, является насосный режим работы гидроагрегата, при расчете лопастной системы которого требуется обеспечить не только величину напора с требуемой формой напорной характеристики, но и необходимый уровень динамического разрежения.

Рассмотрим основные показатели в диапазоне изменения частоты вращения от 150 до 600 об/мин. При вычислении основных параметров используем общепринятые соотношения [2].

1. Быстроходность проточной части

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

2. Диаметр рабочего колеса

$$D_2 = \frac{60}{\pi \cdot n} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot H}{K_{U2} \cdot \eta_\Gamma}}$$

где $K_{U2} = 1,87 \cdot n_s^{-0,28}$, $\eta_\Gamma = 0,94$

3. Общий КПД насоса

$$\eta_H = \eta_\Gamma \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{им}$$

4. Величина динамического разрежения

$$\Delta h_{кр} = \left(\frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{C_{кр}} \right)^{1,333}, \text{ где } C_{кр} = 1000$$

5. Величина заглубления

$$H_s = 10 - \varphi \cdot \Delta h_{кр},$$

где $\varphi = 2,0$ – коэффициент запаса.

В таблице 1 приведены указанные параметры. Рассмотрено возможное число ступеней от 1 до 5. Представляет практический интерес только варианты проточной части с быстроходностью от 90 до 220. Варианты с частотой вращения 500 и 600 можно исключить из рассмотрения, т. к. требуют значительную величину заглубления порядка -130-180м.

Из анализа полученных данных видно, что с увеличением частоты вращения агрегата возрастает необходимая величина заглубления. Из общего объема вариантов следует отметить три варианта, имеющих одинаковый уровень энергетических показателей:

1. $n=187$, $i=3$, $D=6,6$ м, $\eta=87\%$, $H_s = -34$ м
2. $n=250$, $i=2$, $D=6,1$ м, $\eta=87\%$, $H_s = -52$ м
3. $n=428$, $i=1$, $D=5,0$ м, $\eta=87\%$, $H_s = -114$ м

Все варианты 1-3 имеют одинаковую быстроходность $n=128$, однако вариант 1 и 2 являются многоступенчатыми, имеющие переводной канал в виде лопаточного диффузора, торовой полости и обратной лопаточной решетки с неизменной геометрией, т.е. практически нерегулируемые [3]. Поэтому КПД при эксплуатации классического одноступенчатого гидроагрегата будет выше. Очевидно, что стоимость изготовления гидромашин в первом приближении пропорциональна его весу, который зависит от диаметра рабочего колеса и количества ступеней. Если принять вес агрегата по варианту 3 за 1, то вес агрегата по вариантам 1 и 2 будут больше в 6,9 и 3,6 соответственно:

$$G_1 = \left(\frac{6,6}{5,0}\right)^3 \cdot 3 = 6,9$$

$$G_2 = \left(\frac{6,1}{5,0}\right)^3 \cdot 2 = 3,6.$$

Изменение основных параметров $n_s, D_2, \eta, \Delta h, H_s = f(n, i)$ Табл.1

n	i	1	2	3	4	5	$\Delta h_{кр, м}$	$H_s, м$
150 об/мин	n_s	45	76	103	128	151	17	-24
	D_2	12,4	9,4	8,0	7,1	6,6		
	η	65	79	84	87	88		
187 об/мин	n_s	59	95	128	154	183	22	-34
	D_2	10,2	7,8	6,6	5,9	5,4		
	η	74	83	87	89	90		
250 об/мин	n_s	75	127	172	213	252	31	-52
	D_2	8,0	6,1	5,2	4,6	4,2		
	η	79	87	89	90,5	91		
300 об/мин	n_s	90	152	206	255	302	39	-68
	D_2	6,8	5,2	4,4	4,0	3,6		
	η	83	88	90	91	92		
375 об/мин	n_s	113	190	257	319	377	53	-96
	D_2	5,6	4,3	3,7	3,3	3,0		
	η	85	90	91	91,5	92		
428 об/мин	n_s	129	217	274	364	431	62	-114
	D_2	5,0	3,8	3,3	2,9	2,7		
	η	87	90	91	91,5	92		
500 об/мин	n_s	150	253	343	426	503	76	-142
	D_2	4,4	3,4	2,9	2,5	2,3		
	η	88	90,5	91	91,5	91,5		
600 об/мин	n_s	181	303	412	510	604	97	-184
	D_2	3,8	2,9	2,5	2,2	2,0		
	η	89	90,5	91	91,5	90		

Однако, при этом стоимость строительных затрат, связанная с заглублением по вариантам 2 и 3 будет в 2 и 3 раза меньше соответствующих затрат для варианта 1. Окончательное решение может быть принято по результатам соответствующих расчетов ТЭО

В соответствии с изложенным, рассмотрим расчёт лопастной системы рабочего колеса на указанные выше параметры. С учётом принятого значения быстроходности и величины напора определены следующие значения основных соотношений проточной части: $\bar{b}_2 = 0,07$, $\bar{D}_r = 0,52$. В насосном режиме расчётные параметры соответствуют номинальному режиму, совпадающему при правильном проектировании с оптимумом характеристики. Они составляют следующие значения:

$$n'_I = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} = \frac{428 \cdot 5,0}{\sqrt{600}} = 87,3 \text{ об/мин}, Q'_I = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} = \frac{100}{5^2 \sqrt{600}} = 0,163 \text{ м}^3/\text{с}$$

В турбинном режиме работы гидроагрегата оптимум характеристики, как показывает практика, формируется при следующих значениях

$$n'_{IT} = n'_{IH} - (8 \div 10) \text{ об/мин}, Q'_{IT} = (1,05 \div 1,1) \cdot Q'_{IH} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тогда в турбинном режиме расчётные параметры принимают следующие значения:

$$n'_I = 78,5 \text{ об/мин}, Q'_I = 0,17 \text{ м}^3/\text{с}.$$

В результате расчётов получена лопастная система рабочего колеса со следующими геометрическими данными:

Число лопастей: $z=7$

Значение угла на всасывающей кромке от периферии к втулке: $\beta_{BC}=19,7^\circ-25,5^\circ-29,3^\circ$

Значение угла на напорной кромке от периферии к втулке: $\beta_H=32^\circ-33^\circ-34^\circ$

Угол лопасти в плане: $\varphi=125^\circ-125^\circ-125^\circ$

Густота решётки: $l/t=2,65-2,75-2,85$

Характер изменения толщин лопастей и дисков выбран таким образом, чтобы уровень напряжений от суммарного действия гидравлических и центробежных сил не превышал 80 Мпа. В таблице 2 и 3 представлены основные результаты гидравлического расчёта для оптимума насосного и турбинного режимов работы. Расчёт выполнен с использованием ПО ЦКТИ [4].

Как следует из таблицы 2, в насосном режиме по всем решёткам от периферии до втулки обеспечивается необходимая величина циркуляции rV_U . Ударные потери отсутствуют, а профильные гидравлические потери с учётом вторичных потерь, обусловленных перетеканием жидкости от напорной стороны лопасти к стороне разрежения, составляют от 4% на периферии до 2% по втулке. По всем расчётным линиям тока обеспечивается достаточный запас по снижению относительной скорости на профиле W , что указывает на отсутствие отрывных течений и является гарантией стабильности формы напорной характеристики. Максимальное динамическое разрежение составляет $\sigma=0,073$, чему соответствует $S=1410$, что существенно превосходит принятое в расчёте значение. Это обстоятельство позволяет при прежнем значении коэффициента запаса $\varphi=2$ существенно уменьшить величину заглубления гидроагрегата

$$H_S = 10 - \varphi \cdot \sigma \cdot H = 10 - 2 \cdot 0,073 \cdot 600 = -78 \text{ м}.$$

Результаты расчёта обтекания на номинальных параметрах
(насосный режим)

Таблица 2

№ ЛТ	1	2	3	4	5	6	7
RCU_{BX}	0	0	0	0	0	0	0
$RCU_{ВЫХ}$	1,179	1,187	1,193	1,195	1,196	1,235	1,228
$\eta_{УСЛ}$	90,876	90,263	89,828	89,715	89,644	86,785	87,298
$H_{ПР}$	1,714	1,504	1,358	1,232	1,103	0,932	0,868
$H_{ПР2}$	2,12	1,844	1,649	1,48	1,321	1,22	1,125
σ	0,059	0,062	0,069	0,073	0,072	0,07	0,07
№	23	22	22	22	22	22	22
$H_{УД}$	0	0	0	0	0	0	0
$\beta_{БЕЗ}$	17,857	18,913	20,136	21,543	23,573	25,791	28,179
$\beta_{ВХ}$	17,536	19,024	20,702	22,628	24,808	27,316	30,193
$\beta_{ВЫХ}$	18,198	18,128	18,22	18,476	18,723	19,582	19,994
$W_{P\ MAX}$	-2,619	-2,434	-2,264	-2,104	-1,938	-1,811	-1,686
№	28	28	28	28	28	28	28
$W_{P\ MIN}$	-3,069	-3,043	-3,033	-3,022	-2,994	-2,983	-2,971
№	7	7	6	6	6	6	6
$W_{D\ MAX}$	2,544	2,415	2,289	2,155	1,956	1,823	1,703
№	40	38	38	38	38	38	38
$W_{D\ MIN}$	0,775	0,692	0,625	0,576	0,53	0,459	0,445
№	54	54	53	53	53	53	53
№ УР1	2	2	2	2	2	1	1
№ УР2	63	63	63	63	63	63	63

Результаты расчёта в турбинном режиме (таблица 3) показывают, что на параметры предполагаемого оптимума характеристики обеспечивается минимум суммарных гидравлических потерь. Ударные потери практически отсутствуют, профильные потери составляют от 1,9% на периферии до 1,4 % на втулке. Величина остаточной закрутки потока меняется от 2% на периферии до -7% по втулке, а уровень динамического разрежения не превышает аналогичных данных насосного режима.

Результаты расчёта обтекания на номинальных параметрах
(турбинный режим)

Таблица 3

№ ЛТ	1	2	3	4	5	6	7
RCU_{BX}	1,16	1,15	1,14	1,13	1,12	1,11	1,1
$RCU_{ВЫХ}$	0,022	-0,029	-0,059	-0,075	-0,078	-0,078	-0,076
$\eta_{УСЛ}$	96,611	100,096	101,779	102,286	101,627	100,809	99,816
$H_{ПР}$	1,859	1,738	1,655	1,579	1,48	1,41	1,359
$H_{ПР2}$	1,868	1,744	1,658	1,581	1,482	1,411	1,361
σ	0,047	0,054	0,066	0,076	0,084	0,089	0,095
№	55	54	54	54	55	55	55
$H_{УД}$	0,095	0,048	0,022	0,013	0,009	0,007	0,019
$\beta_{БЕЗ}$	19,84	19,852	19,977	20,311	20,71	21,144	21,867
$\beta_{ВХ}$	22,075	21,67	21,468	21,643	21,964	22,36	23,325
$\beta_{ВЫХ}$	17,726	18,904	20,254	21,816	23,868	25,992	28,22
$W_{P\ MAX}$	-0,747	-0,706	-0,68	-0,67	-0,666	-0,669	-0,703
№	22	22	22	22	22	22	22
$W_{P\ MIN}$	-2,328	-2,294	-2,285	-2,249	-2,142	-2,088	-2,035
№	9	5	5	5	5	5	5
$W_{D\ MAX}$	3,028	3,022	3,019	3,01	2,996	2,99	3,01
№	38	38	38	38	38	38	38
$W_{D\ MIN}$	2,29	2,328	2,33	2,308	2,214	2,17	2,124
№	60	60	60	60	60	60	60
№ УР1	3	3	3	3	3	3	3
№ УР2	62	62	62	62	62	62	62

Таким образом, на основе выполненного расчёта подтверждена возможность создания проточной части гидроагрегата ГАЭС на рассмотренные параметры: $H=600$ м, $N=650$ МВт, $H_s \leq 100$ м и $\eta \approx 90\%$ в обоих режимах работы.

Литература:

1. 700m 400MW Class Ultrahigh-head Pump Turbine Hitachi Review Vol. 49, m2000, N2/p81-87
2. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы, Л, Машиностроение, 1966, 346с
3. Аршеневский Н. Н. Обратимые гидромашины гидроаккумулирующих электростанций, М. Энергия, 239с
4. Фёдоров А.В., Струментова Н.С., Шумилин С.А. Автоматизированное проектирование лопастных систем рабочих колёс насос-турбин. Труды ЦКТИ, 1988, вып. 244, с. 28-35.

ПРИМЕНЕНИЕ АНТИФРИКЦИОННЫХ УГЛЕПЛАСТИКОВ В УЗЛАХ ТРЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

Санкт-Петербург, ФГУП ЦНИИ КМ «Прометей»

В ФГУП ЦНИИ КМ «Прометей» создан новый класс антифрикционных полимерных композиционных материалов - углепластиков, превосходящих по своим характеристикам традиционные антифрикционные полимерные материалы. Углепластики по своему составу и условиям работы делятся на три основные группы: фенольные – для высокоскоростных (до 40 м/с), эпоксидные – для низкоскоростных тяжело нагруженных (до 60 МПа) узлов трения и термопластичные термостойкие – для условий эксплуатации при температурах до 200°С в широком интервале скоростей и нагрузок. Антифрикционные углепластики предназначены для изготовления подшипников скольжения судов, гидротурбин и насосов, работающих с водяной смазкой и любыми другими жидкостями, а в ряде случаев, и в отсутствие смазки.

Опыт эксплуатации подшипников скольжения из углепластиков показал их высокую работоспособность в узлах трения судовых механизмов и систем, гидротурбин, в тяжелом машиностроении, арматуре трубопроводов, исполнительных механизмов различного назначения, центробежных, шестеренчатых и поршневых насосов.

В 2011 году, в городе Гатчина на базе «Научно-исследовательского, производственного комплекса полимерных композиционных материалов ФГУП «ЦНИИ КМ «Прометей», впервые в нашей стране, было создано специализированное производство подшипников скольжения из антифрикционных углепластиков.

Созданный комплекс ПКМ оснащен современным лабораторным и высокотехнологичным производственным оборудованием, производственной мощностью 30 тонн антифрикционных углепластиков в год. Производственный комплекс обеспечивает полный технологический цикл изготовления подшипников из антифрикционных углепластиков.

Ключевые слова: углепластик, узел трения, судостроение, гидротурбиностроение, насосостроение.

**К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ОСЕВЫХ СИЛ
В ДИАГОНАЛЬНОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ**

ООО "УК "Группа ГМС"

В докладе приведены результаты работ по определению осевых сил действующие на ротор насоса в диагональном насосе, в рамках создания вертикальных электронасосных агрегатов типа VS6 в соответствии с классификацией API 610 предназначенных для транспортирования нефтепродуктов. Для анализа лопастной системы насоса использовались программный пакет для проведения гидродинамических расчетов PumpLinx (Simerics) – специализированный для расчета насосов продукт вычислительной гидродинамики [1].

Для численного эксперимента (ЧЭ) была принята модель из двух полных ступеней с осевым подводом и осевым отводом. Расчетная модель была максимально приближена к реальной, т.е. были смоделированы пазухи рабочего колеса (РК), зазоры уплотнений рабочих колес, литейные радиусы в РК и направляющем аппарате, задана шероховатость поверхностей (см. рисунок 1).

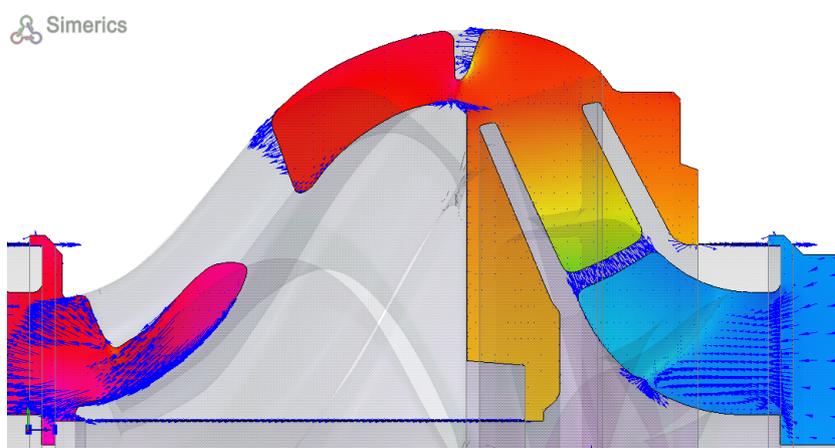


Рисунок 1 – Расчетная модель диагонального насоса

Для насосов VS6 требуется оценить осевую силу, действующую на ротор. На сегодняшний день существующие методики не позволяют точно определить осевые силы из-за сложного влияния трудно учитываемых факторов: вращения жидкости и утечек в пазухах, влияния зазора на выходе из рабочего колеса, режима работы и пр. [2,3]. Так как в насосах ряда VS6 планируется использовать от 4 до 7 ступеней, точное определение осевых усилий является одной из основных задач.

На рисунке 2 приведены значения осевых сил в зависимости от подачи для 1-й и 2-й ступени полученные в PumpInx. Для оптимальной подачи осевая сила составляет около 40000 Н на ступень, поэтому для нормальной работы подшипникового узла требуется максимально разгрузить ротор насоса от осевой силы.

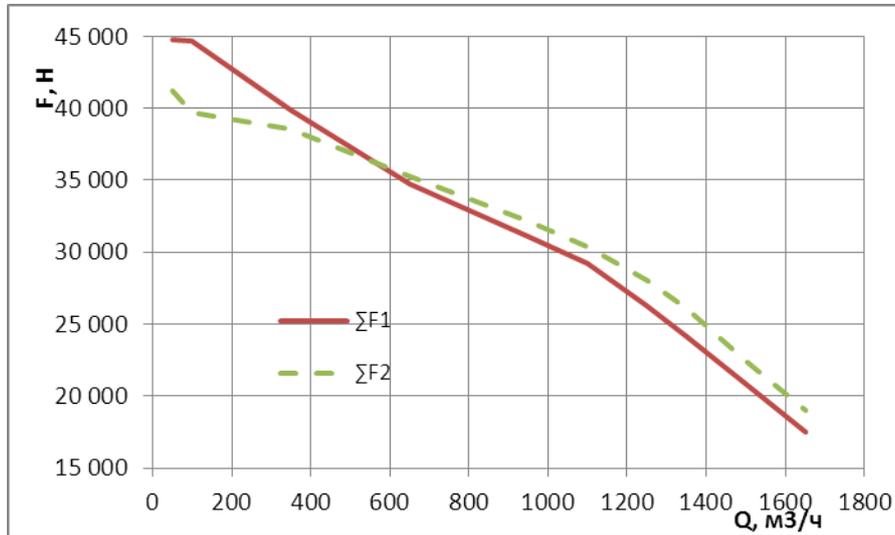


Рисунок 2 – Осевая сила отдельно для 1-ой и 2-ой ступени (ns=149, без разгрузки)

Одно из решений – применение симметричных уплотнений в РК и отверстий в основном диске. Для ЧЭ была смоделирована полная модель ПЧ с 4-мя ступенями, а РК с симметричными уплотнениями и разгрузочными отверстиями. Значение осевой силы в зависимости от подачи приведены на рисунке 3.

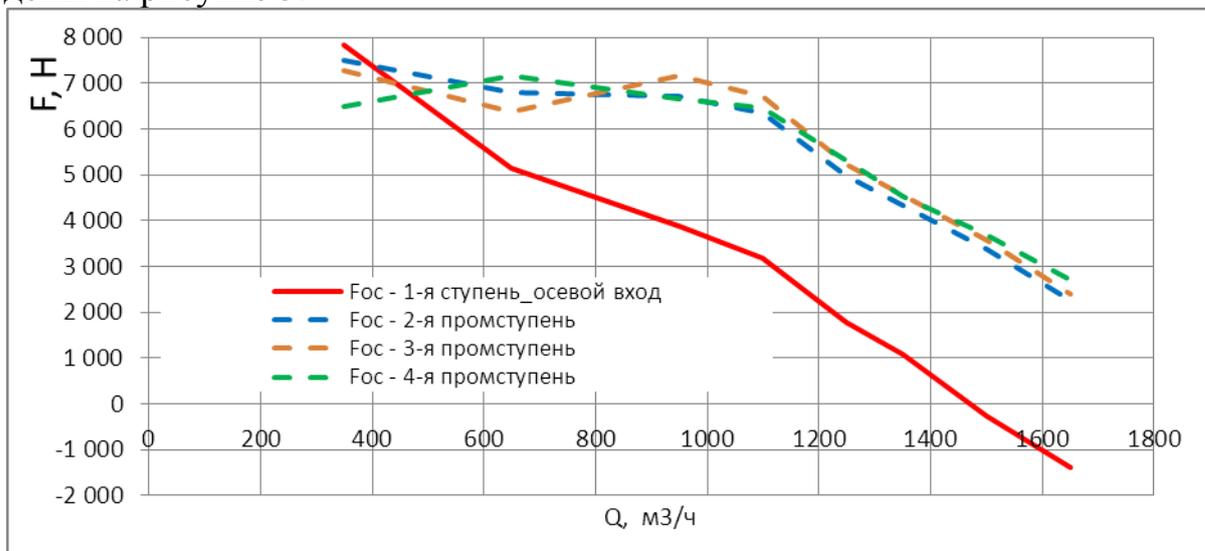


Рисунок 3 – Осевая сила в насосе (ns=149, 4 ступени, с разгрузкой РК)

Выводы:

1. Расчет полной модели проточной части в PumpLinx, дает возможность достаточно точно вычислить значение осевой силы действующую на ротор практически во всем диапазоне подач, поскольку характеристики насоса рассчитанные в PumpLinx хорошо согласуются с физическим экспериментом.
2. Применение симметричных уплотнений с разгрузочными отверстиями не позволяет полностью разгрузить ротор от осевых сил в зоне низких подач.
3. Значение осевой силы отличается для 1-ой ступени насоса и промежуточной ступени.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Cost cutting with pump performance prediction. – WORLD PUMPS, July/August 2013, с. 16-19.
2. Gülich J.F. *Centrifugal Pumps*. – Springer, 2010.
3. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. *Лопастные насосы*. – М.: Машиностроение, 1977, с. 182.

Новкунский А.А., Хорохов А.В., Кузнецов А.С.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ГЭС ПУТЕМ ВНЕДРЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ИНФОРМАЦИОННЫХ РЕШЕНИЙ

Санкт-Петербург, ОАО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева»

В настоящее время одной из устойчивых мировых тенденций в области эксплуатации любого технологического оборудования является применение его обслуживания по фактическому состоянию (ОФС). Данный метод позволяет повысить эффективность эксплуатации оборудования, увеличить его ресурс, уменьшить объемы обслуживания и ремонтов, снизить риск аварий и отказов оборудования. Рассмотрим этот вопрос применительно к гидроэнергетике.

Раньше при проектировании и изготовлении основного оборудования ГЭС в конструкцию узлов и деталей закладывались многократные запасы, которые позволяли гидроагрегатам долгое время выдерживать не только расчетные нагрузки на плановых режимах, но и непредвиденные динамические нагрузки, возникающие при переходных процессах и работе на неблагоприятных режимах. При этом фактический ресурс обо-

дования значительно превышал нормативные показатели. Как следствие, подавляющее большинство гидроагрегатов, эксплуатируемых в настоящее время, было изготовлено 30 и более лет назад и работает со значительным превышением положенного срока службы. Однако бесконечно такая ситуация продолжаться не может и рано или поздно каждый агрегат или его конкретный узел исчерпывает свой ресурс и выходит из строя. Кроме того, в последние десятилетия при изготовлении оборудования на первый план стали выходить вопросы повышения энергоэффективности и экономичности с одновременным снижением металлоемкости, а значит и запасов прочности конструкций. Еще одним важным неблагоприятным фактором в части надежности послужила неизменная в гидроэнергетике тенденция к повышению быстроходности турбин. В результате чего, с одной стороны, увеличились максимальные КПД и скорости вращения рабочих колес с одновременным уменьшением габаритных размеров агрегатов, но, с другой стороны, ухудшилось поведение оборудования при работе на режимах с частичной нагрузкой, которые сопровождаются повышенными пульсациями потока, недопустимыми вибрациями агрегата и ухудшением антикавитационных качеств.

Все это привело к тому, что ресурс гидросилового оборудования, традиционно считавшегося исключительно надежным, в последнее время стал резко снижаться по сравнению с показателями полувековой давности. При этом применяемая и по сей день в гидроэнергетике практика обязательного проведения регламентированных планово-предупредительных ремонтов зарекомендовала себя не лучшим образом. С одной стороны, для многих агрегатов ремонты, проводимые в установленном нормативной документацией объеме, были явно избыточными, а с другой стороны, некоторые агрегаты не «дотягивали» до очередного ремонта и требовали внеплановых остановок для устранения возникших неисправностей или поломок. Апогеем такого положения дел стала крупнейшая в истории гидроэнергетики авария на Саяно-Шушенской ГЭС, в результате которой погибли десятки людей, и был понесен материальный ущерб, исчисляемый миллиардами рублей.

Вывод, который напрашивается в сложившейся ситуации, заключается в необходимости перехода на новый качественный уровень по ремонту и обслуживанию эксплуатируемого оборудования. Вопрос в том, каким образом? В условиях рынка увеличение ремонтных затрат невозможно, во-первых чисто из экономических соображений. Многочисленные современные исследования, проводимые в различных отраслях промышленности, показывают, что от 30 до 50% планово-предупредительных ремонтов оборудования проводится без всякой необходимости на абсолютно исправных машинах [1]. А во-вторых, существует еще и техническая причина, заключающаяся в ухудшении

общего состояния агрегата или отдельных его узлов при многократной разборке-сборке. Это происходит как вследствие нарушений монтажниками технологии выполнения работ, сопровождаемых внесением новых дефектов в конструкцию (например, расцентровка валов турбины и генератора), так и вследствие естественного износа при разборке горячих посадок, затяжке болтовых соединений, работе на ненормальных режимах при выверке и наладке машины.

Регламент проведения планово-предупредительных ремонтов и обслуживания основного оборудования ГЭС установлен нормативными актами, а сам процесс контролируется Ростехнадзором. И пока нет оснований ожидать в скором времени возможность полного перевода гидроагрегатов на ОФС. Тем не менее, существует значительный потенциал по увеличению эффективности планирования и проведения ремонтов в рамках существующих норм, но с учетом реального состояния машин, с подготовкой основы для постепенного, но методичного перехода на обслуживание гидросилового оборудования по его фактическому состоянию в целях повышения экономичности эксплуатации и одновременного увеличения его ресурса, а значит и надежности.

Ключевым вопросом, необходимым для успешного выполнения обозначенной задачи, является оснащение ГЭС средствами эффективной и достоверной оценки технического состояния оборудования. Наиболее эффективный результат может быть достигнут при комплексном решении проблемы, т.е. разработки и реализации в целом системы контроля и оценки технического состояния оборудования, включающей как аппаратный уровень измерения физических параметров состояния агрегатов (нижний уровень), их передачи и обработки (средний уровень), так и программный (верхний уровень) для диагностики, анализа и прогнозирования ресурса.

Особо стоит отметить необходимость учета неблагоприятных режимов работы гидроагрегатов и важность диагностики соответствующих дефектов эксплуатации. Опыт показывает, что значительная часть отказов и даже аварий на оборудовании приходится на режимы с повышенными пульсациями водяного потока, работу в условиях развитой кавитации или вихревого жгута за рабочим колесом [2]. Даже кратковременное, но относительно частое пребывание машины в подобных условиях способствует накоплению усталостных напряжений в конструкциях и может приводить к необратимым изменениям технического состояния узлов с неизбежным снижением их ресурса.

В современных системах мониторинга и технической диагностики механического и электромеханического оборудования роторного типа (коим и является гидроагрегат) наиболее значимая роль отводится вибрационному методу [3], как наиболее информативному и эффективному

по соотношению затраты-результаты. Безусловно, информация о вибрационном состоянии агрегата должна дополняться и другими методами неразрушающего контроля, включая мониторинг температурного и электромагнитного состояния, контроль параметров смазки, параметров рабочего процесса машины и др.

Кроме того, для формирования наиболее полной и достоверной картины о реальном техническом состоянии сложного и ответственного гидросилового оборудования необходимо располагать не только оперативными данными мониторинга, но и исчерпывающей ретроспективной информацией с результатами всех ремонтов, обследований и испытаний, проводимых на гидроагрегате.

Большой парк различного по типу и конструкции гидросилового оборудования, находящегося в эксплуатации у генерирующих компаний, высокая стоимость и ответственность активов, подлежащих контролю и оценке состояния, огромные объемы различной информации, характеризующей техническое состояние машин, динамичность рабочих процессов, а значит и высокая скорость развития возможных дефектов – все это существенно усложняет задачу повышения надежности, безопасности и эффективности эксплуатации гидроагрегатов и требует применения современных информационных технологий.

Решение этих вопросов для нужд крупных гидрогенерирующих компаний, таких как ОАО «РусГидро», предполагается реализовать в информационно-аналитической системе (ИАС) оценки и прогнозирования технического состояния основного оборудования ГЭС, которая разрабатывается в ОАО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева».

Проект проработан на уровне концептуальных решений и подразумевается его дальнейшая разработка и пилотное внедрение на одном из филиалов ОАО «РусГидро». Предлагаемая система относится к новым методам в области эксплуатации сложного и ответственного гидроэнергетического оборудования, и направлена на обеспечение и повышение надежности, готовности и безопасности эксплуатации гидроагрегатов ГЭС и ГАЭС.

Достоверные и актуальные результаты оценки технического состояния, получаемые с помощью предлагаемой ИАС, используются для оперативной информационной поддержки и оптимизации принимаемых решений о сроках и объемах проведения технического обслуживания, ремонтов и реконструкций оборудования для обеспечения его надежного и безопасного функционирования с одновременным повышением технико-экономической эффективности его эксплуатации.

В разрабатываемой системе оценка уровня эксплуатационной надежности оборудования формируется на основе расчетно-экспертного анализа сочетания следующей информации по активам:

- а) исходных данных, отражающих конструктивные и эксплуатационные особенности и параметры оборудования;
- б) фактических данных о техническом состоянии оборудования, регистрируемых по результатам испытаний, обследований и ремонтов;
- в) оперативных данных мониторинга и диагностики состояния оборудования;
- г) прогнозных данных об уровне износа узлов и деталей оборудования.

Система оценки и прогнозирования является информационно-аналитической и не предполагает использование для управления оборудованием в оперативном режиме.

На основании данных, предоставляемых пользователю системой, анализируется и оценивается техническое состояние основного оборудования, формируются заключения о надежности его функционирования и оптимизируются решения по срокам и объемам технического обслуживания, ремонтов, реконструкций и технического перевооружения оборудования на протяжении его жизненного цикла.

Одна из особенностей предлагаемой системы заключается в том, что для оценки технического состояния оборудования в целом на основе анализа состояния отдельных его узлов и деталей, учитываются не только крупные ресурсо-определяющие узлы, но и более мелкие составляющие элементы и технические системы, которые, тем не менее, являются ответственными и необходимыми для нормального функционирования оборудования.

В этих целях для каждого конкретного объекта должна разрабатываться подробная иерархическая структура компонентов контролируемого оборудования, которая обеспечивает возможность программной обработки данных и повышает удобство пользователя при работе с системой.

Иерархическая структура служит основой для построения информационной модели оборудования, которая включает в себя как математическую модель гидроагрегата и его элементов, отражающую функциональные взаимосвязи и влияние различных факторов на надежность узлов, необходимую для диагностики и прогнозирования износа оборудования, так и компьютерную 3D модель агрегата, дающую пользователю ИАС наглядное представление об оцениваемом оборудовании.

В информационно-аналитической системе техническое состояние гидроагрегата в целом и его составляющих узлов предполагается оценивать по условной величине износа, эквивалентной деградации оборудования от его простоя или от работы на самом благоприятном режиме, выраженной в часах наработки или в процентах доли фактической наработки от общего первоначального ресурса, задаваемого для данного вида оборудования.

При этом под износом понимается не только изменение размеров, формы, массы технического объекта или состояния его поверхности, но и потеря первоначальных качеств объекта, постепенное разрушение конструкций, старение оборудования в процессе производственного использования, т.е. его деградация.

Для обеспечения оперативного удаленного доступа к технической информации, удобного отображения, анализа и обработки данных с помощью информационных моделей соответствующего оборудования, разрабатывается специальный программный комплекс системы (рис. 1). Он будет осуществлять числовую обработку поступающих данных, расчеты прогнозов, отображать, сохранять и передавать необходимую информацию в числовом, текстовом и графическом виде, используя как собственные технические и информационные ресурсы разрабатываемой системы, так и ресурсы других применяемых в компании информационных систем, с которыми он должен быть интегрирован.

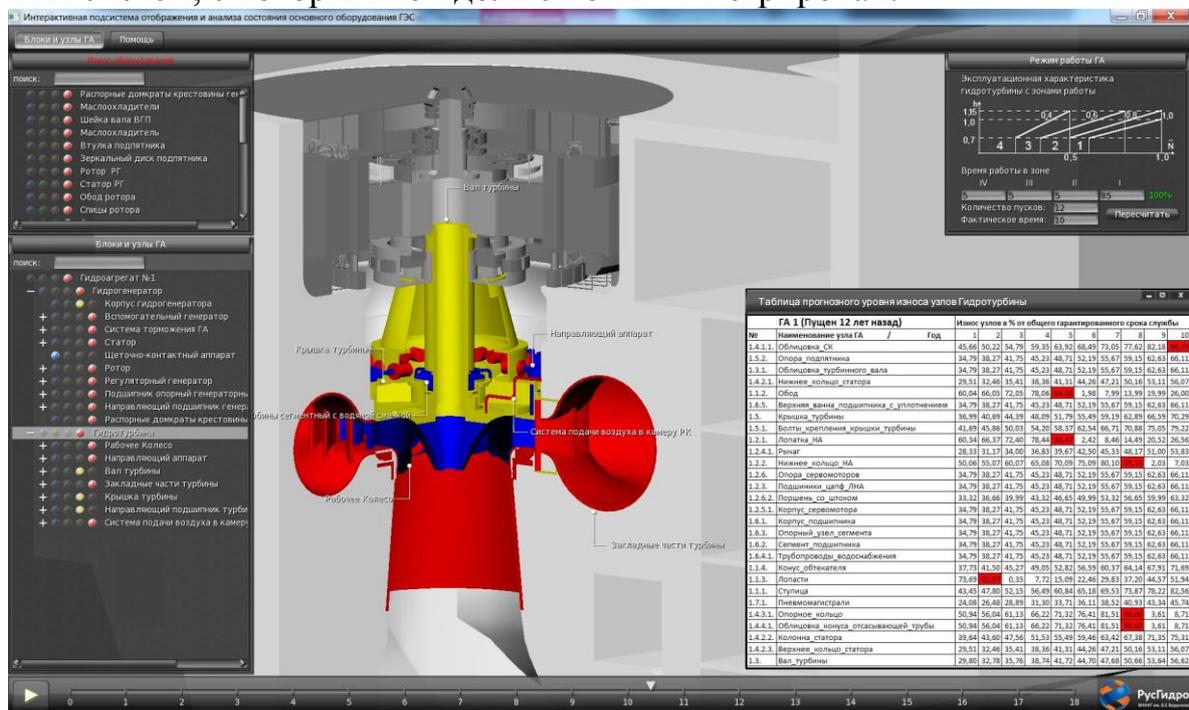


Рис. 1. Прототип интерфейса ИАС с отображением прогнозного уровня износа элементов гидротурбины на ее информационной модели

Структурно, ИАС будет состоять из четырех основных информационных блоков, краткое описание которых приводится ниже.

1 информационный блок - конструкторская (заводская) документация по всему составу основного оборудования ГЭС.

Блок информации включает в себя исходные данные с подробными чертежами, паспортами, формулярами, характеристиками (и т.д.) оборудования и его узлов. Эти информационные материалы являются практи-

чески неизменным в ходе эксплуатации и относятся к долгосрочной информации. Внесение изменений в них требуется только при проведении реконструкций или полных замен.

Данная информация необходима для формирования целостного представления о конструкции и особенностях рассматриваемых гидроагрегатов и является основой для построения информационной модели оцениваемого оборудования.

2 информационный блок - данные о техническом обслуживании и ремонтах оборудования, наладочных и экспериментальных работах, инструментальных обследованиях.

Блок включает всю документацию (отчеты, формуляры и т.д.), отражающую результаты проводимых на оборудовании воздействий, и содержит очень важную информацию о состоянии деталей и узлов оборудования, актуальную на момент проведения соответствующих ремонтов или обследований. Подобная информация должна регулярно заноситься в базу данных системы по мере проведения ремонтов или обследований и выпуска соответствующих отчетов. Периодичность проведения подобных работ на оборудовании, как правило, составляет от года до несколько лет, поэтому данные этого блока можно отнести к среднесрочной информации.

На основе данных из 2 блока, по каждому узлу агрегата, применяя разработанный на основе действующих нормативов и стандартов [4] набор критериев и параметров, формируется оценка технического состояния оборудования, наиболее достоверная на момент выполнения соответствующих работ, которая образует своеобразные реперные точки в процессе контроля за непрерывным износом оборудования при его эксплуатации. Система может предоставлять пользователям как развернутую и подробную информацию о техническом состоянии объектов оценки, с указанием всех доступных параметров и данных по узлам и деталям, так и интегральную оценку состояния оборудования по принципу индексной методики (Health-Index).

Для наглядности и удобства использования предлагается использовать цветовую интерпретацию оценок состояния оборудования и его узлов - т.н. «семафорную» модель, а для получения интегральных оценок состояния оборудования используются предварительно разработанные весовые коэффициенты рассматриваемых узлов и деталей в составе общей иерархической структуры гидроагрегата.

3 информационный блок - оперативные данные о состоянии оборудования.

Блок содержит данные контроля и мониторинга технического состояния узлов, информацию по произошедшим отказам и выявленным дефектам, внеплановым обследованиям, регулярным обходам и осмот-

рам основного оборудования из соответствующих журналов оперативных служб, а также информацию из суточных ведомостей ГЭС, характеризующую режимы работы оборудования.

В зависимости от степени оснащённости каждого конкретного объекта гидроэнергетики системами измерения технических параметров, записи могут содержать как качественную оценку состояния оборудования и его узлов, регистрируемую, как правило, визуально, так и количественную – по показаниям приборов и датчиков, установленных на оборудовании. В любом случае, разрабатываемый диагностический модуль предлагаемой системы будет давать возможность максимально использовать поступающие в программный комплекс данные для выявления дефектов, их вида и степени развития, а также выдавать рекомендации по их устранению или предупреждению.

Безусловно, максимальная эффективность диагностики может быть достигнута в случае, если основное оборудование оснащено современными средствами мониторинга, интегрированными в АСУ ТП ГЭС. Тогда в ИАС в автоматическом режиме будут поступать и отображаться необходимые диагностические параметры, формируемые на основе измеренных данных состояния оборудования (вибрация, температура и др.). Обработка параметров в системе может осуществляться как в автоматическом режиме, для выявления явных и распространенных дефектов, так и в ручном режиме, для экспертной диагностики трудновыявляемых неисправностей.

4 информационный блок - прогнозная информация по уровню износа узлов и деталей оборудования, формируемая расчетным путем по специально разработанной методике.

Следует указать ряд трудностей при оценке технического состояния и определении остаточного ресурса гидроэнергетического оборудования, в числе которых:

- недоступность в рабочем состоянии значительной части ответственных узлов для регулярного визуально-инструментального контроля;

- необходимость проведения сложных и дорогостоящих монтажных работ для тщательного обследования гидроагрегата, а также связанные с этим потери от недовыработки электроэнергии;

- недостаточная эффективность применения известных статистических и вероятностных методов [5], хорошо зарекомендовавших себя в случаях серийно-выпускаемого оборудования, но имеющих ограниченное применение для оценки эксплуатационной надежности единично-выпускаемых гидроагрегатов.

Вышеуказанные особенности обуславливают актуальность разработки и реализации в ИАС расчетного способа *прогнозной* оценки состо-

яния оборудования, который связывает износ всех ответственных узлов и деталей гидроагрегата с его наработкой на различных режимах эксплуатации.

Исходной для проведения расчетов является информация из трех вышеперечисленных блоков данных, включая, прежде всего данные об условиях эксплуатации оборудования и режимах его работы.

На основе анализа всевозможных естественных процессов разрушающего действия, протекающих в гидроагрегате, из их числа были выделены и сгруппированы наиболее существенные факторы воздействия, а затем была произведена экспертная оценка степени их влияния на износ отдельных узлов агрегата.

Для учета влияния режимов эксплуатации оборудования в каждом конкретном случае анализируются рабочие и эксплуатационные характеристики гидроагрегата, а также данные вибрационных измерений, и выделяются рабочие зоны с различной степенью воздействия на износ узлов и деталей. Каждому разрушающему процессу в зависимости от режима работы агрегата присваиваются определенные коэффициенты, характеризующие интенсивность износа оборудования (похожий подход с использованием величин интенсивности сработки ресурса рассматривается в [6]), а затем эти показатели корректируются для каждого узла агрегата с учетом различной степени влияния процессов на составляющие элементы оборудования.

Был разработан расчетный алгоритм для вычисления фактического износа деталей в зависимости от времени работы агрегата на каждом режиме с учетом выявленных факторов влияния и соответствующих коэффициентов износа. Формальная логика его применима к любым агрегатам, однако для условий каждой конкретной станции и даже отдельного гидроагрегата, для получения достоверных результатов математическая модель требует индивидуальной настройки и корректировки коэффициентов с использованием, как ретроспективных данных за прошлые периоды эксплуатации оборудования, так и текущих данных оперативного мониторинга и диагностики.

Результатом работы 4 блока системы является прогнозная величина уровня износа узлов и деталей оборудования, полученного от работы на определенных режимах – как фактически зарегистрированных, так и предполагаемых в будущем.

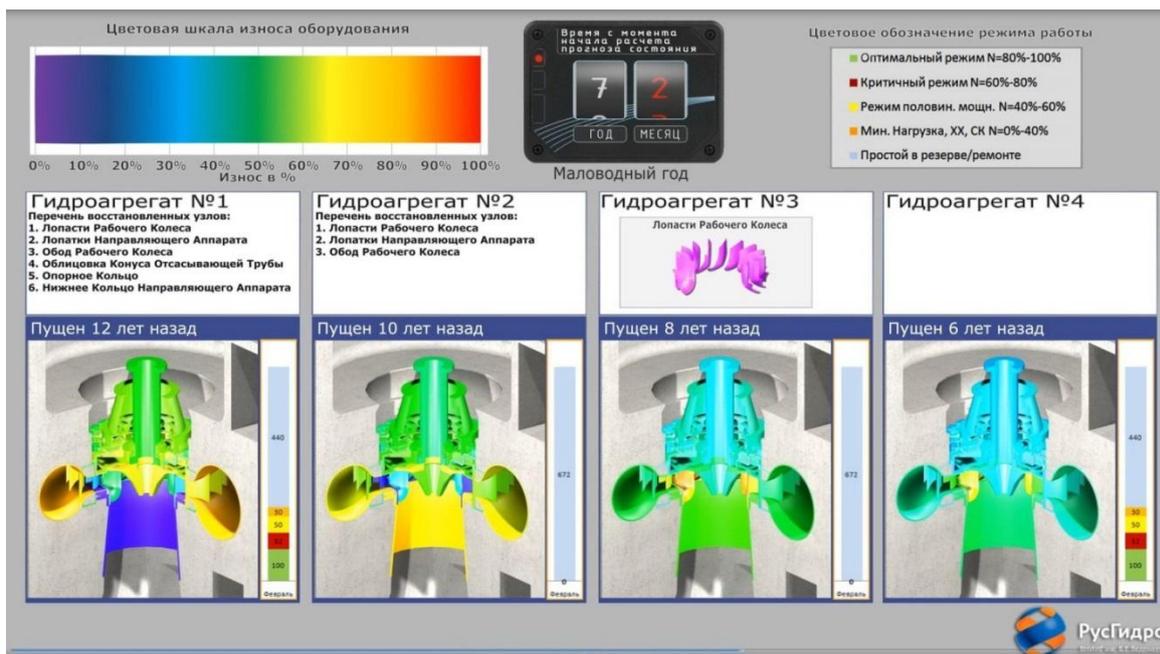


Рис. 2 Прототип стационарного интерфейса ИАС, отображающий уровень износа узлов каждого из агрегатов ГЭС

В целях увеличения функциональных возможностей ИАС ведется разработка методов учета взаимного влияния оборудования и режимов его эксплуатации для многоагрегатных ГЭС при прогнозировании износа узлов и планировании ТО и ремонтов. Для решения этой задачи рассматривается условная ГЭС, оснащенная 4 гидроагрегатами, которые поочередно вводились в эксплуатацию. К началу процесса оценки состояния оборудования с помощью ИАС агрегаты проработали разное время, и износ их узлов также оказался различен. Это наглядно отображается на 3D моделях агрегатов в окне специально разработанного стационарного интерфейса (рис. 2), где каждый узел каждого агрегата имеет свою окраску в соответствии с принятой цветовой схемой обозначения уровня износа.

Система позволяет наглядно и четко отслеживать зависимость состояния узлов оборудования от режимов работы, взаимосвязь вывода агрегатов в ремонт из-за критического состояния тех или иных узлов и изменения режимов работы остального оборудования. Задавая различные сценарии режимов работы каждого из агрегатов станции можно прогнозировать износ, как отдельных узлов, так и всего оборудования в целом, и оптимизировать программы проведения его ремонтов и обслуживания.

Таким образом, предлагаемая информационно-аналитическая система оценки и прогнозирования технического состояния гидросилового оборудования ГЭС и ГАЭС может стать действенным средством обеспечения надежности, готовности и безопасности эксплуатации гидроагрегатов с одновременным повышением технико-экономической эффективности их обслуживания.

Для возможности промышленного использования системы необходима ее дальнейшая разработка с учетом требований и пожеланий конкретного заказчика и последующее пилотное внедрение на объекте гидроэнергетики.

Список источников

1. Баркова Н.А. Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудования: Учеб. пособие. СПб.: СЕВЗАПУЧЦЕНТР, 2013, 160 с.
2. Справочник по гидротурбинам / [В. Б. Андреев [и др.] ; под общ. ред. Н. Н. Ковалева .— Ленинград : Машиностроение, 1984, 495 с.
3. Владиславлев Л.А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций / Москва : Энергия, 1972, 175 с.
4. СТО 17330282.27.140.001-2006. Стандарт организации ОАО РАО «ЕЭС России». Методики оценки технического состояния основного оборудования гидроэлектростанций.
5. Владиславлев Л.А. Надежность гидротурбин / Л. А. Владиславлев ; под ред. М. М. Орахелашвили .— Москва : Энергия, 1970, 96с.
6. Григорьев В.И. Определение ресурса работы гидроагрегатов и интенсивности его сработки на различных режимах эксплуатации гидроэнергетических установок / Гидротехническое строительство : Ежемес. науч.-техн. журн .— Москва., 2003 .— №6 .— С. 12-16: ил .

Панов К.А.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ЛОПАСТЯХ РО ТУРБИН

г. Санкт-Петербург, ОАО «НПО ЦКТИ»

Определение рабочих статических и динамических напряжений, возникающих в лопастях турбин на различных эксплуатационных режимах, играет важную роль в изучении процессов, происходящих во время работы турбины. Особое значение имеет исследование амплитудно-частотного спектра динамических напряжений в лопастях, поскольку им определяется развитие усталостных явлений в металле. Спектр динамических напряжений в радиально-осевых колесах изменяется в очень широких пределах в зависимости от режима работы машины, и достоверные сведения о частотных составляющих динамических напряжений можно получить только по материалам натуральных прочностных испытаний лопастей рабочих колес.

Прочностные исследования по определению напряженного состояния рабочих колес - уникальные исследования, и в отечественной практике такие работы выполнялись только ОАО «НПО ЦКТИ» и ОАО ЛМЗ. Эксперименты основаны на тензометрическом методе. Техническая сложность прочностных испытаний лопастей связана с решением двух задач: защитой датчиков и измерительных коммуникаций от попадания воды и съемом сигнала с ротора агрегата.

Ранее использовались негерметичные тензорезисторы на бумажной основе. Для защиты этих датчиков необходимо было выполнить комплекс работ по обеспечению герметичности и надежного закрепления на лопасти РК. Сегодня, благодаря развитию технологий появилась возможность использовать тензодатчики в герметичном исполнении, которые лишены вышеописанных недостатков. Они герметичны, и надежно закрепляются на металле лопасти точечной сваркой. Для защиты датчика от смыва потоком воды достаточно закрыть датчик металлической пластиной, обваренной по периметру.

Сложным моментом является съем сигнала с вращающейся части агрегата. В первых прочностных испытаниях производился сначала съем сигнала, а затем его усиление и регистрация. В такой измерительной схеме слабый полезный сигнал забивался помехами, вызванными большим переходным сопротивлением токосъемника. Разработанная более тридцати лет назад ЦКТИ измерительная схема имеет иную последовательность: сигнал сначала усиливается и лишь после этого снимается через токосъемник и записывается на регистрирующий прибор. Это достигается установкой на валу специально разработанных в ЦКТИ усилителей. В последних испытаниях удалось отказаться от классической схемы съема сигнала токосъемниками с вращающейся части агрегата. Сигнал регистрируется непосредственно на валу агрегата, установленным на нем миниатюрным ПК, а контроль и управление процессом измерений осуществляется из машинного зала с любого ПК по средствам беспроводной сети Wi-Fi (рис.1.).

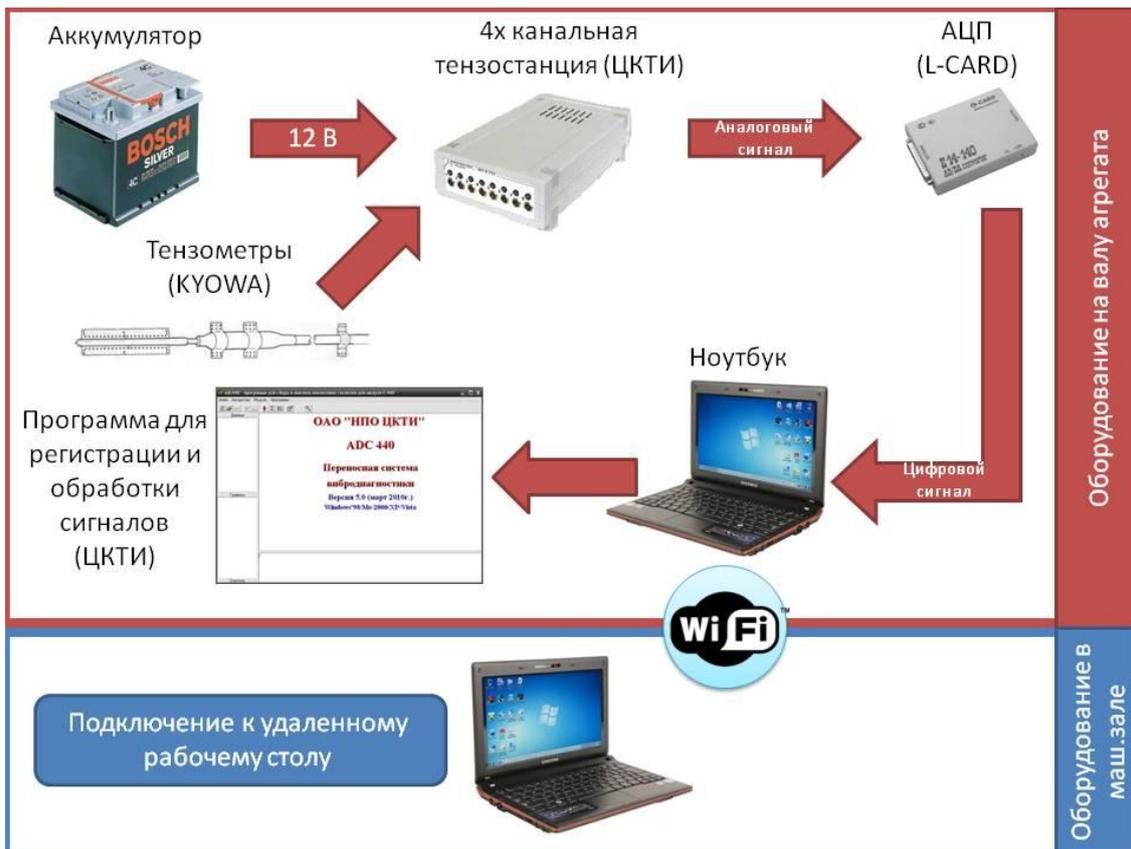


Рис.1. Блок-схема съема и регистрации сигнала с тензометрических датчиков

Работы были проведены на крупнейших ГЭС страны (Усть-Илимской ГЭС, Братской ГЭС, Саяно-Шушенской ГЭС)

Расчетно-экспериментальные исследования радиально-осевых турбин показывают, что наибольший уровень рабочих напряжений в лопастях имеет место в зоне соединения выходной кромки со ступицей. Поэтому датчики были установлены на всех лопастях обследуемых рабочих колес на тыльной и напорной стороне в этой зоне.

В качестве примера испытаний рассмотрим Усть-Илимскую ГЭС. Результаты испытаний показали, что напряжённое состояние лопастей определяется режимом работы агрегата. На холостом ходу максимальные растягивающие напряжения имеют место на **тыльной** стороне лопастей, а на режиме номинальной мощности $N_a = 240$ МВт они наблюдаются уже **с напорной** стороны лопастей. На рис. 2 приведена в графическом виде зависимость от мощности статических напряжений, осредненных по лопастям для агрегатов 2 и 10 Усть-Илимской ГЭС. Аналогичная картина имела место на пяти обследованных рабочих колесах УИГЭС.

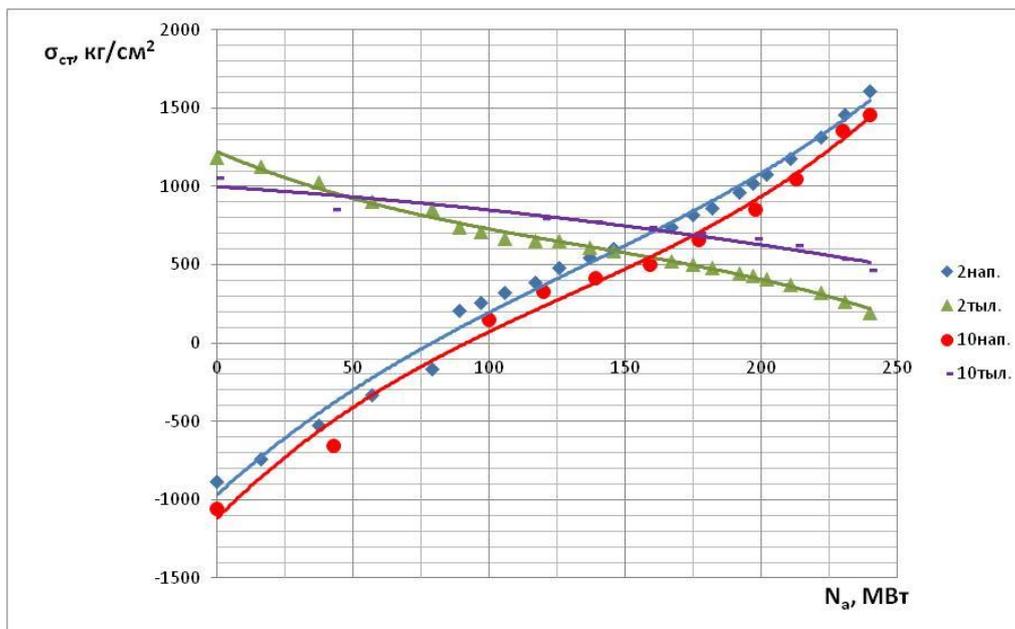


Рис. 2. Осредненные по лопастям статические напряжения для агрегатов 2 и 10 Усть-Илимской ГЭС при N=88м

Особую важность представляют сведения о динамических напряжениях в лопастях. Прочностные испытания установили, что динамические напряжения имеют очень широкий спектр частот: от частот меньше оборотной до частот 200 Гц и выше. При этом разные режимы имеют свои преобладающие частотные колебания. На одних режимах основная роль принадлежит частотным составляющим «жгутового» происхождения; на других режимах наибольший уровень приходится на колебания лопаточной частоты, а на третьих проявляются высокочастотные динамические напряжения.

Максимальные значения из спектральных составляющих динамических напряжений σ_{σ} приведены в таблице 1.

Таблица 1

Максимальные динамические напряжения на тыльной и напорной стороне лопастей агрегатов 2 и 10 Усть-Илимской ГЭС, в кг/см²

Частота $f, Гц$	№ агре- гата	Мощность агрегата										
		xx	25	50	75	100	125	150	175	200	225	240
$f < f_{об}$	2 тыл	8	13	22	37	25	16	10	4	1	-	-
	2 нап	5	10	18	30	58	30	15	7	4	3	2
	10 тыл	5	7	12	29	17	12	8	4	-	-	-
	10 нап	5	9	14	25	64	50	24	10	-	-	-
$f = f_{об}$	2 тыл	24	23	15	11	8	10	10	8	7	11	20
	2 нап	12	10	8	6	6	8	10	12	13	14	15
	10 тыл	15	15	15	15	15	13	13	15	18	22	24
	10 нап	25	24	22	18	14	12	13	14	16	18	19
$f = f_{лоп}$	2 тыл	3	10	7	13	57	65	47	36	15	30	40
	2 нап	5	6	7	10	37	30	24	17	6	15	22
	10 тыл	3	7	9	14	65	71	44	31	12	16	32
	10 нап	5	6	7	17	73	67	43	28	16	22	32

Низкочастотная составляющая напряжений ($f < f_{об}$) – это колебания «жгутовой» частоты. Возникают в лопастях всех радиально-осевых турбин, когда они работают на частичных мощностях с большими низкочастотными пульсациями потока. Причина этих пульсаций в закрутке потока за рабочим колесом. Непрерывно сходящие с выходных кромок лопастей вихри сливаются за рабочим колесом в один мощный концентрированный «жгут», который обязательно замыкается на стенках отсасывающей трубы. Напряжения «жгутовой» частоты, как показано на рис.3, достигают максимальных значений в диапазоне 90-120МВт.

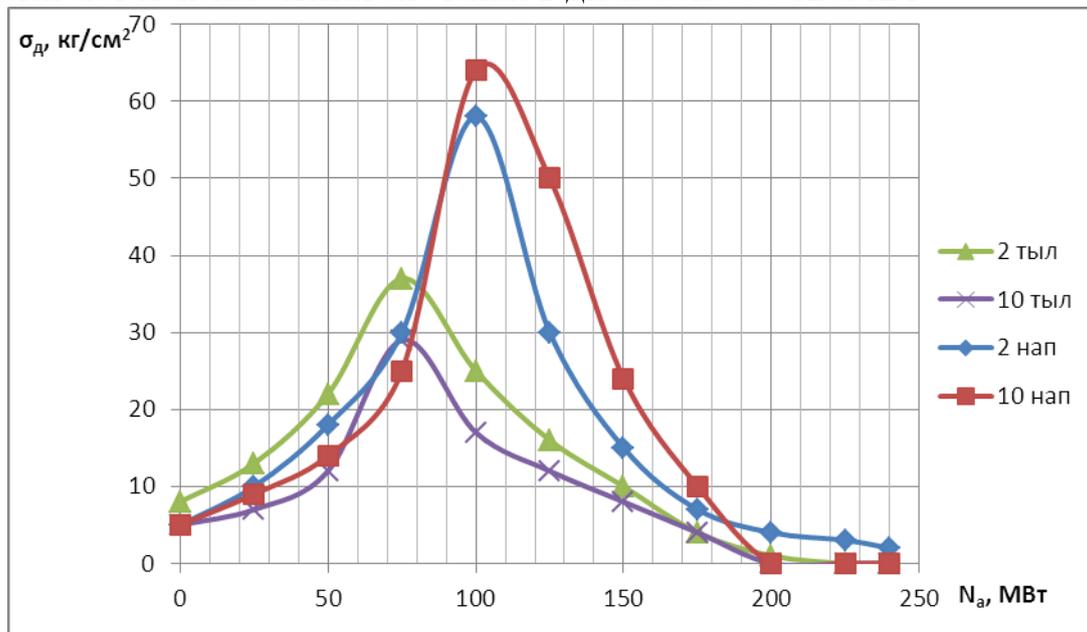


Рис.3. Динамические напряжения «жгутовой» частоты на тыльной и напорной стороне лопастей турбин 2 и 10 при напоре $H \approx 88$ м

Составляющая с оборотной частотой ($f=f_{об}$) связана с неравномерностью зазора в лабиринтных уплотнениях рабочего колеса, которая приводит к появлению постоянной силы, воздействующей на вращающуюся лопастную систему. Результатом действия постоянной силы на лопасть оказываются динамические напряжения оборотной частоты (рис.4).

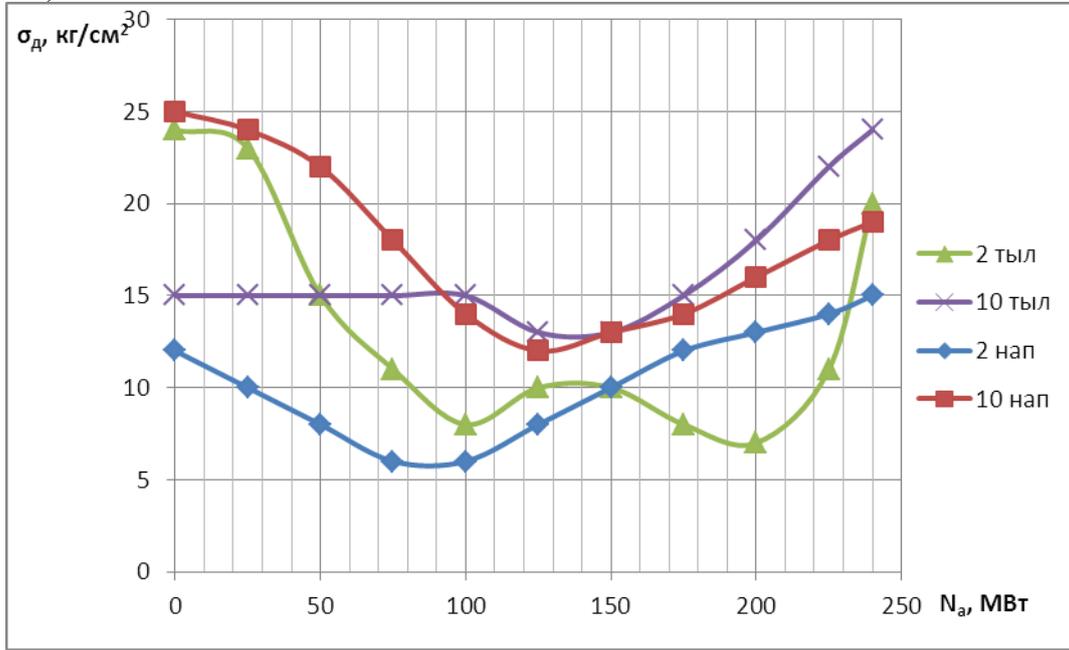


Рис.4. Динамические напряжения оборотной частоты на тыльной и напорной стороне лопастей турбин 2 и 10 при напоре $H \approx 88$ м

Динамические напряжения лопаточной частоты ($f_{НА} = f_{об} \cdot Z_{НА} = 2,08 \cdot 20 = 41,64$ Гц) вызываются неравномерностью потока, формируемой направляющим аппаратом. По нормативной документации РД 24.122.14-89 считается, что эти напряжения играют основную роль в накоплении усталости в металле лопастей РК. При расчете остаточного ресурса рекомендовано принимать значение напряжений лопаточной частоты равным 10% от статических напряжений на расчетном режиме. Полученные экспериментальные данные показали, что это не соответствует действительности. На большинстве режимов динамические напряжения составляют 3÷5 % от уровня статических напряжений и только в диапазоне мощностей $N_a = 100 \div 140$ МВт достигают 10 % и более. Наибольшего уровня достигают при частичных мощностях ($N_a = 80 \div 190$ МВт), что соответствует открытиям направляющего аппарата $a_0 = 40 \div 70$ %. При дальнейшем увеличении открытия аппарата амплитуда динамических напряжений этой частоты резко падает и остается постоянной до набора максимальной мощности (рис.5). Это можно объяснить возникающим на этих мощностях демпфирующим эффектом кавитации

либо меньшим влиянием неравномерности потока в районе оптимальных режимов при безударном обтекании лопастей. Примечательно, что воздействие динамических напряжений лопаточной частоты нельзя обнаружить по вибрациям опорных узлов агрегата.

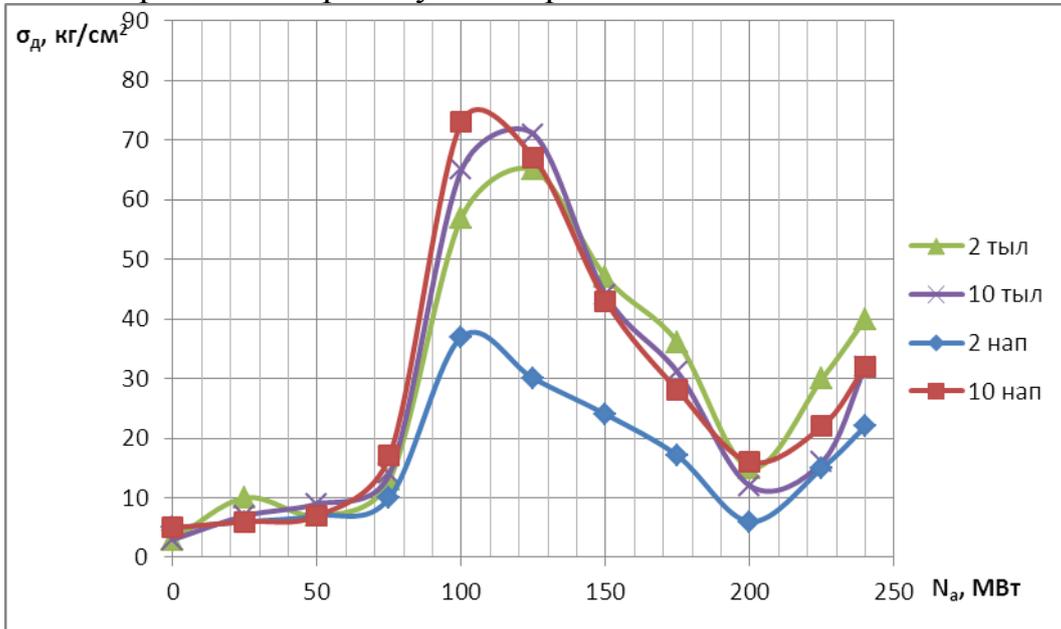


Рис.5. Динамические напряжения лопаточной частоты на тыльной и напорной стороне лопастей турбин 2 и 10 при напоре $H \approx 88$ м

Особое место среди динамических напряжений занимают высокочастотные колебания, вызываемые сходом вихрей с выходных кромок лопастей.

В прочностных испытаниях высокочастотные колебания практически отсутствовали (находились в пределах точности измерений) на холостом ходу и малых мощностях. Начиная с мощности $N_a = 192$ МВт, появилась ярко выраженная спектральная составляющая высокочастотных динамических напряжений на частоте $f = 184$ Гц (рис.6). При дальнейшем увеличении мощности (скорости потока) эта составляющая смещается в сторону больших частот, растет по величине и достигает максимальных значений при мощности $N_a = 211$ МВт на частоте $f = 193$ Гц. Дальнейшее повышение мощности сопровождалось снижением величины динамических напряжений и смещением его спектра в область ещё более высоких частот. В табличном виде данные приведены в таблице 2.

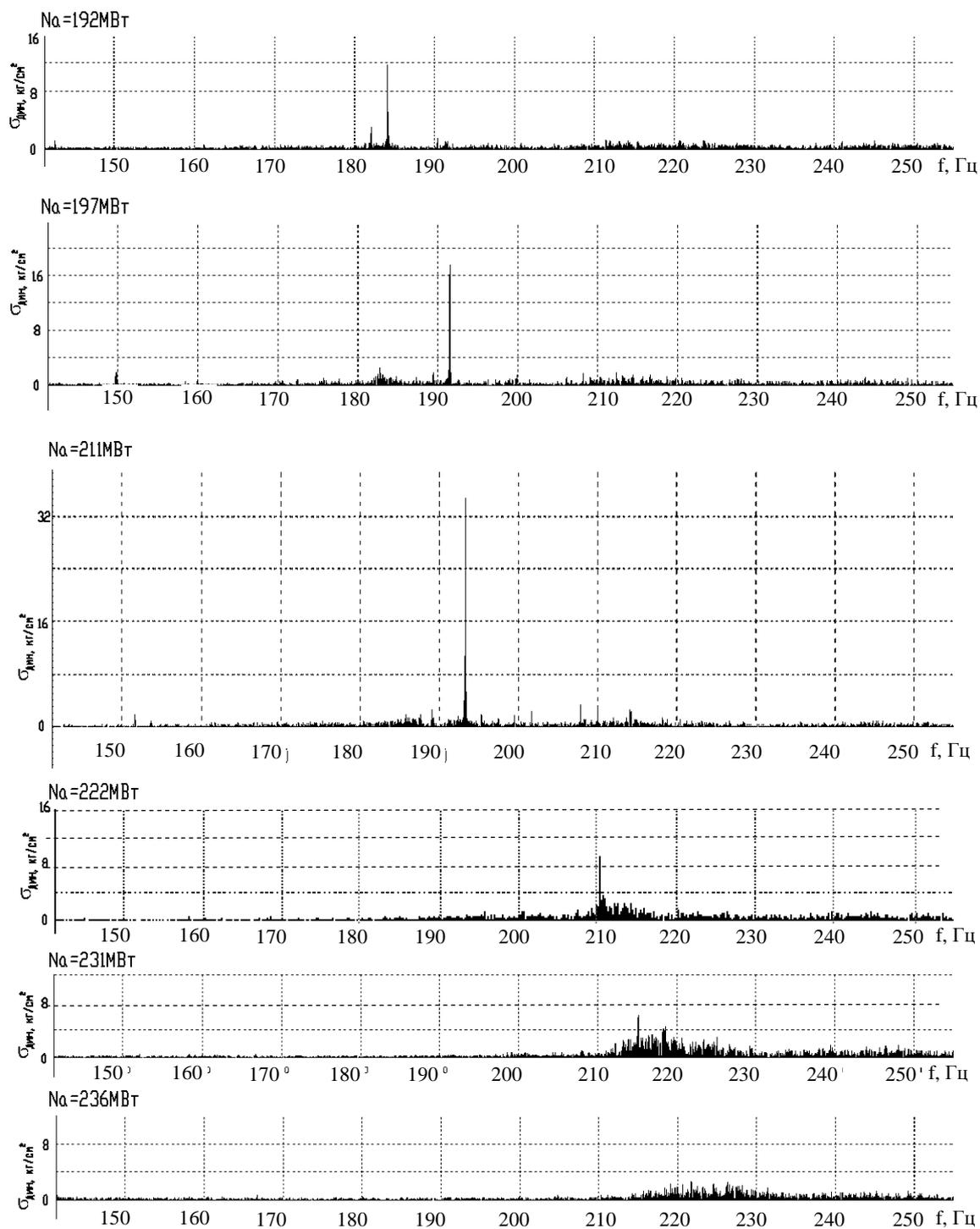


Рис.6. Спектрограммы высокочастотных динамических напряжений лопасти 6 (напорная сторона) на режимах Na=211÷236 МВт агрегата 2 при H ≈ 88 м

Таблица 2

Максимальные высокочастотные составляющие динамических напряжений в лопастях турбины 2 при $N \approx 88$ м, кг/см²

Na, МВт	Частотные составляющие динамических напряжений, Гц						
	$f_{Bч=}$ 184,2	$f_{Bч=}$ 191,5	$f_{Bч=}$ 191,8	$f_{Bч=}$ 193,3	$f_{Bч=}$ 210,35	$f_{Bч=}$ 222,84	$f_{Bч=}$ 231,23
192	19	-	-	-	-	-	-
197	-	22	-	-	-	-	-
202	-	-	27	-	-	-	-
211	-	-	-	40	-	-	-
222	-	-	-	-	12	-	-
231	-	-	-	-	-	6	-
236	-	-	-	-	-	-	5

Снижение амплитуд напряжений объясняется возникновением развитых кавитационных явлений на этом режиме, которые демпфировали высокочастотные гидродинамические нагрузки. Аналогичный демпфирующий эффект оказывает впуск сжатого воздуха в напорную часть турбины. Но возможно и другое объяснение этого явления. Максимальное значение высокочастотных напряжений в лопастях наблюдается на тех режимах, где одна из собственных частот колебаний лопасти близка или совпадает с частотой срыва кромочных вихрей. В этом случае уход от таких режимов как в сторону увеличения, так и в сторону снижения мощности сопровождается уменьшением динамических напряжений. Однако, скорее всего, указанные факторы действуют совместно.

Выводы

1. Разработана методика прочностных испытаний рабочих колес РО турбин, в соответствии с которой НПО ЦКТИ выполнил исследования на Усть-Илимской, Братской и Саяно-Шушенской ГЭС.

2. Наибольший уровень статических напряжений имеет место на режиме номинальной мощности и составляет на напорной стороне 1500 кг/см², что хорошо согласуется с результатами расчетных исследований.

3. Получен реальный спектр динамических напряжений на различных режимах работы турбины Усть-Илимской ГЭС. Основные частотные составляющие следующие: «жгутовая» $f < f_{об}$ (1,56 Гц), обратная $f = f_{об}$ (2,07 Гц), лопаточная $f = f_{об} \cdot Z_{на}$ (41,64 Гц) и высокочастотная составляющая (180-240 Гц). Каждый режим работы характеризуется своим набором частотных составляющих.

Парыгин А.Г., Поморцев М.Ю., Хованов Г.П.

К ВОПРОСУ О ПОВЫШЕНИИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ТИПА «Д» ПУТЕМ МОДЕРНИЗАЦИИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Москва, Национальный Исследовательский Университет «Московский энергетический институт»

В масштабах России значительное количество электроэнергии затрачивается на привод насосного оборудования при транспортировке и подаче технологических жидкостей, что требует создания насосных агрегатов повышенной энергоэффективности. Повышение их КПД только на 2...3% позволяет получить существенный экономический эффект, эквивалентный в масштабах РФ миллионам мегаваттчасов электроэнергии. Таким образом, задача повышения энергетических качеств насосного оборудования идеально согласуется с Государственной программой РФ "Энергоэффективность и развитие энергетики", требующей значительного сокращения удельной энергоемкости всех отраслей экономики, и является сегодня актуальнейшей задачей. Одним из путей ее решения является модернизация насосного оборудования посредством замены элементов или узлов насоса вновь спроектированными, с улучшенными энергетическими качествами, или за счет придания отдельным существующим элементам новых свойств, позволяющих повысить КПД насоса.

Исследования в области модернизации проточной части центробежных насосов с целью повышения их энергоэффективности ведутся в Научном Центре "Износостойкость" НИУ "МЭИ" достаточно длительное время. Так в публикациях [1...3] отмечается достижение положительного эффекта – повышение КПД центробежных насосов типа «К» и «КМ» в среднем на 2...4% за счет гидрофобизации поверхности их проточной части. Достигнутый эффект обеспечивает снижение энергопотребления таких насосов на 10...15 Вт на каждый кубометр перекаченной рабочей среды.

В настоящей работе приводятся результаты экспериментальных исследований влияния свойств поверхности рабочего колеса на повышение энергоэффективности центробежных насосов типа «Д». Исследования проводились с декабря 2013 года по январь 2014 года на штатном испытательном стенде ОАО «ГМС Насосы» (г. Ливны). Испытательный стенд первого класса точности соответствует ГОСТ Р 6134-2007. Объект испытаний – насос типа «Д» D150-380В-б. Паспортные характеристики: мощность $N=40$ кВт, напор $H=32$ м, подача $Q=380$ м³/ч.

Исследования осуществлялись в 2 этапа: с исходным рабочим колесом и с модернизированным рабочим колесом (после модернизации его поверхностей путем их гидрофобизации в соответствии с патентом [4] по технологии МЭИ). Программа и методики испытаний соответствовали ГОСТ Р 6134-2007.

Полученные результаты исследований показывают, что после гидрофобизации поверхности проточной части рабочего колеса отмечен относительный прирост напора насоса на 2,5...3,7% (в среднем на 1 метр водяного столба) во всем исследованном диапазоне расходов при практически неизменной (изменение $\pm 0,1\%$) потребляемой мощности электропривода. Такое изменение параметров насоса обеспечило увеличение его КПД на 1,5...2,1% в диапазоне расходов от 200 до 470 м³/ч. Следует отметить, что работая в гидравлической системе, исследованный насос типа "Д", имеющий электропривод номинальной мощности 40 кВт, способен обеспечить за счет гидрофобизации поверхностей рабочего колеса экономию электроэнергии от 6 до 8 МВт×ч в год.

Проведенные таким образом исследования подтвердили возможность существенного повышения энергетических качеств центробежных насосов типа "Д", ранее выявленную для насосов типа "К" и "КМ", за счет снижения гидравлических потерь, иначе говоря, путем снижения удельного энергопотребления.

Список литературы:

1. Волков А.В., Давыдов А.И., Хованов Г.П. Экспериментальные исследования эффекта гидрофобизации твердых поверхностей и элементов центробежных насосов // "Промышленная энергетика", 2010, №11. С.41-44.
2. Волков А.В., Парыгин А.Г., Давыдов А.И., Хованов Г.П. Влияние гидрофобного покрытия на энергоэффективность центробежного насоса // "Надежность и безопасность энергетики", 2011, №4. С.67-70.
3. Волков А.В., Парыгин А.Г., Давыдов А.И., Хованов Г.П. Экспериментальное исследование влияния гидрофобного покрытия на энергоэффективность центробежного насоса в зависимости от коэффициента быстроходности // "Энергосбережение и водоподготовка", 2012, № 1. С. 38-41.
4. Волков А.В., Парыгин А.Г., Рыженков В.А., Хованов Г.П. "Рабочее колесо центробежного насоса" // Патент на изобретение RU2450167 от 14.05.2010.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ УЭЦН ЗА СЧЕТ РАЗРАБОТКИ И РАЦИОНАЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ПОГРУЖНЫХ ТЕРМОСТОЙКИХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

¹ЗАО Новомет-Пермь, 614065, г. Пермь, ш. Космонавтов, 395

²Пермский национальный исследовательский политехнический университет, 614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29

Нефтедобывающая промышленность является быстро развивающейся отраслью. Происходящие изменения характеризуются следующими тенденциями:

– все более массовым применением технологий интенсификации нефтедобычи путем проведения гидроразрывов пластов, увеличением депрессии на пласт и др.;

– увеличением доли скважин, оборудованных установками электроцентробежных насосов (УЭЦН);

– увеличением средней глубины разбуриваемых скважин и доли скважин, находящихся на заключительных стадиях разработки.

В целом, это приводит к тому, что УЭЦН, как правило, эксплуатируются в условиях добычи осложненных: выпадением солей, наличием в добываемой жидкости газа, частиц породы и пропанта, повышенной температурой жидкости. Это увеличивает вероятность отказа УЭЦН, что порождает одну из основных проблем отрасли.

При решении проблемы отказов, главные усилия были направлены на увеличение ресурса электроцентробежных насосов (ЭЦН) – как путем их модернизации, так и за счет разработки эффективных предвключенных устройств: газосепараторов, диспергаторов, мультифазных насосов, сепараторов и фильтров механических частиц, устройств дозирования ингибиторов солеотложений и некоторых других. Также велись работы по совершенствованию технологий применения этого оборудования. Поэтому средняя продолжительность безотказной работы УЭЦН монотонно возрастала. Однако, проведенный нами анализ причин отказов на фонде компании Новомет-Сервис (за период 2011–2013 гг, более 5500 скважин), показал, что изменилась структура отказов. Теперь существенная их доля, до 20%, приходится на погружные электродвигатели (ПЭД). Причиной отказа был пробой электроизоляции ПЭД ($R=0$). Наиболее вероятная причина отказа – нагрев выше критической температуры.

Следует также обратить внимание на отказы из-за клина насоса (~16% случаев), т.к. в этом случае ПЭД, хотя бы часть времени, также эксплуатировался в условиях перегрева электроизоляции (из-за увеличе-

ния нагрузки и снижение скорости охлаждающей жидкости), что хотя и не привело к $R=0$, но могло уменьшить ресурс ПЭД.

Следовательно, можно считать, что в настоящее время режим эксплуатации ПЭД с чрезмерным перегревом электроизоляции является достаточно распространенным.

Причина перегрева – в несогласованности интенсивности тепловыделения ПЭД и отвода тепла: по механизму теплопроводности внутри ПЭД и теплопередачи – от корпуса ПЭД к охлаждающей жидкости. Хотя дефекты изоляции распределены по длине статора равномерно, тепловыделение – также равномерно, а охлаждение скважинной жидкостью более интенсивно в нижней части ПЭД – результаты ревизии показали, что участки локального пробоя имели место не только в верхней, но и в средней части ПЭД.

Поскольку температура электроизоляции всегда выше, чем скважинной жидкости, то следует также изучить возможность повышения ее термостойкости.

Изложенные соображения определили цель работы и способы достижения этой цели:

- повышения эффективной теплопроводности статора ПЭД и оценке величины ее максимального значения;
- интенсификации теплоотвода от ПЭД к скважинной жидкости путем изменения конструкции ПЭД;
- уменьшения тепловых потерь в ПЭД за счет повышения КПД;
- а также в разработке методики прогнозирования безопасных условий эксплуатации ПЭД.

Интенсификация теплоотвода от асинхронных ПЭД.

Задача рационального подбора изоляционных материалов решалась в два этапа:

- на первом был проведен теоретический анализ возможности увеличения теплопроводности электроизоляционных материалов, предложен критерий качества таких материалов и получена оценка предельной величины коэффициента теплопроводности;
- на втором был выбран электроизоляционный материал удовлетворяющий разработанным критериям и определен эффект от его применения;

Эффективный коэффициент теплопроводности материала статора определяется коэффициентами теплопроводности электротехнической стали λ_{Me} и электроизоляции λ_D (диэлектрика) и может быть описан такой зависимостью:

$$\lambda_{эф} = \frac{\ln R_2 / R_1}{\frac{1}{\lambda_D} \ln \frac{R_1 + \Delta}{R_1} + \frac{1}{\lambda_{Me}} \ln \frac{R_2}{R_2 + \Delta}},$$

где R_1 , R_2 , Δ – внутренний и внешний радиус статора и толщина электроизоляции. Основным способом увеличения $\lambda_{эф}$ состоит в увеличении λ_D . Однако теплопроводность диэлектриков ограничена механизмом переноса тепла (передается исключительно колебаниями решетки). В металлах тепло переносится как свободными электронами (98-99%), так и решеткой (1-2%). Поэтому всегда $\lambda_{Me} \ll \lambda_D$ и есть только один способ увеличить теплопроводность электроизоляции – сделать ее из композита, матрица которого пластичный диэлектрик (традиционный электроизоляционный материал), а включения хрупкий диэлектрик с повышенной энергией связи кристаллической решетки, например оксиды металлов. Теплопроводность оксидов примерно на порядок выше, чем традиционных электроизоляционных материалов, хотя остается примерно на порядок ниже, чем металлов. Объемная доля оксида должна быть максимально большой, а композит – сохранять текучесть. Поэтому частицы оксида должны монофракционны и иметь сферическую форму.

Нами был использован диоксид кремния SiO_2 , сферической формы и диаметром ~ 20 мкм. Удалось довести объемную концентрацию SiO_2 до 63-64%, что соответствует наиболее плотной случайной упаковке шаров (64%). Поэтому дальнейшее увеличение λ_D путем введения частиц SiO_2 не возможно.

Обычно обмотку статора пропитывают лаком с коэффициентом теплопроводности $\lambda_D=0.23-0.28$ Вт/м К и нагревостойкостью 215°C (в течение 20000 час). Предложенный нами двухкомпонентный компаунд имел $\lambda_D=0.40$ Вт/м К и нагревостойкость 240°C . В отличие от известных технологий компаундирования, нам удалось получить монолитную изоляцию обмоток без воздушных включений.

Стендовые испытания показали, что перегрев электроизоляции компаундированного ПЭД в среднем меньше на $7-10^\circ\text{C}$. По результатам этих испытаний был вычислен эффективный коэффициент теплопроводности статора ПЭД $\lambda_{эф}$: было найдено решение стационарного уравнения теплопроводности в материале статора. Получили, что $\lambda_{эф}$ увеличился на $\sim 30\%$, с 5 ± 1 Вт/(м К) до 6.5 ± 1 Вт/(м К).

Однако при малых скоростях охлаждающей жидкости перегрев остается высоким. Так из рис. 2 видно, что при уменьшении скорости жидкости с 0.3 до 0.05 м/с перегрев возрос примерно вдвое. Поэтому для малобитных скважин был разработан ПЭД с теплообменником новой конструкции, на основе тепловых сифонов.

Внутри ПЭД расположили насос, осуществляющий принудительную циркуляцию масла. Нагретое масло омывает испарительные (горячие) участки тепловых сифонов, которые располагаются внутри ПЭД. Конденсационные, или холодные участки тепловых сифонов, омывается пла-

стовой жидкостью. Рабочая жидкость (вода) испаряется в горячей части сифона и конденсируется в холодной, благодаря чему эффективная теплопроводность сифона примерно в 100 раз выше теплопроводности меди.

Пример зависимости нагрева обмотки статора компаундированного ПЭД63-117 (оснащенного теплообменником) от нагрузки приведен на рис. 1. Видно, что при номинальной нагрузке и скорости охлаждающей жидкости 0.3 м/с теплообменник снижает перегрев обмотки статора лишь на 2-3 градуса, а при 0.05 м/с – более чем на 10 градусов. Выполненные нами расчеты показали, при уменьшении скорости с 0.3 до 0.05 м/с тепловой поток через теплообменник увеличился почти вдвое. Объясняется это тем, что возрастает температура горячих концов тепловых сифонов и больше испаряется теплоносителя. Скорость $u=0.05$ м/с соответствует подаче ~ 15 м³/сут для 5 габарита, поэтому ПЭД с теплообменником был рекомендован для применения на маломощном фонде скважин.

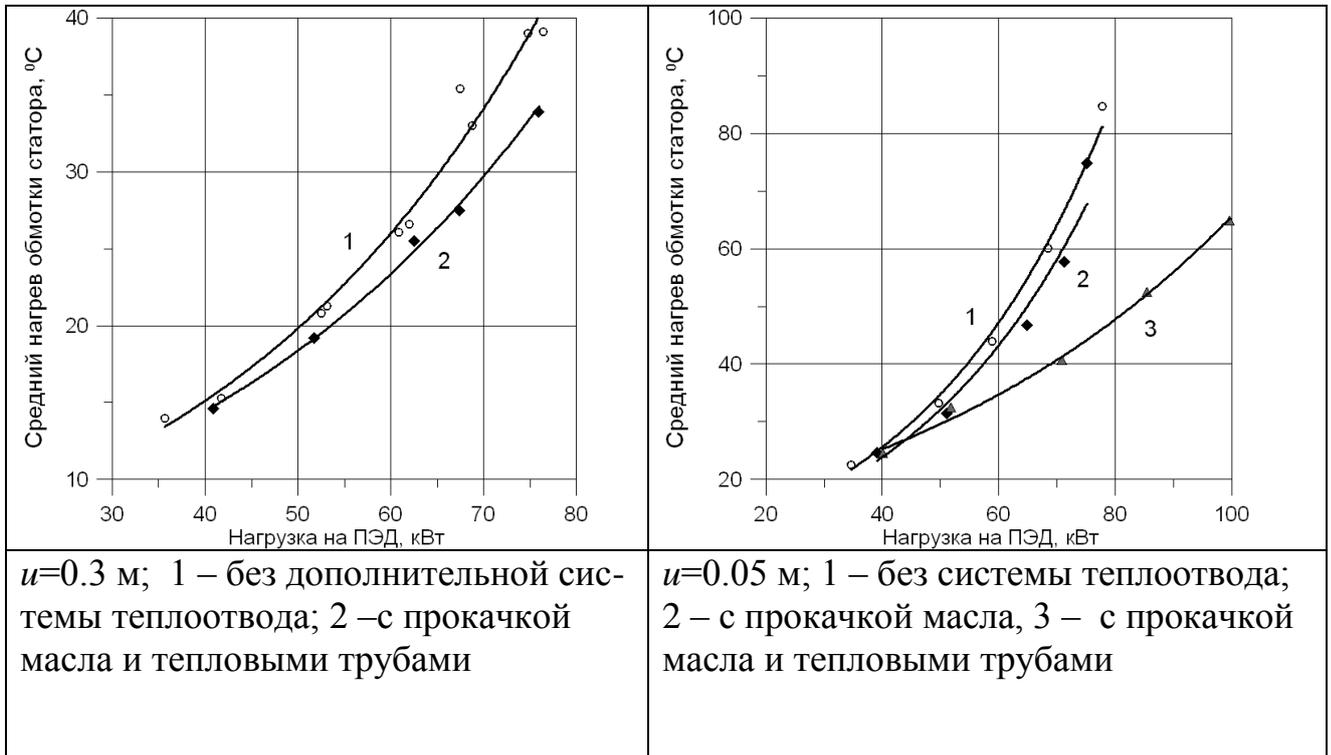


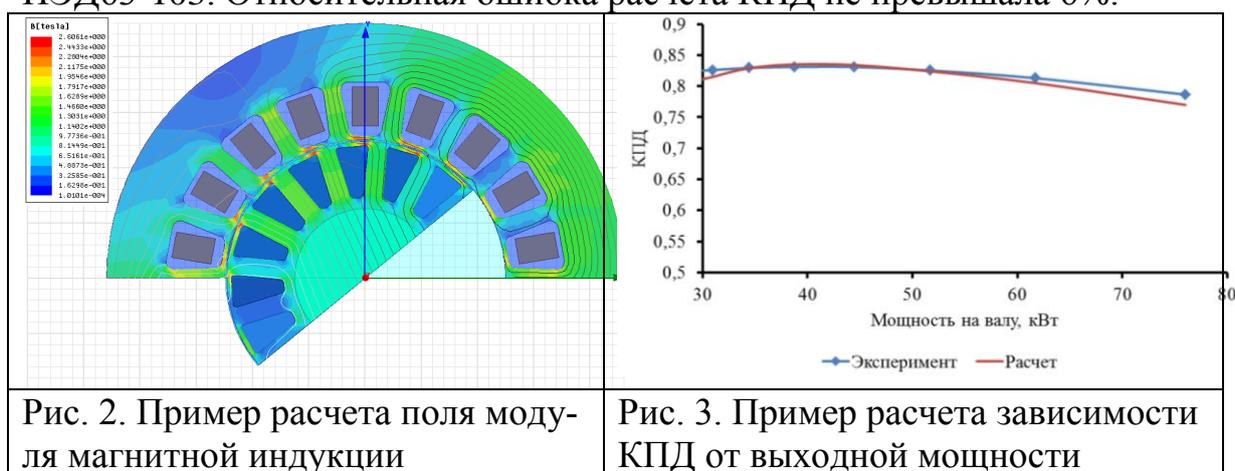
Рис. 1. Зависимость нагрева обмотки статора от нагрузки при различных системах теплоотвода

Снижение тепловых потерь в ПЭД.

Погружные асинхронные ПЭД применяются и модернизируются уже несколько десятилетий. Поэтому нами была поставлена задача об оценке оставшегося ресурса увеличения их КПД. Была разработана методика расчета рабочих характеристик ПЭД без привлечения эмпириче-

ских данных. Электромагнитный расчет проводили на основе уравнений Максвелла, динамики ротора – на основе уравнений механики. Использовали метод конечных элементов. В силу симметрии, решалась плоская задача. Расчетная сетка имела сгущения на стыках материалов с разными физическими свойствами, где ожидалось сильные изменения магнитного поля. Шаг по времени брали ~0.1 периода вращения вала.

Для тестирования методики, рассчитали рабочие характеристики нескольких электродвигателей: ПЭД63-103, ПЭД100-117 и ПЭД400-185. В качестве примера на рис. 2 и 3 приведены результаты расчета для ПЭД63-103. Относительная ошибка расчета КПД не превышала 6%.



Затем, на примере типичного асинхронного электродвигателя ПЭД100-117 был оценен предел повышения КПД и показано, что:

- при увеличении коэффициента заполнения паза k с 81 до 90% (практически до предельного значения, т.к. $k_{max} = \pi\sqrt{3}/6 \approx 90.7\%$ – для гексагональной упаковки) прирост КПД составил 1.1%

- при уменьшении удельных магнитных потерь в стали магнитопровода с 5 до 1.0 Вт/кг (замена традиционных электротехнических сталей типа Э22 и Э33 на специальные, типа Э330АА), прирост КПД был ~1.0%;

- при уменьшении воздушного зазора с 0.4 до 0.2 мм (при типичной кривизне вала ± 0.07 мм/м и длине 3 м, зазор должен быть не менее 0.2 мм), прирост КПД был ~2.5%.

Следовательно, КПД может быть увеличен на ~4.5%. Однако, по крайней мере вдвое большее увеличение КПД можно получить, заменив асинхронную конструкцию ПЭД на вентиляную. Важным преимуществом вентиляной конструкции является возможность иметь увеличенный зазор ротор-статор (без потери напряженности магнитного поля путем увеличения массы постоянных магнитов). Это позволяет снизить потери на вязкое трение и уменьшить реактивный момент на валу.

Обычно при анализе потерь на вязкое трение используют эмпирические зависимости, которые устанавливают путем стендовых испытаний образцов электродвигателей. Ясно, что при проектировании новых изделий требуется другой подход, позволяющий прогнозировать тепловые потери исходя из предполагаемой конструкции. Поэтому была разработана методика таких расчетов. Считали, что зазор образован коаксиальными цилиндрами, внешний неподвижен, внутренний вращается. Радиус внутреннего цилиндра выбрали таким же, как у ротора ВПЭД 117 габарита. Ширину зазора δ варьировали от 0.5 до 1.5 мм. Частоту вращения – от 3000 до 10000 об/мин, что соответствует интервалу чисел Рейнольдса от ~ 900 до ~ 3000 при $\delta=0.5$ мм (рабочая жидкость масло с $\nu=5 \cdot 10^{-6}$ м²/с).

Поскольку критическое число Рейнольдса, для ламинарно-турбулентного перехода в этом течении равно 1500, то в части расчетов течение было ламинарным, и тогда использовали уравнения Навье-Стокса. При расчете турбулентных течений использовали уравнения Рейнольдса и k - ϵ модель турбулентности.

Ламинарный режим был интересен тем, что соответствовал области устойчивости тороидального течения Тейлора, см. рис. 4. Для тестирования модели было вычислено критическое число Рейнольдса (Re_c), соответствующее переходу от аксиально симметричного течения к тороидальному, см. рис. 5. Расчеты проводили для цилиндров разной длины. Из рис. 7 видно, что краевые эффекты (в расчетах было наложено условие прилипания на торцах) влияют на величину Re_c и только при увеличении длины цилиндров до 200 мм вычисленное нами значение Re_c совпало с теоретическим, равным 127.3

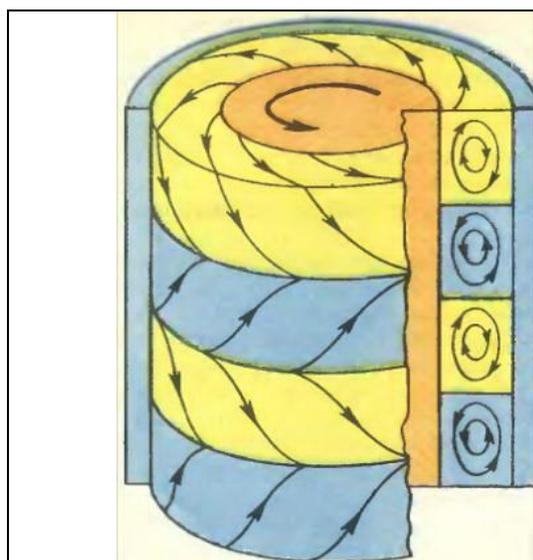


Рис. 4. Схема линий тока в течении Тейлора

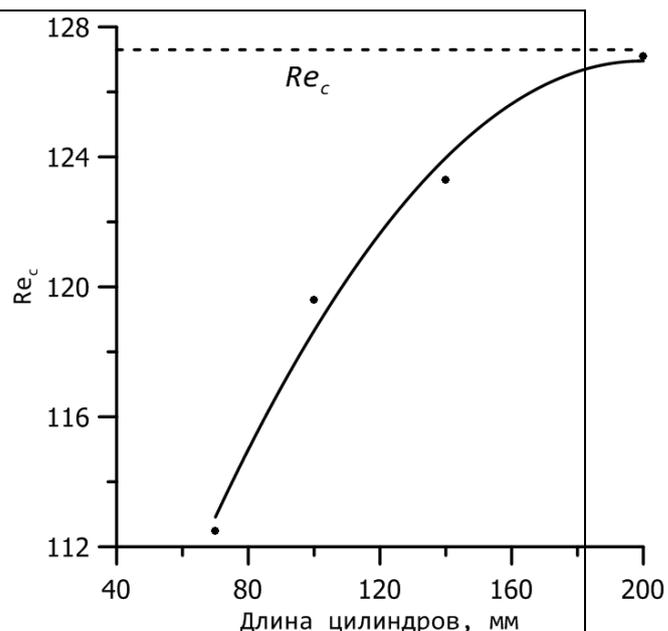


Рис. 5. Зависимость критического числа Рейнольдса Re_c от длины цилиндров

Для тестирования модели турбулентного течения, была вычислена зависимость момента сил трения T от Re . Аппроксимация этой зависимости привела к выражению $T \sim Re^{0.667}$, что практически совпало с литературными экспериментальными данными [King G.P., Li Y., Swinney H.L., Marcus P.S. J. Fluid. Mech. 1984. Vol.141 и Barsilon A., Brindley J. J. Fluid. Mech. 1984. Vol.143.].

Для ВПЭД 117-63 была вычислена зависимость потери мощности ΔN и КПД $\Delta \eta$ от частоты вращения и ширины зазора ротор – статор, см. табл.1. Видно, что от частоты вращения зависимость сильная: КПД уменьшается на 0.3-5.3%. От ширины зазора – более слабая: $\Delta \eta \sim 0.1 - 1.0\%$.

Табл. 1. Зависимость ΔN (числитель) и $\Delta \eta$ (знаменатель) от частоты вращения и ширины зазора ротор – статор δ

об/мин	$\Delta N, \text{кВт} / \Delta \eta, \%$			
	$\delta = 0.50 \text{ мм}$	$\delta = 0.75 \text{ мм}$	$\delta = 1.25 \text{ мм}$	$\delta = 1.50 \text{ мм}$
3000	0.22/0.3	0.21/0.3	0.20/0.3	0.19/0.3
4000	0.45/0.5	0.43/0.5	0.41/0.5	0.41/0.5
5000	0.83/0.8	0.80/0.8	0.76/0.7	0.75/0.7
6000	1.39/1.3	1.34/1.3	1.26/1.2	1.25/1.2
7000	2.13/2.0	2.04/1.9	1.98/1.9	1.93/1.8
8000	3.03/2.9	2.91/2.8	2.84/2.7	2.74/2.6
9000	4.17/4.0	4.01/3.8	3.76/3.6	3.67/3.5
10000	5.55/5.3	5.33/5.1	4.67/4.47	4.51/4.3

Для азимутального позиционирования листов статора, на их внутренней цилиндрической поверхности, делают пазы размером $\sim 1 \times 2$ мм. В пазы вставляется нержавеющая проволока, т.е. парамагнетик, что локально изменяет магнитное поле. Когда край магнита, расположенного на роторе, «наезжает» на неоднородность магнитного поля, созданную прорезью, возникает сопротивление вращению или реактивный момент. Это сопротивление тем сильнее, чем большее число магнитов одновременно «наезжает» на прорезь. Проведенные нами расчеты показали, если число прорезей равно трем – реактивный момент минимален (для статоров с 24 пазами), см. рис. 6.

Еще одной особенностью вентильных ПЭД по сравнению с асинхронными, являются существенно большая сила F магнитного взаимодействия ротора и статора. Эта сила возрастает при увеличении смещения ротора относительно геометрической оси и максимальна в момент касания ротора и статора: $F_{max} = dW/dx$, где W – энергия магнитного поля $W = 0.5BHV$, V объем поля в зазоре: $V = LSx$, L – длина пакета, S – ширина, x – зазор ротор-статор. При типичных значениях $B = 1.2$ Тл, $H = 400$ кА/м, $L = 0.379$ м, $S = 0.025$ м получаем: $F_{max} = 2000$ Н на пакет. Поэтому нами была разработана специальная конструкция подшипников для точного центрирования ротора, что позволило не менее чем в 3.5 раза снизить виброскорость изгибных колебаний ротора, особенно в области резонансных частот вращения, а значит, уменьшить энергопотребление.

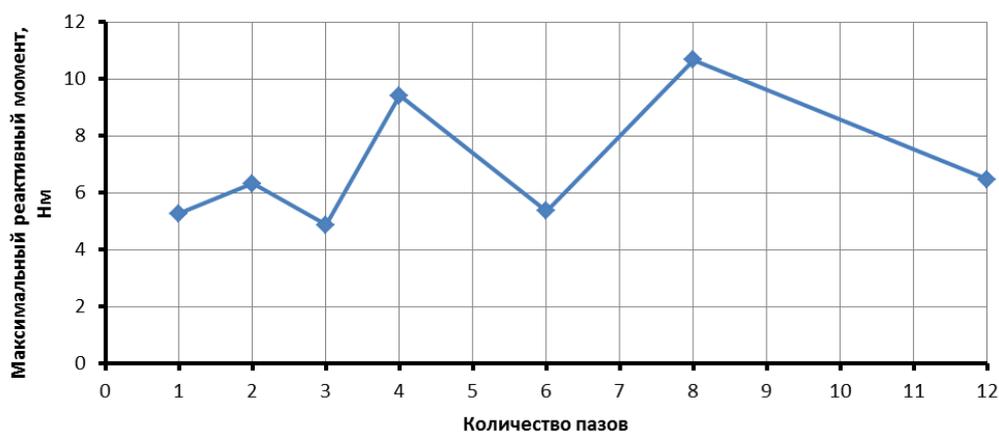


Рис. 6. Зависимость максимального реактивного момента от количества пазов

За счет увеличения зазора ротор-статор, уменьшения вибрации и реактивного момента удалось, см. табл. 2, повысить КПД ВПЭД, на 1–2%. Однако даже такое небольшое увеличение КПД приводит к значимому снижению тепловых потерь. Так при увеличении КПД с 90 до 92%, тепловые потери уменьшаются с 10 до 8%, т.е. на $\sim 20\%$.

Табл. 2. Максимальные значения КПД ВПЭД при 3000 об/мин

Производитель	Габарит					
	81	92	103	117	130	185
Другие производители ПЭД		88.5	90	93		
Нововет-Пермь	91	–	92	94	93	95

Прогнозирование условий безопасной эксплуатации ПЭД.

Тепловое разрушение электроизоляции происходит, когда перегрев превышает критическое значение. Поэтому нами была разработана имитационная модель теплового процесса ПЭД в скважине, позволяющая вычислять распределение температуры в статорной обмотке при любых заданных условиях эксплуатации. Тестирование модели было выполнено на стенде-скважине.

Совместно решалась задача теплопроводности в статоре (твердом теле) и конвективного теплопереноса в кольцевом зазоре ПЭД – стенки обсадной колонны. Теплопроводность описывали стационарным уравнением теплопроводности, учитывающим перенос тепла движущейся жидкостью в кольцевом зазоре вокруг ПЭД. Ламинарное течение в зазоре описывали уравнениями Навье-Стокса. Турбулентное – уравнениями Рейнольдса, для замыкания которых использовали SST модель турбулентности. Проведенные расчеты позволили спрогнозировать некоторые новые явления и объяснить уже известные. Так было показано, что если фиксировать мощность, потребляемую ПЭД и увеличивать скорость охлаждающей жидкости, то перегрев в начале уменьшается, а затем стабилизируется на некотором уровне и затем слабо зависит от скорости охлаждающей жидкости, см. рис. 7.

Перегрев изоляции в условиях отсутствия прокачки охлаждающей жидкости в затрубном пространстве, существенно неоднороден во времени (см. рис. 8): в первые ~15 мин температура нарастает заметно быстрее, чем в последующие. Это происходило потому, что вначале жидкость между ПЭД и обсадной колонной неподвижна и теплоотвод осуществлялся, в основном, по механизму теплопроводности. Затем формировался существенно более быстрый механизм конвективного переноса тепла.

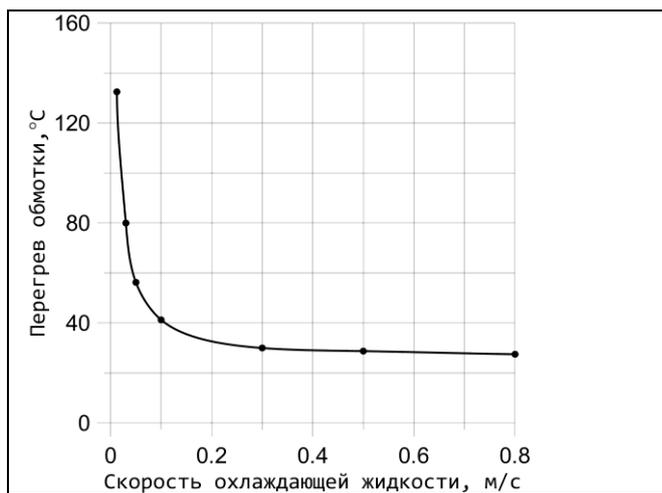


Рис. 7. Зависимость перегрева обмотки ПЭД63-117 от скорости охлаждающей жидкости ($u = 0.05$ м/с)

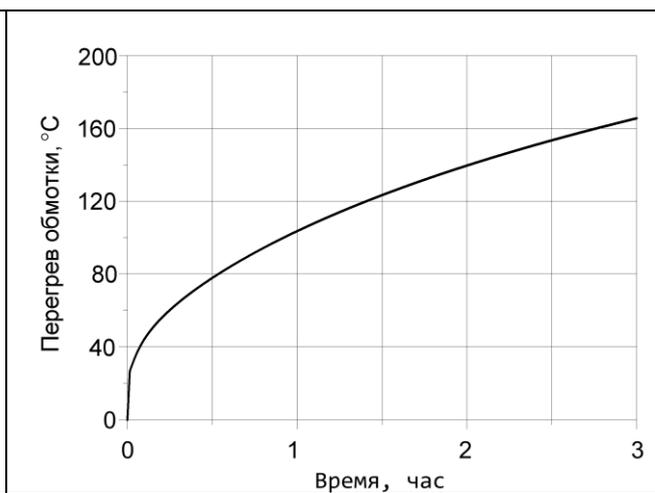


Рис. 8. Зависимость среднего перегрева обмотки ПЭД32-117 от времени

Было показано, что распределение температуры по длине ПЭД, см. рис. 9, немонотонно – в области промежуточных подшипников выше на 1-3 градуса. В сечении паза плоскостью перпендикулярной оси неоднородность температуры внутри паза составляет примерно 10^0 С, см. рис. 10.

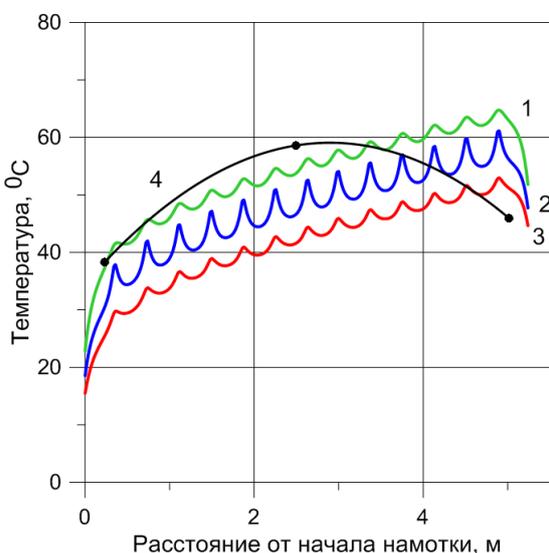


Рис.9. Распределение температуры длине ПЭД: 1, 2, 3 – в проводниках, 4– экспериментальные данные

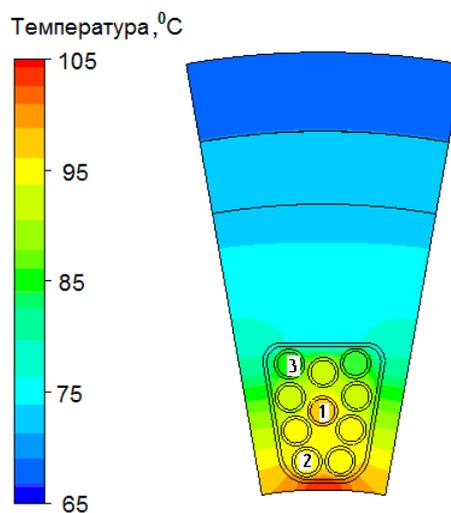


Рис. 10. Распределение температур в пазу статора (в области подшипника)

Также было получено совпадение результатов расчета с измерением температуры обмотки ПЭД80-117 датчиком в одной из скважин Запад-

ной Сибири: показание датчика 105 ± 5 °С, расчетная температура была 109 °С.

Выводы

За счет компаундирования ПЭД, удалось повысить эффективный коэффициент теплопроводности изоляции на $\sim 30\%$ по сравнению с ПЭД обычного исполнения. Показано, что это значение близко к предельно возможному.

Предложена новая конструкция и модель рабочего процесса блока охлаждения ПЭД. Стендовые и эксплуатационные испытания которого показали его эффективность в наиболее сложных условиях – на малодобитном фонде скважин.

Изучены тепловые и электромагнитные процессы в вентильных ПЭД, что позволило модернизировать их конструкцию и на $\sim 15-20\%$ снизить тепловые потери в статоре.

Разработана методика прогнозирования безопасных условий эксплуатации ПЭД.

Пуцын Н.В.

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ГЭС ПОСЛЕ СВЕРХДЛИТЕЛЬНОГО ПЕРИОДА ЭКСПЛУАТАЦИИ

г. Санкт-Петербург, ОАО «НПО ЦКТИ»

На Иркутской ГЭС установлено восемь агрегатов с турбинами типа ПЛ577 производства Харьковского турбинного завода. Пуск первых двух машин состоялся в 1956 году. Основные проектные данные турбины следующие:

- расчетный напор $H_p = 26,0$ м;
- расчетная мощность $N_{Tp} = 90$ МВт;
- диаметр рабочего колеса $D_1 = 7,0$ м;
- синхронная частота вращения $n_c = 83,3$ мин⁻¹;
- высота отсасывания на расчетном режиме $H_s = - 4,0$ м;
- максимальное значение КПД $\eta_{Tmax} = 92$ %;
- значение КПД на расчетном режиме $\eta_{Tp} = 88$ %.

Срок службы гидромашин давно превысил нормативный, а наработка в генераторном режиме достигла $400 \cdot 10^3$ часов и является рекордной для отечественных агрегатов.

В 2008÷2010 г.г. фирма «Взлет» (г. Санкт-Петербург) проводила на агрегатах 5 и 6 энергетические испытания по оценке уровня КПД после сверхдлительного периода эксплуатации машин. Полученные **фактические** максимальные КПД агрегатов оказались существенно ниже заводского уровня ($\eta_{a_{\max}} = 90 \%$) и составили:

- для агрегата 5 $\eta_{a_{\max}} = 85,8 \%$ при напоре турбины $H_T = 29,90$ м;
- для агрегата 6 $\eta_{a_{\max}} = 86,4 \%$ при напоре турбины $H_T = 29,91$ м.

С учетом результатов натурных испытаний НПО ЦКТИ выполнил корректировку заводской эксплуатационной характеристики агрегата (рис.1). При расчете этой характеристики значение КПД генератора принималось равным заводскому ($\eta_g = 97,8 \%$), а КПД турбины считалось сниженным на 4 % во всем поле режимов по сравнению с гарантированным заводом уровнем.

Для агрегатов Иркутской ГЭС характерна стабильность режимных условий эксплуатации. В качестве примера на рис.1 в поле эксплуатационной характеристики $H-N_a$ показана топограмма режимов агрегата 3 за последние пятнадцать лет (1995÷2011 г.г.).

Из рассмотрения представленных на рис.1 материалов видно следующее:

- агрегат эксплуатируется преобладающую часть времени в узком диапазоне напоров ($H = 27,5 \div 30,5$ м), который значительно выше проектного расчетного напора ($H_p = 26,0$ м);
- максимальная фактическая мощность агрегата не превышает $N_{a_{\max}} = 82,8$ МВт (ограничение по генератору запирает проектную мощность турбины $N_T = 90$ МВт);
- агрегат не эксплуатируется при мощности ниже 25,0 МВт, где имеет место низкий уровень КПД турбины;
- преобладающую часть времени агрегат работает в оптимальной по КПД зоне эксплуатационной характеристики.

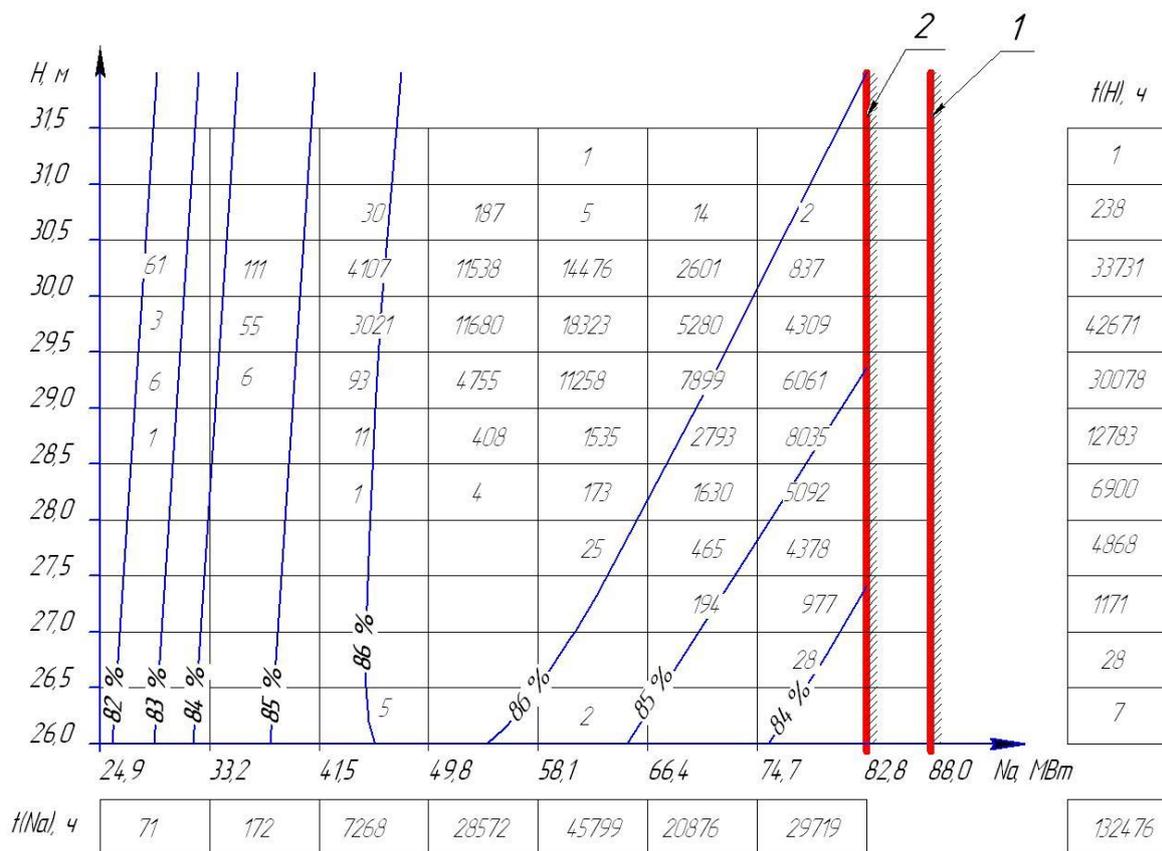


Рис. 1. Топограмма режимов работы агрегата 3 Иркутской ГЭС за период 1995-2011 гг.

1 – проектное ограничение мощности агрегата;
2 – фактическое ограничение мощности агрегата.

Из сказанного следует, что водоток на Иркутской ГЭС используется очень эффективно, что далеко не всегда имеет место в отечественной гидроэнергетике. Работа турбин на оптимальных по КПД режимах обеспечила сравнительно благополучное техническое состояние гидротурбинного оборудования при рекордном числе часов использования машин в генераторном режиме (свыше 400 000 часов).

Изучение надежности турбин Иркутской ГЭС выполнялось на основе статистического анализа данных опыта эксплуатации действующего оборудования, который позволяет:

- определить комплексные (обобщенные) показатели надежности агрегатов для различных периодов функционирования машин;
- оценить остаточный ресурс основных узлов турбины.

Комплексными показателями надежности гидроагрегатов являются две характеристики [1]: коэффициент готовности K_r и коэффициент оперативной готовности $K_{ог}$. Исходными данными для расчета этих комплексных показателей надежности гидроагрегата являются в общем случае: продолжительность работы в генераторном режиме $t_{ген}$; продолжительность работы в режиме синхронного компенсатора $t_{ск}$; продолжи-

тельность нахождения в резерве $t_{рез}$; суммарный простой в ремонте Σt_p ; плановый простой в ремонте $t_{р.пл}$. Гидроагрегаты Иркутской ГЭС не имеют режима синхронного компенсатора.

Коэффициент оперативной готовности агрегата определяется по формуле:

$$K_{ог} = \frac{t_{ГЕН} + t_{СК} + t_{РЕЗ}}{t_K} = \frac{t_K - \sum t_P}{t_K}, \quad (1)$$

где t_K – календарное время в часах.

Этот коэффициент показывает вероятность нахождения агрегата в работоспособном состоянии за рассматриваемый календарный период эксплуатации. С учетом плановости ремонтов коэффициент готовности K_G может быть записан в следующем виде:

$$K_G = \frac{t_{ГЕН} + t_{СК} + t_{РЕЗ}}{t_K - t_{р.пл}}, \quad (2)$$

где $t_{р.пл}$ – продолжительность плановых ремонтов в часах.

Коэффициент K_G всегда больше по величине, чем $K_{ог}$, разница в абсолютных значениях коэффициентов K_G и $K_{ог}$ находится, как правило, в пределах $0,03 \div 0,06$.

Официальные нормы простоя гидроагрегатов в планово-предупредительных ремонтах были разработаны Минэнерго в советские годы [2]. Для агрегатов с поворотно-лопастными турбинами нормы простоя приведены в табл.1.

Рекомендации этих норм положены в основу оценок продолжительности плановых работ $t_{р.пл}$, и расчета коэффициента K_G по формуле (2). В рассматриваемых нормах периодичность капитальных ремонтов всех типов гидротурбин принималась не менее 4 лет. В постсоветское время периодичность капитальных ремонтов увеличилась до $6 \div 9$ лет на Иркутской ГЭС. Поэтому при использовании указанных в табл.1 значений норм простоя гидроагрегата их следует увеличить пропорционально увеличению продолжительности межремонтного периода.

Таблица 1

**Нормы простоя в планово-предупредительных ремонтах
гидроагрегатов с поворотными турбинами**

Тип гидротурбины	Диаметр колеса, м	Продолжительность ремонта, календарные сутки			в год проведения тек. ремонта	Коэффициент оперативной готовности (плановый) $K_{ог.пл}$
		в год проведения капитального ремонта				
		в кап. ремонте	в тек. ремонте	всего		
Поворотные турбины	< 3,6	25	4	29	7	0,966
	3,6 – 4,5	28	5	33	8	0,961
	5,0 - 7,5	31	7	38	9	0,956
	8,0 – 9,5	35	8	43	12	0,946
	> 9,5	38	9	47	14	0,939

Примечания: 1. Периодичность капитальных ремонтов всех типов гидротурбин составляет не менее 4 лет при наработке не менее 25000 часов (ГОСТ 10595-80, п.1.19).

Коэффициент готовности K_r показывает вероятность застать агрегат в любой момент времени в работоспособном состоянии, кроме периода планируемых ремонтов. Если продолжительность ремонтных работ равна плановой, то коэффициент оперативной готовности $K_{ог.пл}$ будет равен приведенным в табл.1 значениям, а коэффициент $K_{г.пл}$ составит единицу. Для агрегата Иркутской ГЭС $K_{ог.пл} = 0,956$.

Превышение фактической продолжительности ремонта гидроагрегата над нормативом ($t_{р.пл}$) рассматривается как вынужденный (аварийный) простой оборудования. В таком подходе к определению вынужденных простоев t_v следует учитывать характер проводимых на ГЭС работ по реконструкции оборудования.

Если реконструкция связана с изменением проектных показателей оборудования, например, увеличением установленной мощности агрегата, расширением регулировочного диапазона турбины, то время реконструкции $t_{рек}$ не следует относить к вынужденному простоям. В этом случае время вынужденных простоев будет:

$$t_v = \Sigma t_p - t_{р.пл} - t_{рек}.$$

Зато реконструкция, связанная с доводкой агрегата до проектных параметров (замена облицовки вала, устранение трещин на лопастях, наплавка камеры колеса и т.д.), должна рассматриваться как вынужденное мероприятие, удлиняющее продолжительность ремонтных работ. Затраченное на реконструкцию время $t_{рек}$ не должно исключаться из общей продолжительности Σt_p .

Показатели надежности $K_{ог} = f(t_k)$ и $K_r = f(t_k)$ рассчитываются по отдельным периодам. Продолжительность периода отсчитывается от начала эксплуатации машины после i -го капитального ремонта до завершения $(i+1)$ -го капитального ремонта. Каждый период учитывает все состояния агрегата: продолжительность работы в генераторном режиме $t_{ген}$; продолжительность работы в режиме синхронного компенсатора $t_{ск}$;

время нахождения в резерве $t_{рез}$; общее время простоя в ремонте Σt_p . Полученные показатели надежности агрегата считаются постоянными для всего рассматриваемого периода.

Каждый агрегат дает одну реализацию дискретных функций $K_{ог} = f(t_k)$ и $K_r = f(t_k)$, построенных по межремонтным периодам. Затем каждая реализация заменяется дискретной функцией с равными интервалами календарного времени Δt_k (для агрегатов Иркутской ГЭС временной интервал принимался равным $\Delta t_k = 40 \cdot 10^3$ часов). Осредняя по агрегатам преобразованные функции $K_{ог} = f(t_k)$ и $K_r = f(t_k)$, получаем функции $\bar{K}_{ог} = f(t_k)$ и $\bar{K}_r = f(t_k)$, характеризующие надежность оборудования Иркутской ГЭС (рис.2).

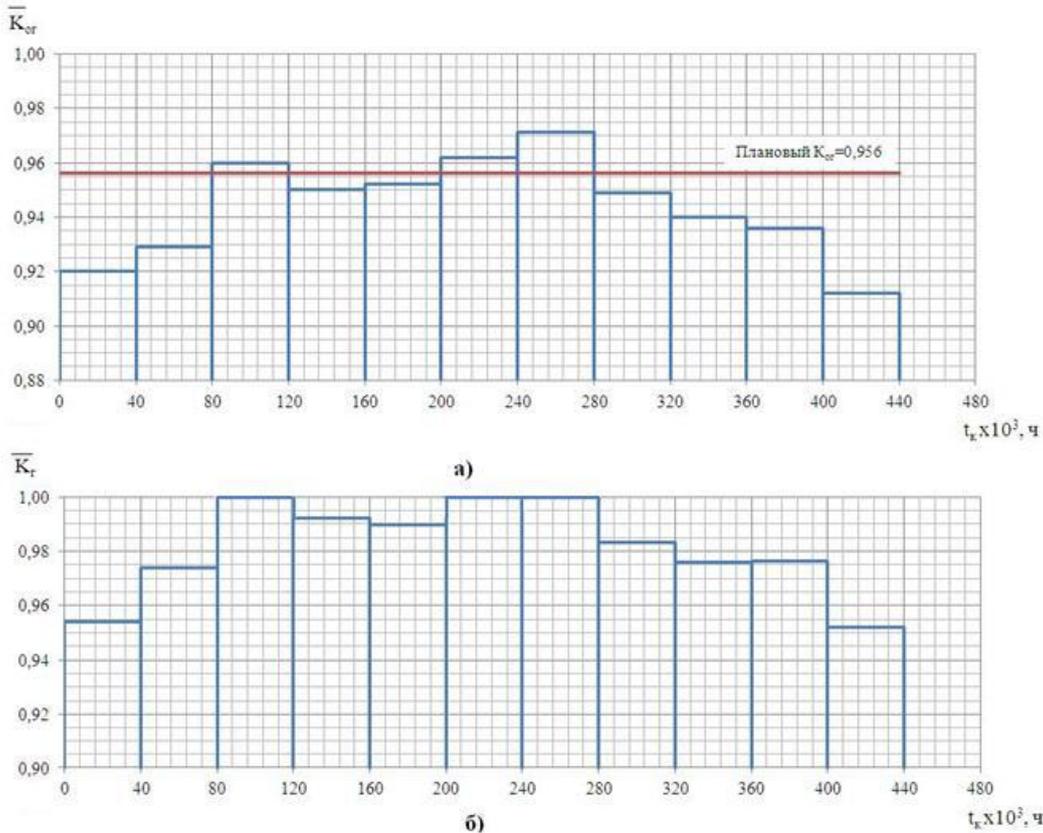


Рис. 2. Изменение показателей надежности оборудования Иркутской ГЭС с начала эксплуатации

а) коэффициент оперативной готовности $\bar{K}_{ог}$;

б) коэффициент готовности \bar{K}_r

Наиболее высокие показатели надежности оборудования Иркутской ГЭС наблюдались во временном интервале 200÷280 тыс. часов. Коэффициент оперативной готовности достигал $\bar{K}_{ог \max} = 0,971$ и превышал плановое значение $K_{ог \text{пл}} = 0,956$, а коэффициент \bar{K}_r был равен единице.

В последние годы наблюдается снижение показателей надежности на всех без исключения агрегатах ГЭС (см. рис.2).

Прогрессирующая тенденция вынужденных простоев машин ставит остро вопрос о необходимости замены оборудования Иркутской ГЭС. Для иллюстрации ниже приведены показатели надежности гидроагрегатов некоторых ГЭС на момент начала реконструкции оборудования.

Таблица 2

Коэффициенты надежности $\bar{K}_{ог}$ и $\bar{K}_г$ некоторых ГЭС на момент начала реконструкции оборудования

Наименование ГЭС	Параметры турбины			Коэф. готовности	
	H_{max} , м	D_1 , м	N_T , МВт	$\bar{K}_{ог}$	$\bar{K}_г$
Усть-Хантайская	55,5	4,1	65,0	0,928	0,968
Волгоградская	30,0	9,3	108,5	0,934	0,969
Жигулевская	27,0	9,3	108,5	0,927	0,962
Цимлянская	23,5	6,6	41,6	0,890	0,930
Камская	21,0	5,0	21,8	0,921	0,954
Новосибирская	19,8	8,0	67,0	0,779	0,839
Рыбинская	18,0	9,0	65,0	0,935	0,979
Иркутская *	32,0	7,2	90,0	0,912	0,952

Как видим, показатели надежности оборудования на Иркутской ГЭС находятся на том уровне, когда необходимость его замены уже не вызывает сомнения.

Рассмотрим теперь техническое состояние ресурсопределяющих узлов турбины Иркутской ГЭС. К таким узлам в поворотно-лопастной машине относятся лопасти и камера рабочего колеса.

Повреждения лопастей по месту их возникновения бывают, в общем случае, двух типов:

- трещины и обрывы кусков лопастей в области выходной кромки и периферийного сечения;
- трещины в местах галтельного перехода пера лопасти во фланец.

Природа этих отказов различна. Разрушение выходного участка лопастей начинается на выходной кромке (являющейся наиболее тонкой частью лопасти), а развитие идет в сторону периферии лопасти, приводя в результате к обрыву ее части. Значительные статические напряжения отсутствуют в зоне периферийного сечения лопасти и выходной кромки. Поломки связаны только с динамическими нагрузками на лопастную систему. Рабочее колесо ПЛ-577, установленное на Иркутской ГЭС, является исключением из этой закономерности [3]. Встречающиеся на лопастях турбин ПЛ-577 повреждения выходного участка связаны не с усталостью металла, а с кавитационным износом.

Аналогичный процесс имеет место и на лопастях турбин ПЛ-577 Иркутской ГЭС. Лопасти турбин этой ГЭС изготовлены из следующих марок стали – 20ГСЛ с облицовкой полосами из нержавеющей стали 1Х18Н9Т (25 штук) и нержавеющей стали 20Х13НЛ (31 штука).

Сведения о повреждениях периферийно-выходного участка лопастей из стали 20ГСЛ с облицовкой с начала эксплуатации турбин приведены в табл.3.

Таблица 3

Повреждения периферийно-выходного участка лопастей из стали 20ГСЛ с начала эксплуатации

№ агрегата	Номер поврежденной лопасти	Наработка, ч		Характер повреждения
		Без повреждений	До повреждений	
4	1	369999	411189	Трещина
	7	369999	411189	Трещина
6	6	192360	224782	Обрыв угла лопасти
	4	224782	265558	Обрыв угла лопасти
8	1	283056	361771	Трещина

Повреждаемость лопастей из стали 20ГСЛ началась появляться после 192000 часов наработки и усилилась в последние годы (рис.3). Что касается лопастей из стали 20Х13НЛ, то на сегодняшний день имеет место повреждение только одной лопасти (агрегат 1, наработка до повреждения 409426 часов).

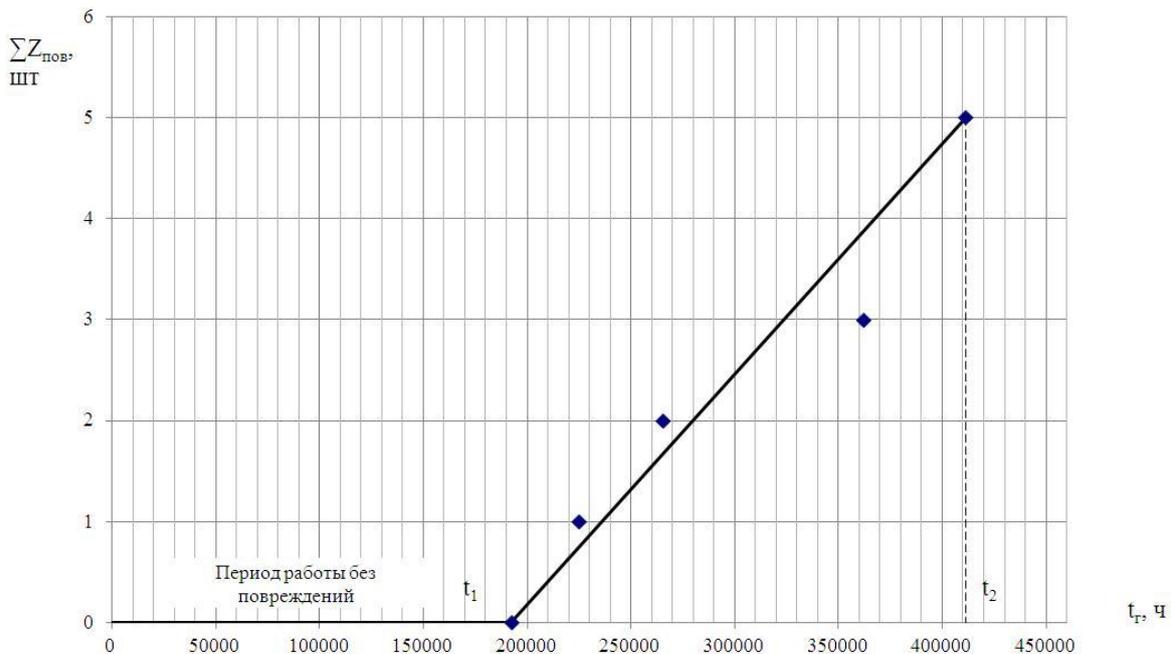


Рис. 3. Нарастание повреждаемости лопастей из стали 20ГСЛ в зоне периферийного сечения и выходной кромки

● – моменты осмотра с обнаружением новых поврежденных лопастей

Разрушение выходного участка лопастей не может привести к масштабной аварии на агрегате. Наибольшую опасность для агрегата представляет появление трещин в корневом сечении лопастей (галтельном переходе). Собранные с начала эксплуатации сведения по трещинообразованию нержавеющей лопастей в галтельном переходе по всем ма-

шинам приведены в табл.4. Трещинообразование лопастей произошло почти на половине лопастей.

На основании этих стационарных данных на рис.4 построен график нарастания поврежденных лопастей от наработки в генераторном режиме. Во внимание принимались только лопасти с повреждениями первый раз (лопасти с повторным образованием трещин не учитывались).

Таблица 4

**Сведения о наработке лопастей из стали 20X13НЛ
с начала эксплуатации (трещины в галтельном переходе)**

Номер агрегата	Номер лопасти по формуляру	Наработка, ч		Месторасположение трещин
		Без отказа	До отказа	
1	1	360356	409426	Со стороны выходной кромки
	3	250086	286278	Середина галтельного перехода
	4	250086	286278	Со стороны входной кромки
	5	409426		
	6	360356	409426	Середина галтельного перехода
2	1	427569		
	2	376744	427569	Со стороны входной и выходной кромок
	3	302519	376744	Информации нет
	4	427569		
	5*	367487		
	6	427569		
3	7	376744	427569	Середина галтельного перехода
	1*	389578		
	4*	315088	331185	Со стороны входной и выходной кромок
4	7*	331185	389578	Со стороны выходной кромки
	2	348076		
5	5*	411189		
	3*	333633		
	6*	33406	66734	Середина галтельного перехода
7	1	288313	343353	Информации нет
	2	288313	343353	Со стороны входной кромки
	3	401342		
	4	401342		
	5	401342		
	6	288313	343353	Со стороны выходной кромки
	7	401342		
8	2	419832		
	3	419832		
	5	419832		
	6**	24290	45755	Со стороны выходной кромки
	6	374077		
	7	419832		

Примечание: *- первоначально были лопасти из стали 18ДГСЛ,
** - первоначально была лопасть из стали 20X13НЛ, затем ее заменили на аналогичную новую.

Такой характер нарастания повреждаемости лопастей свидетельствует о том, что лопасти турбины Иркутской ГЭС находятся в стадии выработки ресурса. Нарастание интенсивности отказов лопастей $\lambda(t_r)$ в процессе эксплуатации характеризуется следующим образом. При

наработке $(22 \div 65) \cdot 10^3$ ч – приработочный период – интенсивность отказа лопастей $\lambda(t_r)$ составляла $1,47 \cdot 10^{-6}$ 1/ч. Далее следовал период $(65 \div 260) \cdot 10^3$ ч, когда новые трещины на лопастях не появлялись. Затем интенсивность отказов приобрела возрастающий характер: в период $(260 \div 376) \cdot 10^3$ ч, $\lambda(t_r) = 1,47 \cdot 10^{-6}$ 1/ч, а в период $(376 \div 429) \cdot 10^3$ ч, $\lambda(t_r) = 4,26 \cdot 10^{-6}$ 1/ч

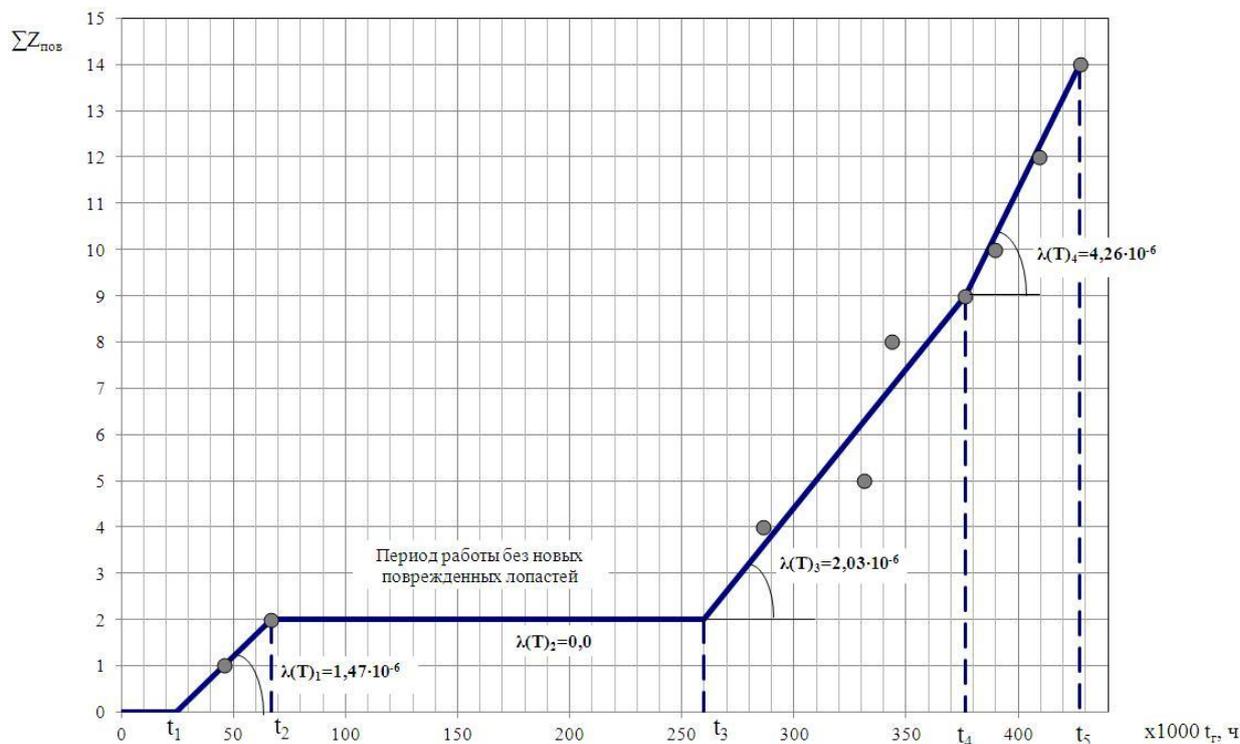


Рис.4. Нарастание повреждаемости лопастей из стали 20X13НЛ гидротурбин
 ● – моменты осмотра с обнаружением новых поврежденных лопастей

Расчетные исследования ЦКТИ [4] также подтверждают, что расчетный ресурс лопастей турбин Иркутской ГЭС исчерпан. Расчетная оценка ресурса лопастей строится на сопоставлении **фактического** коэффициента запаса по усталостной прочности n_σ с **допускаемым** коэффициентом запаса по напряжениям $[n_\sigma]$, который согласно принятой в гидротурбостроении нормативной документации составляет $[n_\sigma] = 1,6$. Полагается, что лопасти выработали ресурс, если $n_\sigma < [n_\sigma]$.

Выполненные по трем турбинам Иркутской ГЭС расчеты дали следующие значения фактического коэффициента запаса: агрегат 1 – $n_\sigma = 1,43$ [4]; агрегат 2 – $n_\sigma = 1,16$; агрегат 3 – $n_\sigma = 1,46$.

Камера рабочего колеса изготовлена из стали 30Л и облицована полосовой нержавеющей сталью 09X13Н9Т. Неэффективность защиты основного металла камеры от кавитационного воздействия выявилась уже в первые годы эксплуатации турбин. Срывы облицовки и ее вспучи-

вание вызывали большую кавитационную эрозию основного металла глубиной до 20 мм. Поэтому основным средством борьбы с кавитационной эрозией камеры стала наплавка на ней защитного слоя нержавеющей электродами.

В соответствии с проектом толщина обечайки камеры должна быть 38 мм. Однако фактическая ее величина много больше проектной и составляет 47÷65 мм. Выполненные ВНИИГом расчеты показали, что даже при проектной толщине обечайки остаточный ресурс камеры достаточно велик и не будет выработан даже через 10÷15 лет эксплуатации. Тем не менее камера является критическим узлом турбины. Главным ее слабым местом является отслаивание нержавеющей облицовки от основного металла. На некоторых машинах (агрегат 3) отслаивание облицовки имеет место на 80 % площади камеры. В результате отслоения облицовка не выполняет свою главную функцию защиты камеры от кавитационных разрушений (эрозия камеры проходит под отслоившейся облицовкой).

Проблема надежной работы камеры решается кардинальным образом (как и проблема лопастей рабочих колес) заменой морально устаревшего и физически изношенного гидротурбинного оборудования Иркутской ГЭС.

Выводы

1. В последние годы на Иркутской ГЭС отмечается устойчивая тенденция снижения комплексных показателей надежности (коэффициентов готовности) оборудования.

2. Лопастей рабочих колес из нержавеющей стали 20Х13НЛ имеют нарастающую интенсивность трещинообразования в корневых сечениях, что свидетельствует о нахождении их в стадии выработки ресурса.

3. Нержавеющая облицовка из-за постоянного отслаивания не обеспечивает защитные функции основному металлу камеры от воздействия кавитации.

Литература

1. Иванченко И.П., Прокопенко А.Н. «Комплексные показатели надежности гидроагрегатов». Надежность и безопасность энергетики, №3 (18). 2012, с. 63-66.

2. Справочник по эксплуатации и ремонту гидротурбинного оборудования // под ред. Штерна Е.П.. Энергоатомиздат, 1985, с.259.

3. Иванченко И.П., Лохматиков Г.П., Станкевич В.Л. «Анализ повреждаемости лопастей осевых турбин». Труды ЦКТИ, Гидротурбостроение, №290, С-Петербург, 2002, с. 119-130.

4. Смелков Л. Л., Гаврилов С. Н., Левина С. М., Колесников Е. В., Афанасенко А.С. «Оценка остаточного ресурса и вероятности безотказной работы гидроагрегата N 1 Иркутской ГЭС». Гидротехническое строительство, №9. 2009, с. 21-26.

Роганов А. Е., Демьянов В.А., Орлов Е.В., Пеклер К.В., Ригин В.Е.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ГИДРОТУРБИНЫ БУХТАРМИНСКОЙ ГЭС С ЗАМЕНОЙ ДИАГОНАЛЬНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЕ

г. Санкт-Петербург, ОАО «Силовые машины» -ЛМЗ

21 мая 2011 года была введена в эксплуатацию уникальная модернизированная гидротурбина №7 Бухтарминской ГЭС. Уникальность модернизации заключается в том, что гидравлическая турбина диагонального типа заменена на новую радиально-осевого типа с сохранением существующих статора, спиральной камеры и гидрогенератора.

Сложность проекта заключалась в том, что модернизируемая диагональная турбина была спроектирована и изготовлена с подводным трактом, характерными для классических диагональных турбин. Спиральная камера, статор и направляющий аппарат гидротурбины были выполнены коническими. Это было сделано с целью обеспечить равномерный подвод воды к рабочему колесу и снизить гидравлические потери.

Введенная в эксплуатацию в 1964 году диагональная гидротурбина была первой в истории СССР турбина такого типа. При ее проектировании было заложено много не используемых ранее в практике ЛМЗ технических решений. Впервые для вертикальной гидротурбины был применен конический направляющий аппарат, приводимый в действие через пространственный механизм поворота торowymi сервомоторами, управление лопастями рабочего колеса производилось через пространственный механизм поворота крыльчатым сервомотором. Диагональная турбина показана на рис.1.

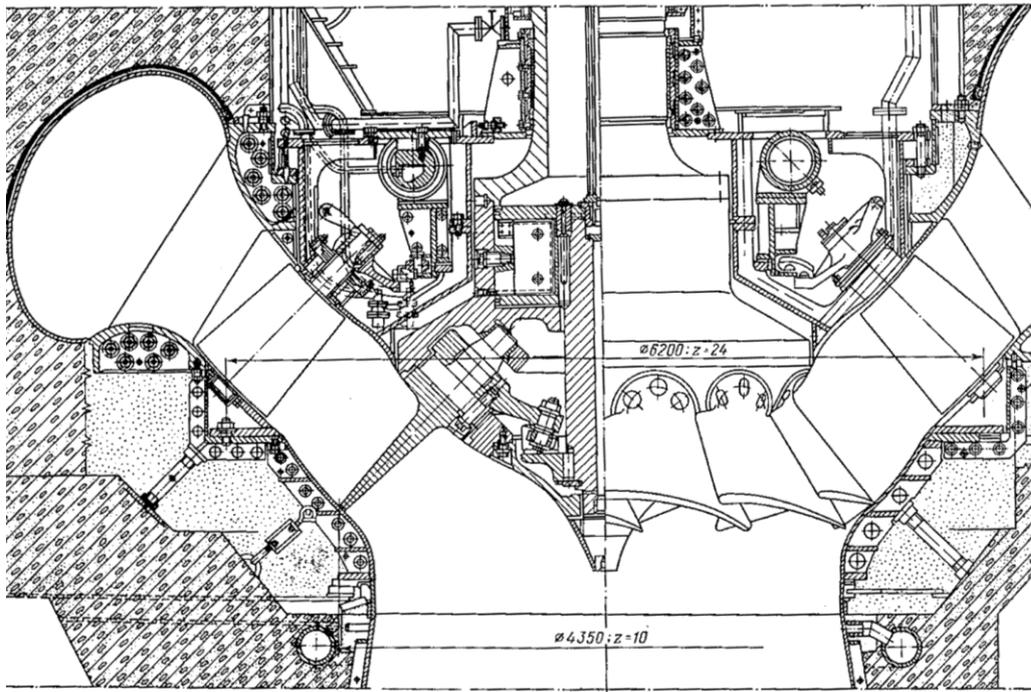


Рис.1 Разрез по диагональной турбине Бухтарминской ГЭС

Опыт проектирования, изготовления, монтажа и эксплуатации выявил преимущества и недостатки диагональной гидротурбины и технических решений, примененных в ее конструкции, которые были впоследствии учтены при проектировании диагональных гидротурбин для Зейской и Колымской ГЭС. От сложного конического подводщего тракта отказались, так как при относительно небольшом гидравлическом выигрыше требовались значительные затраты на проектирование, изготовление, монтаж, а главное на техническое обслуживание ремонт оборудования. Торовые сервомоторы направляющего аппарата больше не применялись ввиду сложности их изготовления и обслуживания. Крыльчатый сервомотор рабочего колеса также себя не оправдал. Из-за повышенных перетечек масла через уплотняющие элементы ротора сервомотора лопасти рабочего колеса потеряли управление и турбину пришлось перевести в пропеллерный режим. Также было выявлено, что для диагональных турбин нежелательно применение компоновки гидроагрегата подвешенного типа с опорой пяты на верхнюю крестовину генератора, имеющую большую податливость в осевом направлении, сильно влияющую на величину зазора между лопастью и камерой рабочего колеса при изменении нагрузки.

Замена диагональной гидротурбины, переведенной в пропеллерный режим, стала необходимой в связи со сложностями ее эксплуатации, и в апреле 2007 года было разработано техническое задание на вертикальную гидротурбинную установку радиально-осевого типа.

При модернизации гидротурбины следовало сохранить существующий гидрогенератор с синхронной частотой вращения 150 мин^{-1} . Это также накладывало ограничения на гидравлический проект.

В таблице приведено сравнение основных параметров гидротурбин до модернизации и после.

	До модернизации	После модернизации
Тип турбины	Диagonальная	радиально-осевая
Напоры нетто, м		
максимальный	66,0	67,5
расчетный	61,0	61,0
минимальный	58,0	58,0
Номинальная мощность на валу турбины при расчетном напоре, МВт	77,0	82,0
Диаметр рабочего колеса, м	4,35	4,0
Частота вращения, мин^{-1}		
номинальная	150	150
разгонная	305	275
Направление вращения	правое (по часовой стрелке, если смотреть со стороны генератора)	
Максимальный расход воды через турбину, $\text{м}^3/\text{с}$	143,77	151,75
Коэффициент полезного действия, %		
максимальный	92,5	94,2
при номинальной мощности и расчетном напоре	89,5	90,3
Полная осевая сила от массы вращающихся частей турбины и давления воды, тс	1030	562
в том числе:		
от массы ротора турбины	115	62
гидравлическое осевое усилие	915	500

Проектирование проточной части.

Проектирование рабочего колеса для Бухтарминской ГЭС проводилось на режим оптимальной точки (точка с наивысшим КПД), как наиболее продолжительной работы агрегата №7 Бухтарминской ГЭС: мощность –76,0 МВт; напор –64 м; расход –128 $\text{м}^3/\text{с}$ ($n_{11-75} \text{ мин}^{-1}$; Q11-

1,0м3/с).

Расчёты трёхмерного течения проведены с использованием комплекса CADRUN, разработанного Институтом Вычислительных Технологий (ИВТ) СО РАН, на базе математических моделей элементов проточной части, построенных в системе геометрического моделирования ASTRAL, разработанной Институтом Математики СО РАН.

Комплекс CADRUN предназначен для моделирования течений в проточных частях гидротурбин различных типов. Моделирование осуществляется в полной пространственной постановке, на основе решения трехмерных уравнений несжимаемой жидкости, описывающих эти течения.

Для построения прогнозной универсальной характеристики (УХ) используется комплекс программ CADRUN1-HF2, также разработанный ИВТ СО РАН.

Расчет течения выполняется в циклической постановке с использованием граничных условий «напор – энергия» на входной и выходной границах.

На входе в направляющий аппарат держится усредненная по расходу полная энергия

$E_{in} = E_{out,OT} + H_{НА-ОТ}$ и угол входа потока, равный «дельта спирали» - $\delta_{сп}$.

Для реализации условия на выходной границе задается усредненная по расходу полная энергия потока $E_{out,OT}$ на выходе из отсасывающей трубы:

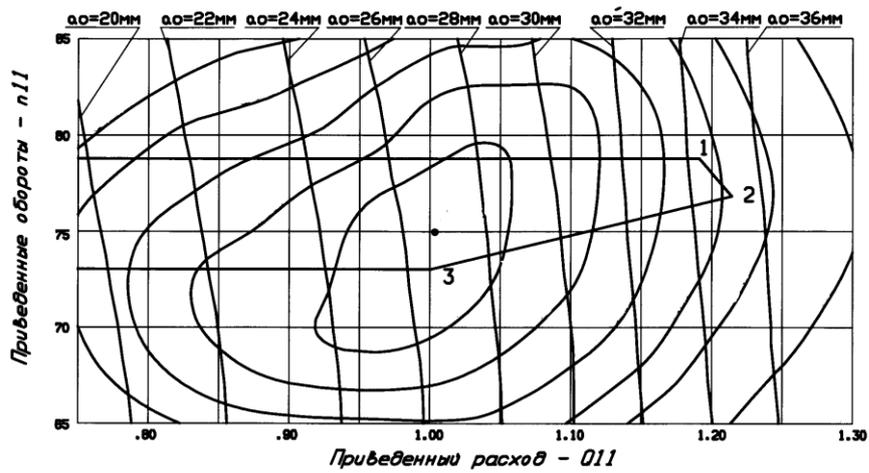
$$E_{out,OT} = \frac{1}{Q} \int_{S_{out,OT}} \left(p[m] - z + \frac{|\mathbf{u}|^2}{2g} \right) (\mathbf{u} \cdot d\mathbf{S}) = \sigma_{cm} \cdot H + p_v[m] - b_0$$

Расчеты проводятся в турбулентной постановке в области аппарат-колесо (АК) или аппарат-колесо-труба (АКО) для модельной турбины (напор 1м, диаметр 1м). Для построения УХ турбины необходимо рассчитать 15-25 режимных точек, соответствующих набору открытий a_0 и частот n_{11} .

Для построения УХ КПД рассчитывается с учетом коррекции на величину механических и объемных потерь по формуле:

$$\eta = \eta_{hydr} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{vol}$$

Построение прогнозной универсальной характеристики проводится в заданном диапазоне открытий a_0 и частот n_{11} (рис.2). На основании УХ строится прогнозная эксплуатационная характеристика для натурной гидротурбины (рис.3).



ЗОНА РАБОТЫ ГИДРОТУРБИНЫ
 Бухтарминская ГЭС
 $D_1=4.000$ м
 $n=150.00$ об/мин.

Номер режима	Напор м	Мощность МВт
1	58.00	75.00
2	61.00	82.00
3	67.50	82.00

Рис.2 Прогнозная универсальная характеристика гидротурбины.

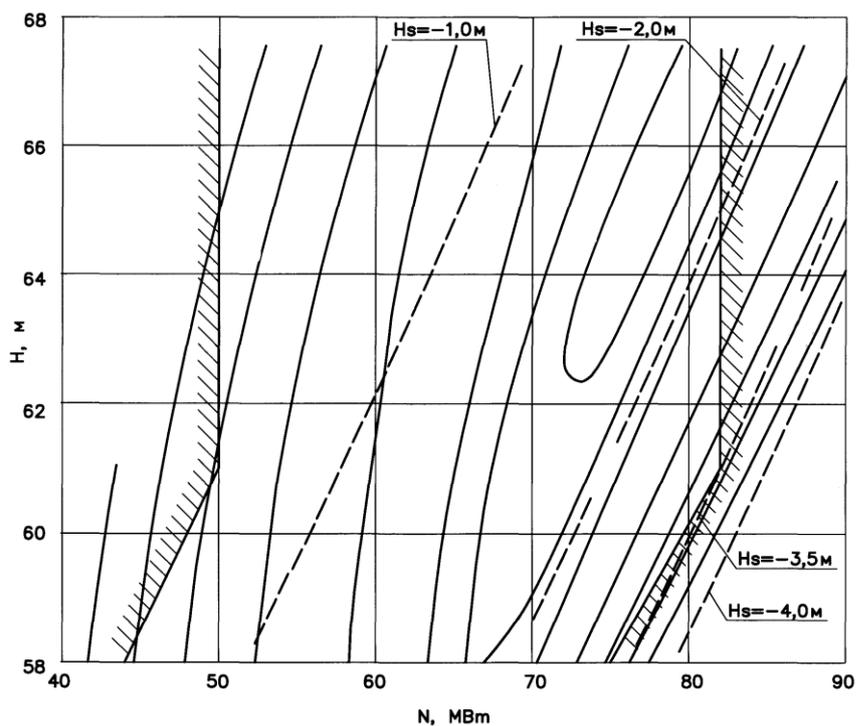


Рис.3. Прогнозная эксплуатационная характеристика гидротурбины.

Анализ расчётов пространственного потока осуществлялся по следующим критериям:

неравномерность изменения меридианной скорости в определенном сечении ниже рабочего колеса в отсасывающей трубе;
 отсутствие вихревых зон в проточной части турбины;
 траектории движения жидкости, сложившимся представлениям о слабо деформированном безотрывном потоке;
 распределение давления на тыльной стороне лопасти с оценкой возникновения кавитации;
 другие критерии.

Распределение меридианных скоростей на входе в отсасывающую трубу в оптимальной режиме ($N=76$ МВт и $H=64$ м) характеризуется понижением скоростей в центре трубы с последующим возрастанием на средних значениях радиуса и уменьшением скорости к периферии трубы (рис.4 и рис. 5). Такое распределение скоростей обеспечивает устойчивую работу отсасывающей трубы и гидротурбины в целом.

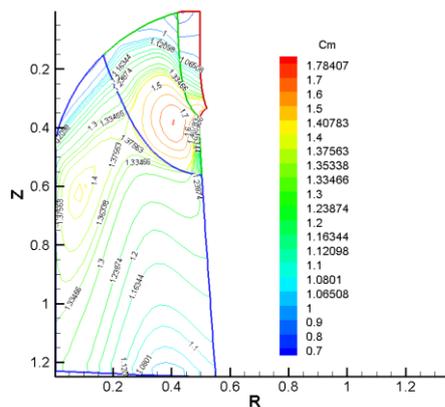


Рис.4 Распределение осреднённых меридиональных скоростей в проточном тракте рабочего колеса.

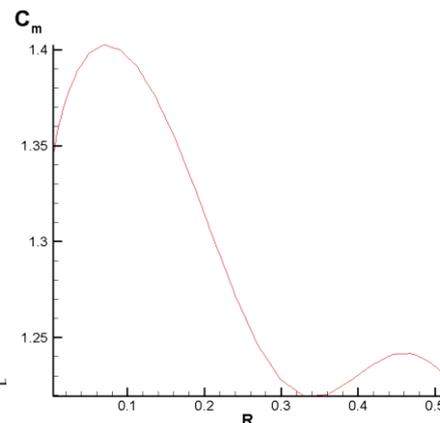


Рис.5 Распределение осреднённых меридиональных скоростей на входе в отсасывающую трубу.

Траектории движения жидкости в проточной части свидетельствуют об отсутствии обратных (отрывных) течений (рис.6-9).

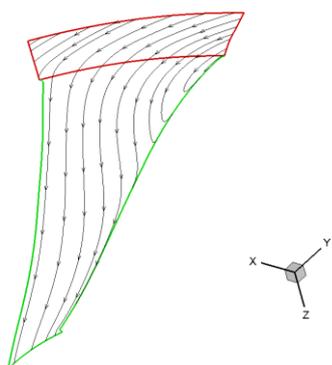


Рис.6 Течение жидкости вдоль верхнего обода рабочего колеса

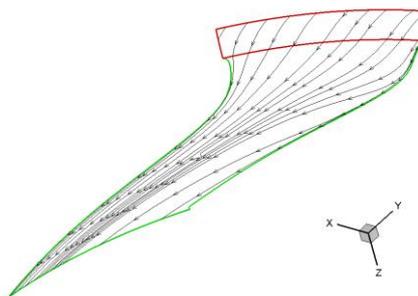


Рис.7 Течение жидкости вдоль нижнего обода рабочего колеса

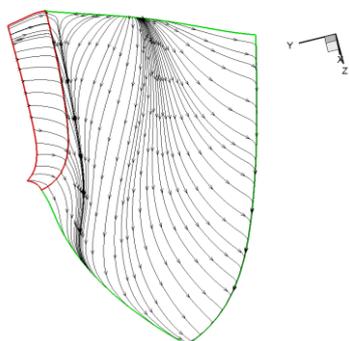


Рис.8 Течение жидкости по рабочей поверхности лопасти рабочего колеса.

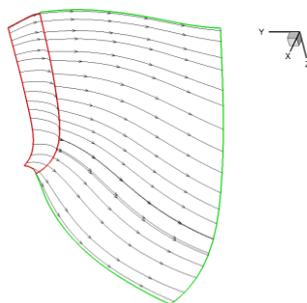


Рис.9 Течение жидкости по тыльной поверхности лопасти рабочего колеса.

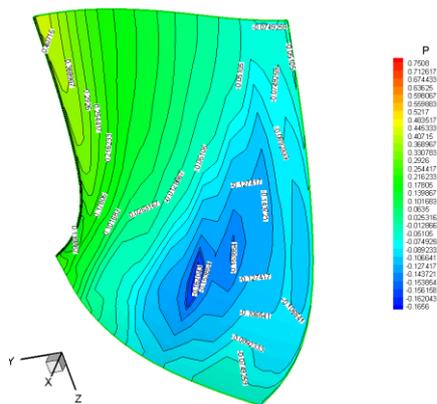


Рис.10 Распределение давления по тыльной поверхности лопасти рабочего колеса

Значение максимального локального критического кавитационного коэффициента турбины для этого режима вблизи выходной кромки составляет 0,166 (рис. 10).

При имеющемся на ГЭС кавитационном коэффициенте станции 0,181 на этом напоре появление кавитации вблизи выходной кромки невозможно.

Конструкция гидротурбины.

Компоновка модернизированного гидротурбинного оборудования выполнена с учетом сохраняемых закладных частей (статора, спиральной камеры и облицовки верхней части колена отсасывающей трубы), а также генератора и здания ГЭС. Исполнение гидроагрегата - вертикальное с опорой подпятника на верхнюю крестовину генератора. Разрез по модернизированной турбине показан на рис.11.

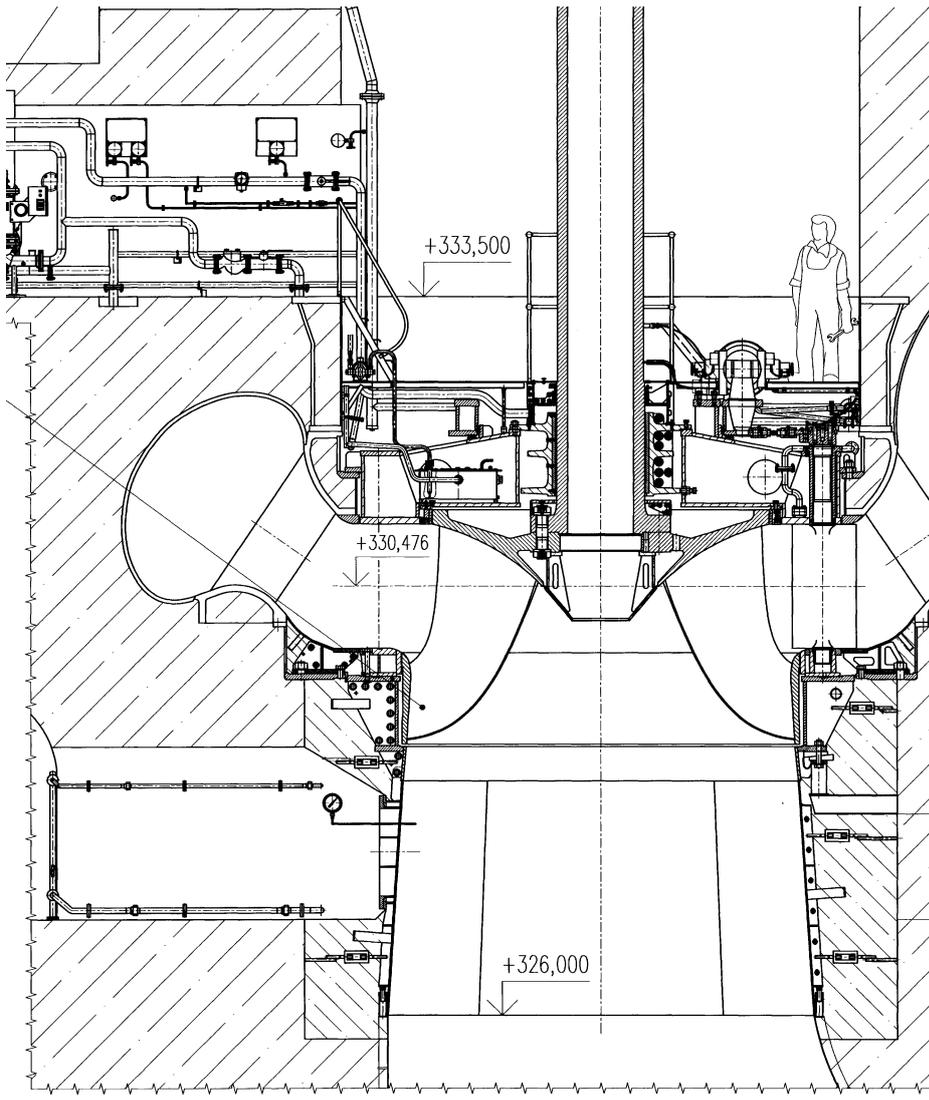


Рис.11 Разрез по модернизированной гидротурбине Бухтарминской ГЭС.

Гидротурбинное оборудование состоит из собственно турбины, содержащей закладные части, рабочие механизмы и вспомогательное оборудование, регулятора и маслonaпорной установки.

Система регулирования состоит из гидромеханической части регулятора ЭГР-МП-60-14 и модернизированной маслonaпорной установки МНУ 4/1-40-12,5-2.

Для защиты гидротурбины от разгона предусмотрена система аварийного закрытия, которая закрывает направляющий аппарат независимо от регулятора в случае неисправности узлов гидроагрегата или самого регулятора.

Новое гидротурбинное оборудование включает в себя следующие узлы:

Закладные части:

- кольцо фундаментное;
- облицовка конуса отсасывающей трубы;
- закладные трубопроводы;
- облицовка шахты турбины.

Рабочие механизмы:

- направляющий аппарат;
- двойные сервомоторы Ø400;
- рабочее колесо;
- вал;
- подшипник направляющий;
- уплотнение вала.

Вспомогательное оборудование:

- трубопроводы системы регулирования, водо- и воздухоснабжения;
- связь обратная;
- установка лекажного агрегата;
- устройство впуска воздуха под рабочее колесо;
- установка монорельсов с таями;
- площадки и лестница в шахте турбины.

Для адаптации к новому рабочему колесу радиально-осевого типа были демонтированы облицовка конуса отсасывающей трубы и камера рабочего колеса, срезан козырек с нижней части верхнего пояса статора. В бетонном блоке была вырублена штроба диаметром 6200 мм для установки новых закладных частей – облицовки конуса отсасывающей трубы и фундаментного кольца, при этом были сохранены старые элементы фундамента – скобы, балки, закладные плиты и выпуски арматуры. Эти элементы использовались для раскрепления в фундаменте новых закладных частей. После установки и раскрепления новые закладные части были обетонированы.

Для обеспечения плавного перехода от существующего статора к новому нижнему кольцу направляющего аппарата между ними установлено переходное кольцо, а для плавного перехода к крышке турбины к верхнему поясу статора закреплено сваркой верхнее кольцо из 8 частей. Полость переходного кольца, примыкающая к статору, заполнена бетоном.

Направляющий аппарат цилиндрический с поворотными лопатками асимметричного профиля. Направляющий аппарат включает в себя крышку турбины, нижнее кольцо, лопатки, регулирующее кольцо, механизм поворота лопаток. Диаметр окружности расположения осей лопаток $D_0 = 4640$ мм, высота направляющего аппарата $b_0 = 1300$ мм, число лопаток $Z_0 = 24$.

Крышка турбины, нижнее и регулирующее кольца выполнены сварными из углеродистой стали. Верхнее неподвижное лабиринтное кольцо крепится к крышке турбины, нижнее- интегрировано в нижнее кольцо направляющего аппарата.

Лопатки – цельнолитые из углеродистой стали.

Поворот лопаток осуществляется двумя сдвоенными сервомоторами, закрепленными на крышке турбины. Усилия от сервомоторов передаются направляющим лопаткам через регулирующее кольцо, серьги, пальцы, накладки и рычаги.

Все поверхности трения в направляющем аппарате: втулки кинематики, опоры рычагов, опоры регулирующего кольца, втулки цапф лопаток выполнены из полимерного материала THORDON и не требуют смазки в процессе эксплуатации. Сопряженные с ними поверхности трения: опорные поверхности регулирующего кольца, рычагов, цапф лопаток, пальцы кинематики выполнены из нержавеющей стали. Защитным элементом в механизме поворота лопаток направляющего аппарата являются срезные пальцы.

Подшипник направляющий выполнен кольцевым на водяной смазке. Вкладыш подшипника состоит из десяти обрешиненных секторов, унифицированных с вкладышами остальных установленных на ГЭС турбинных подшипников.

Успешная эксплуатация модернизированной гидротурбины как в режиме выработки электроэнергии, так и в режиме синхронного компенсатора подтверждает правильность выбранных технических решений.

*Русецкая Г.В. *, Смирнов Л.В. ***

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

*Нижний Новгород, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,

**Нижний Новгород, Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского

При решении технических задач динамики гидравлических систем (ГС) (гидромеханических и теплофизических процессов) энергоемких технических объектов (АЭС, ГЭС, сооружений водо - теплоснабжения и др.) практическую необходимость представляет учет динамических процессов, обусловленных переходными режимами работы центробежных насосов (ЦН) - включением и отключением, а также возможными ава-

рийными режимами, связанными с внезапным отключением приводов, торможением или разгоном ротора насоса. В настоящее время при исследованиях как стационарных, так и нестационарных процессов в ГС влияние динамических процессов в ЦН учитывается с помощью гидравлических характеристик насосов, получаемых обычно экспериментально для стационарных режимов работы.

Для получения математической модели и анализа решений задач динамики ЦН предлагается эффективный способ, основанный на методах аналитической механики. Согласно этому подходу, модель насоса представляется в виде системы уравнений Лагранжа, обобщенных на случай переменных масс. Уравнения неразрывности для узлов в этой модели представляют собой интегрируемые связи обобщенных скоростей, которыми являются расходы жидкости в каналах насоса. С этой целью ЦН рассматривается, как система, состоящая из четырех последовательно соединенных участков: подводный канал, рабочее колесо, отводящий канал и диффузор, обменивающихся в узлах соединения потоками жидкости. Рабочее колесо представляется в виде одинаковых соединенных параллельно вращающихся относительно неподвижной оси $k = 1 \dots K$ каналов. В рассматриваемой системе выделяются две взаимодействующие подсистемы: механическая, связанная с вращением ротора, взаимодействующего с потоком жидкости в рабочем колесе, и гидродинамическая, связанная с движением жидкости в участках. Механическая подсистема характеризуется угловой скоростью ротора $\omega(t)$. Гидродинамическая подсистема характеризуется объемным расходом $Q(t)$ через участки.

Уравнения нестационарных процессов в гидродинамической и механической подсистемах представляются в виде системы уравнений Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} = \Phi_j, j = 1, 2, \quad (1)$$

где q_j и \dot{q}_j - обобщенные координаты и обобщенные скорости системы; Φ_j - обобщенные силы, включающие, кроме обычных обобщенных сил, и дополнительные силы, связанные с потоками масс через границы участков; T - полная кинетическая энергия системы, представляющая собой сумму общей кинетической энергии жидкости на участках гидродинамической подсистемы $T_{гд} = \sum_{i=1}^4 T_i$, и кинетической энергии механической подсистемы $T_M = J\omega^2 / 2$, J - полный момент инерции ротора насоса с учетом соединенных с ним вращающихся элементов механической передачи.

В качестве обобщенных скоростей приняты два физических параметра: расход жидкости через насос $\dot{q}_1 = Q(t)$ и угловая скорость рабо-

чего колеса $\dot{q}_2 = \omega(t)$. Обобщенная сила Φ_1 определяется суммой распределенных по оси потока внешних сил, действующих на жидкость во всех участках, а также дополнительных сил, связанных с изменением материального состава жидкости на границах участков. Обобщенная сила Φ_2 определяется суммой моментов, действующих на ротор насоса.

После формальных преобразований и подстановки выражений для обобщенных сил в систему уравнений (1) получена система двух нелинейных дифференциальных уравнений первого порядка относительно обобщенных скоростей: $Q(t)$ и $\omega(t)$.

На основе составленной модели с помощью разработанного программного комплекса проведен расчет нестационарных процессов в ЦН. Достоверность результатов проверена сравнением расчетных значений переменных для установившихся режимов с экспериментальными данными.

Рыбаков В.Н., Львовский В.А., Шумилин С.А.

**К ОЦЕНКЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АСИНХРОНИЗИРОВАННЫХ
ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ ПРИ РАБОТЕ
НАСОС-ТУРБИНЫ ГАЭС**

Санкт-Петербург, СПбГПУ, ОАО “Ленгидропроект”, ОАО
“Пролетарский завод”

В настоящее время приводом гидравлических агрегатов ГАЭС служат синхронные мотор-генераторы с постоянной частотой вращения ротора в обоих режимах работы. Как правило, ее величина выбирается из условия использования оптимума характеристики насосного режима по КПД. Так как оптимум турбинного режима по характеристике $n_I^{\square} - Q_I^{\square}$ лежит ниже соответствующего оптимума насосного режима по n_I' на 6-8 об/мин и кроме того, величина напора в турбинном режиме работы меньше на величину удвоенных потерь в напорном водоводе, то расхождение между оптимумом насосной характеристики и зоной эксплуатации в турбинном режиме составляет уже 8-10 об/мин, что приводит к снижению КПД в турбинном режиме на 4-4,5 %. В этом случае снижение частоты вращения ротора в генераторном режиме работы позволяет использовать с большей эффективностью характеристику насос-турбины. Кроме того, возможно корректировать также частоту вращения и в насосном режиме, чтобы оставаться

постоянно в оптимальной точке характеристики в процессе эксплуатации гидроагрегата.

Выполним количественную оценку использования асинхронизированного гидрогенератора на примере работающей Загорской ГАЭС. Воспользуемся результатами повторных испытаний проточной части насос-турбины с рабочим колесом ОРО-1146, проведенных в ЦКТИ в 2013 г. Быстроходность проточной части в насосном режиме составляет $n_S=190$. Основные соотношения меридианной проекции проточной части имеют следующие значения $b_2=0,163$ и $D_I=0,72$. В таблице 1 приведены экспериментальные данные при оптимальном открытии НА $a_0=30$ мм. Испытания проведены при частоте вращения $n=600$ об/мин. Диаметр модели рабочего колеса $D_2=0,5$ м.

Таблица 1

	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$H, \text{ м}$	$\eta, \%$	σ	$n_I^\square, \text{ об/мин}$	$Q_I^\square, \text{ м}^3/\text{с}$
1	0,10	13,8	45,0	-	80,7	0,11
2	0,15	12,9	60,0	-	83,5	0,17
3	0,20	12,2	72,0	-	85,9	0,23
4	0,25	12,5	84,0	0,16	84,8	0,28
5	0,30	11,9	89,8	0,09	87,0	0,35
6	0,35	10,6	88,8	0,11	92,1	0,43
7	0,40	9,1	86,0	0,26	99,4	0,53
8	0,42	8,1	82,0	0,42	105,4	0,59
9	0,45	7,4	76,0	0,56	110,3	0,66

На рис.1 представлена насосная характеристика в приведенных величинах $n_I^\square - Q_I^\square$. Используя эти данные, определим основные параметры Q, η, N, H_S в рабочем диапазоне изменения напора для двух вариантов работы гидромашин с постоянной частотой вращения $n=150$ об/мин и с переменной частотой вращения в диапазоне $n=150 - 136$ об/мин, что позволяет использовать оптимум характеристики во всем диапазоне рабочих напоров.

В таблицах 2 и 3 приведены указанные данные, а на рис. 2 и 3 представлены полученные характеристики. Для простоты вычислений при пересчете параметров с модели на натуру пренебрежем поправкой по

n_I^{\square} , а пересчет КПД выполнен по упрощенной формуле фирмы Nohab. При определении $H_S = 10 - \varphi \cdot \sigma \cdot H$, коэффициент запаса φ принят равным 2.

Таблица 2

H , м	n_I^{\square} , об/мин	Q_I^{\square} , м ³ /с	η_M , %	σ	η_H , %	Q , м ³ /с	N , МВт	H_S , м
115	88,1	0,35	89,8	0,09	93	148,7	180,4	-10,7
105	92,2	0,43	88,4	0,11	92	174,9	195,8	-9
95	96,7	0,5	87,5	0,16	91,2	193,4	197,5	-20

Таблица 3

H , м	n , об/мин	n_I^{\square} , об/мин	Q_I^{\square} , м ³ /с	η_M , %	σ	η_H , %	Q , м ³ /с	N , МВт	H_S , м
115	150	88,1	0,35	89,8	0,09	93	148,7	180,4	-10,7
105	143,3	88,1	0,35	89,8	0,11	93	142,4	157,7	-8,9
95	136,3	88,1	0,35	89,8	0,16	93	135,4	135,7	-7,1

Из представленных рабочих характеристик насосного режима следует, что в первом варианте при постоянной частоте вращения ротора процесс заполнения верхнего водохранилища начинается с большей величины подачи, а во втором варианте процесс аккумуляирования начинается с меньшей величины подачи, так как гидроагрегат начинает работать при меньшей частоте вращения, находясь на изогональном режиме с максимальным значением КПД.

Среднее значение производительности гидромашины для первого варианта составляет $Q_{CP}=172,3$ м³/с. Если продолжительность ночного провала принять за 7 часов, то величина рабочего объема водохранилища при работе 6 агрегатов будет равна $V=Q_{CP} \cdot 7 \cdot 3600 \cdot 6=26$ млн.м³.

Средняя мощность агрегата составляет $N_{CP}=191,2$ МВт. Тогда потребляемая электрическая мощность за период работы в насосном режиме достигнет $\Sigma N=191,2 \cdot 7 \cdot 6=8030$ МВт·час.

Для второго варианта соответствующие параметры составили $Q_{CP}=142,2$ м³/с, $N_{CP}=156,0$ МВт. Заданный объем водохранилища будет заполнен за время $T=V/(Q_{CP} \cdot 3600 \cdot 6)=8,5$ час.

Тогда потребляемая мощность в процессе аккумуляирования составит $\Sigma N=156,0 \cdot 8,5 \cdot 6=7956$ МВт·час.

Таким образом, несмотря на увеличение продолжительности работы гидроагрегата с 7 часов до 8,5 часов экономия электроэнергии достигнет 74 МВт ежедневно для одного цикла работы. Кроме того, эксплуатация гидроагрегата в насосном режиме с переменной частотой вращения ротора позволяет значительно сократить необходимую величину заглубления H_S при минимальном значении напора, что должно учитываться при оценке стоимости строительных затрат.

Рассмотрим далее аналогичные вопросы при работе в турбинном режиме, используя для этого универсальную характеристику, представленную на рис. 4. На ней же пунктиром нанесена напорная характеристика при открытии $a_0 = 30$ мм с оптимальными параметрами $Q_I^{\square} = 0,35$ м³/с и $n_I^{\square} = 87$ об/мин. Оптимум характеристики в турбинном режиме составляет $Q_I^{\square} = 0,4$ м³/с, $n_I^{\square} = 80$ об/мин и $\eta = 90,2$ % при $a_0 = 31$ мм. Рассмотрим интересующие нас параметры Q , η и N вдоль линии 95 % $N_{ПР}$.

Как следует из таблицы 4 при работе по линии 95% $N_{ПР}$ прирост вырабатываемой мощности ощутим только при минимальных напорах за счет увеличения КПД на 1,4 -2,8 -3,5% при снижении частоты вращения на 5, 10 и 15 % соответственно. При этом расход через турбину незначительно уменьшается в соответствии с трендом линии 95 % $N_{ПР}$.

Таблица 4

$H, \text{ м}$	$n_I^{\square}, \text{ об/мин}$	$Q_I^{\square}, \text{ м}^3/\text{с}$	$\eta_M, \%$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$\eta_H, \%$	$N, \text{ МВт}$
$n=150,0 \text{ об/мин}$						
110	90,1	0,45	88	187,3	91,6	185,1
100	94,5	0,46	86,5	180,6	90,5	160,3
90	99,6	0,45	84	169,4	88,8	132,8
$n=142,8 \text{ об/мин}$						
110	85,8	0,45	89	185,2	92,3	184,5
100	89,6	0,45	88	178,6	91,6	160,5
90	94,8	0,45	86	169,4	90,2	134,9
$n=136,4 \text{ об/мин}$						
110	81,9	0,44	89,5	183,1	92,7	183,2
100	85,9	0,45	89	176,6	92,3	159,9
90	90,6	0,45	88	160,6	91,6	137
$n=130,5 \text{ об/мин}$						
110	78,4	0,44	89,5	183,1	92,7	183,2
100	82,2	0,44	89,2	174,6	92,4	158,3
90	86,6	0,45	89	167,6	92,3	136,6

Время работы гидроагрегата в турбинном режиме при полной сработке объема водохранилища незначительно увеличивается, а величина дополнительной выработки электроэнергии достигает от 70 до 139 МВт·час за один период цикла в зависимости от величины снижения частоты вращения ротора, как это следует из представленных данных по таблице 5.

Таблица 5

Вариант	$n, \text{ об/мин}$	$Q_{CP}, \text{ м}^3/\text{с}$	$N_{CP}, \text{ МВт}$	$T, \text{ час}$	$\Sigma N, \text{ МВт}\cdot\text{час}$	$\Delta N, \text{ МВт}\cdot\text{час}$
исходный	150,0	179,1	159,4	6,72	6427	0
1	142,8	177,3	159,9	6,77	6497	70
2	136,4	176,3	160,0	6,82	6547	120
3	130,5	175,1	159,3	6,87	6566	139

Таким образом, использование асинхронизированного мотор-генератора при работе насос-турбины ГАЭС позволяет повысить энергетическую эффективность эксплуатируемого оборудования как в насосном, так и в турбинном режимах. В насосном режиме не исключена возможность при правильном выборе частоты вращения снизить величину заглубления гидромашины. Окончательное решение может быть составлено на основе материалов экспериментальных исследований конкретного объекта.

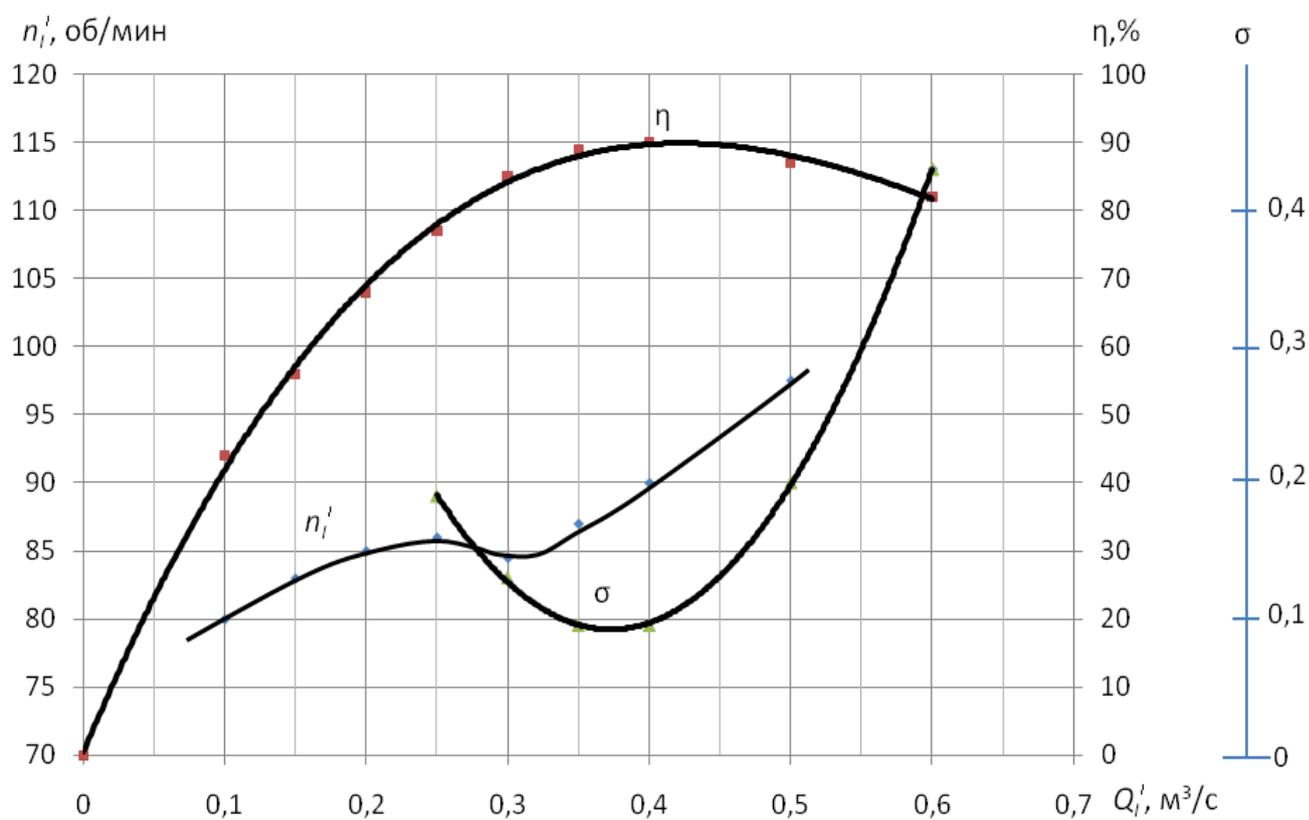


Рис. 1. Рабочая характеристика ОРО-1146, $a_0=30$ мм

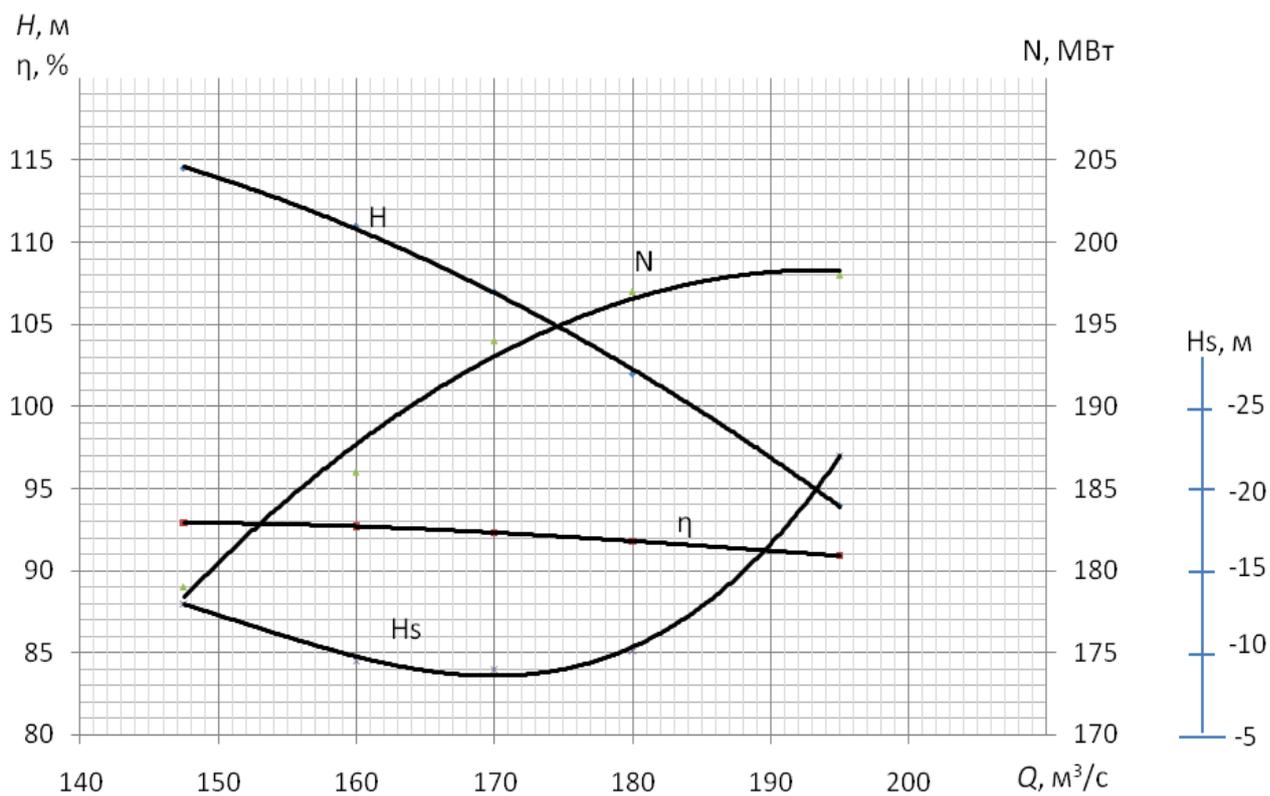


Рис. 2. Эксплуатационная характеристика ОРО-1146,
 $D=6,3\text{м}$, $n=150$ об/мин, $a_0=378$ мм

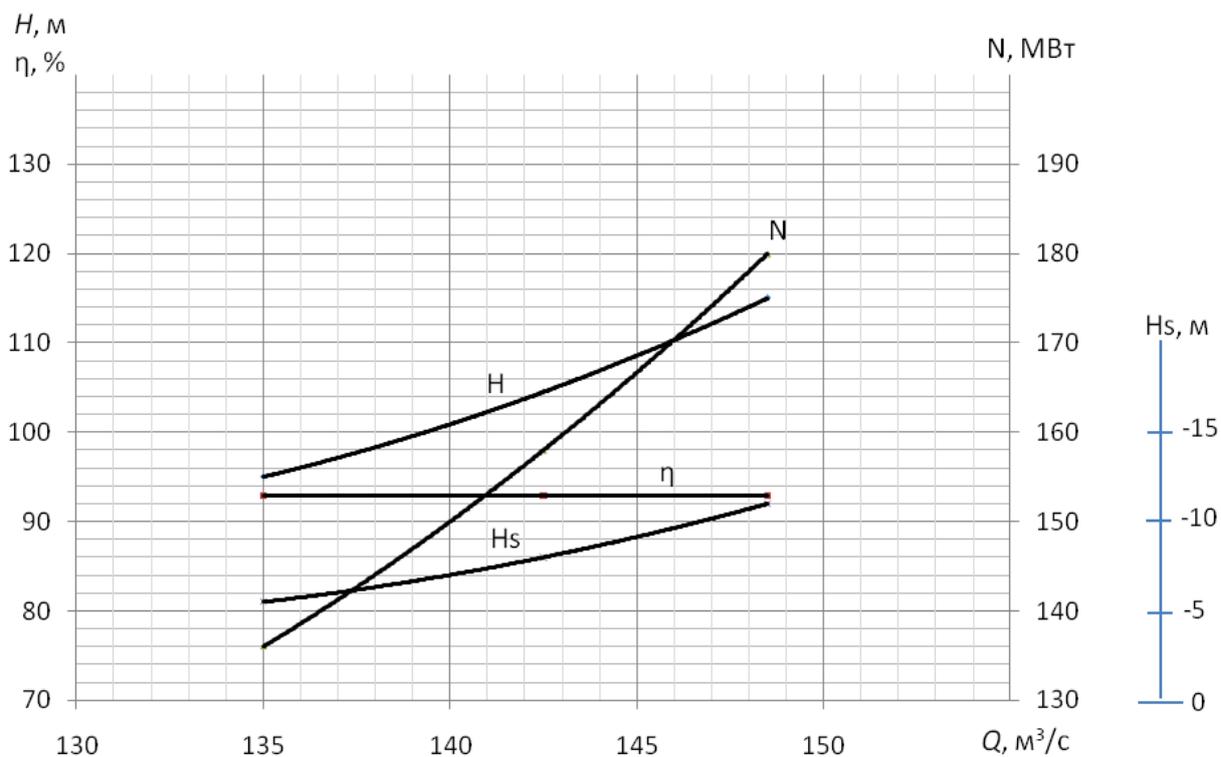


Рис. 3. Эксплуатационная характеристика ОРО-1146,
 $D=6,3\text{м}$, $n=Var=150\div 136$ об/мин

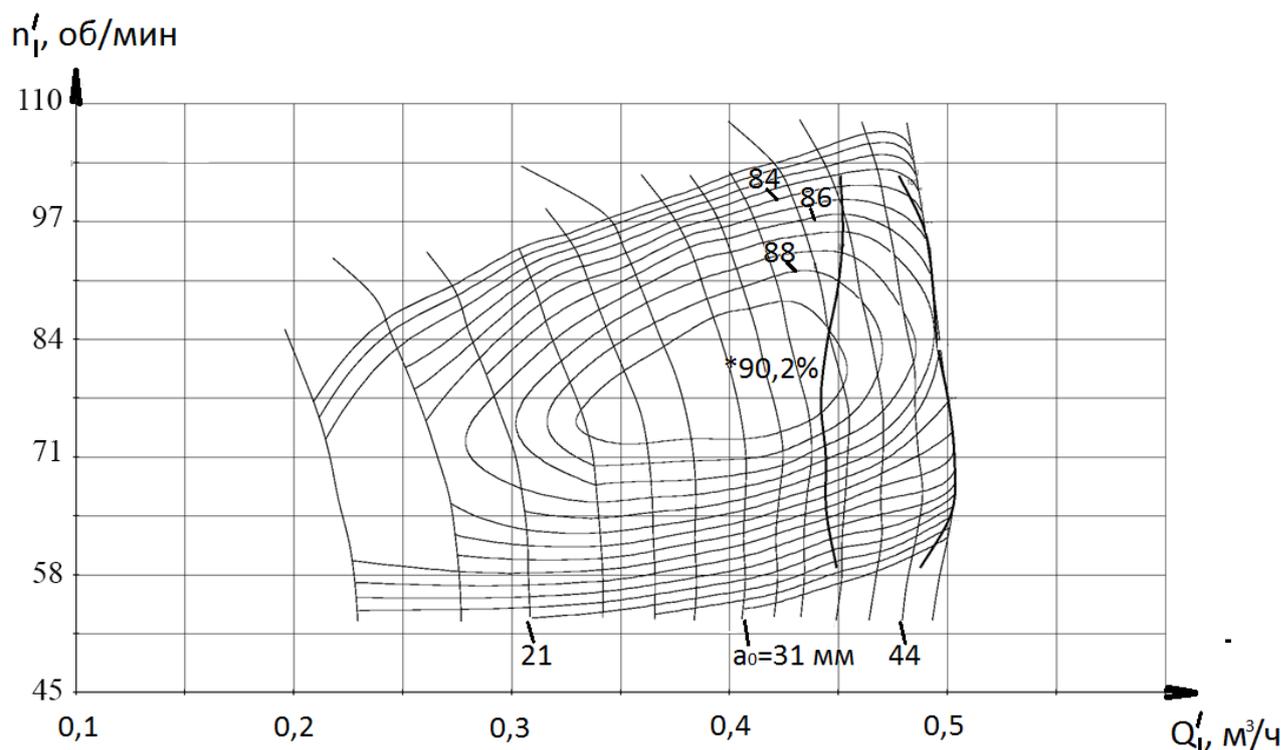


Рис. 4. Универсальная характеристика ОРО-1146, турбинный режим

Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю.

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОДВОДА НА ПРОГНОЗНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО НАСОСА НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

г.Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский политехнический
университет, ОАО ЦКБМ

Проведены расчетные исследования осевого насоса (ОН) низкой быстроходности. Для оценки энергокавитационных качеств насоса и доводки его проточной части применялись современные трехмерные 3D-методы вычислительной гидродинамики с использованием программного комплекса *Ansys CFX 14.5*.

Проверка соответствия прогнозных расчетных характеристик лопастной системы заданным по ТЗ, осуществляется путем проведения испытаний моделей насосов на стендах. Стенд для испытаний насоса на

рабочей жидкости имеет не осевой подвод, а представляет собой бочкообразную трубу с боковым подводом (рис. 1).

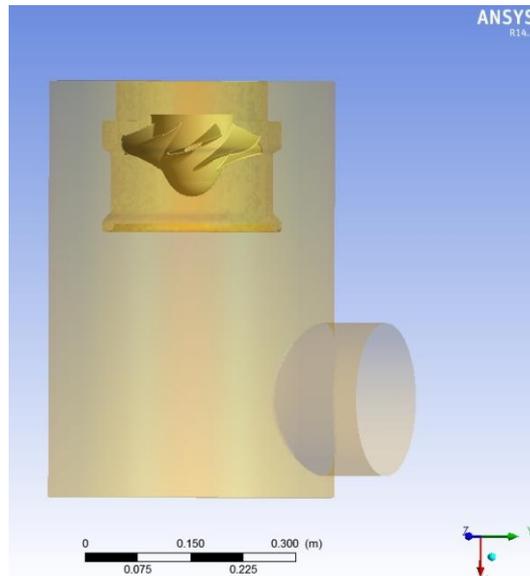


Рис.1. Входной участок стенда для испытаний ОН на натурной жидкости

Необходима расчетная оценка степени влияния элементов подвода проточного тракта стенда на интегральные параметры и поля скоростей исследуемой модели осевого насоса. Это повысит точность прогнозирования характеристик насоса.

С помощью программного комплекса *SolidWorks* были построены расчетные области для моделирования пространственного течения с несколькими вариантами подводов:

1. Осевой подвод рабочей жидкости в виде короткого конфузора;
2. Осевой подвод в виде трубы длиной $L_{под} = 2D_{РК}$;
3. Осевой подвод в виде трубы длиной $L_{под} = 4D_{РК}$;
4. Боковой подвод, соответствующий рис.1.
5. Боковой подвод с полноразмерной расчетной моделью (рис.2).

В вариантах 1-4 расчетная область рабочего колеса (РК) и выправляющего аппарата (ВА) включала в себя только один межлопастной канал. Тем самым предполагалось, что течение в РК и ВА осесимметричное и установившееся, следовательно, в других каналах оно периодически повторяется. Данный подход позволяет экономить вычислительные ресурсы и дает возможность использовать для расчета течения в отдельном канале достаточно густую расчетную сетку.

Пятый вариант расчетной области представлял собой полноразмерную модель зоны течения в РК и ВА. Для данной модели общее количество элементов расчетной сетки насоса увеличилось, по сравнению моделями с периодичностью (4 млн. элементов) и составило ~8,3 млн. Од-

нако для обеспечения более экономичных (с точки зрения затрат вычислительных ресурсов и времени) расчетов сетка для полноразмерной модели была загружена.

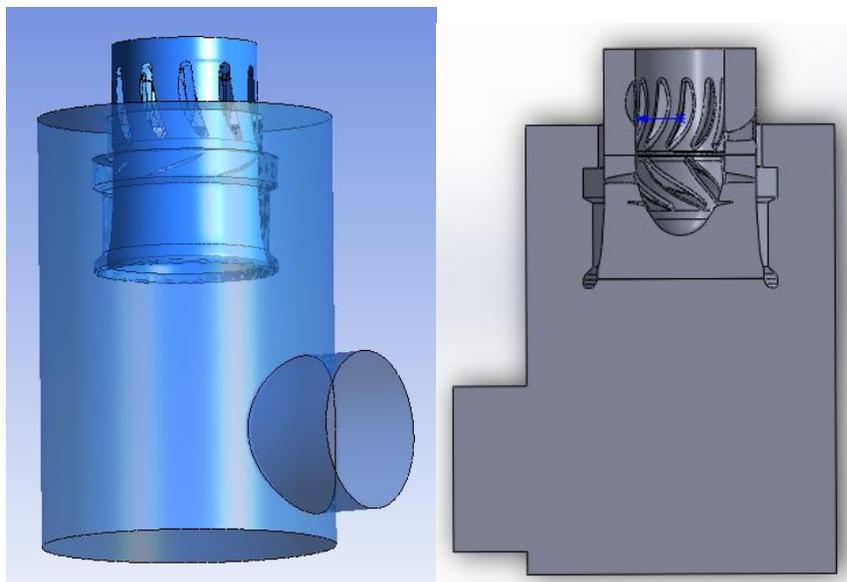


Рис. 2. Полноразмерная расчетная модель

По результатам численных расчетов были построены напорные и энергетические характеристики насоса с различными вариантами подвода (рис. 3,4).

Из результатов проведенных расчетных исследований следует, что наличие в проточной части ступени не осевого подвода приводит для модели с периодичностью к существенному западанию напорной характеристики на малых подачах, что связано с неравномерностью полей скоростей на входе в насос.

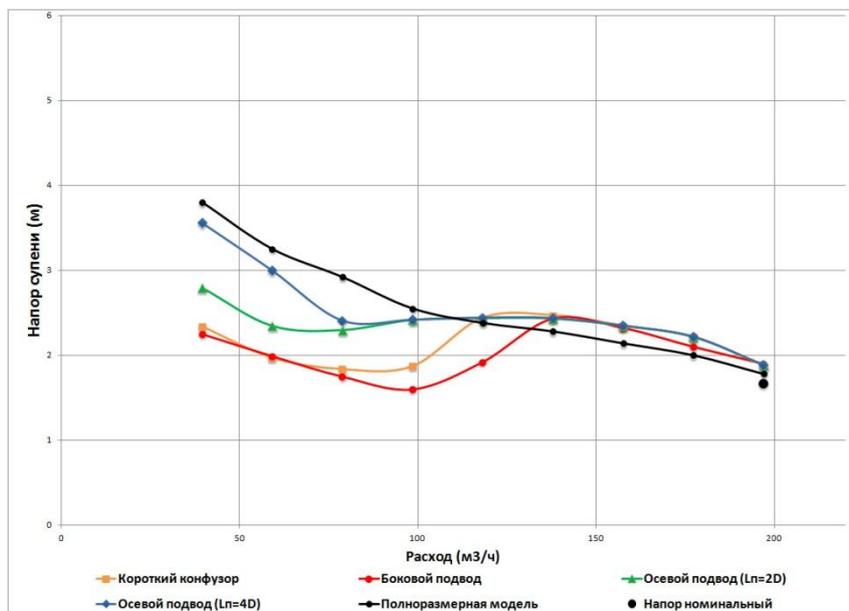


Рис. 3. Напорные характеристики насоса

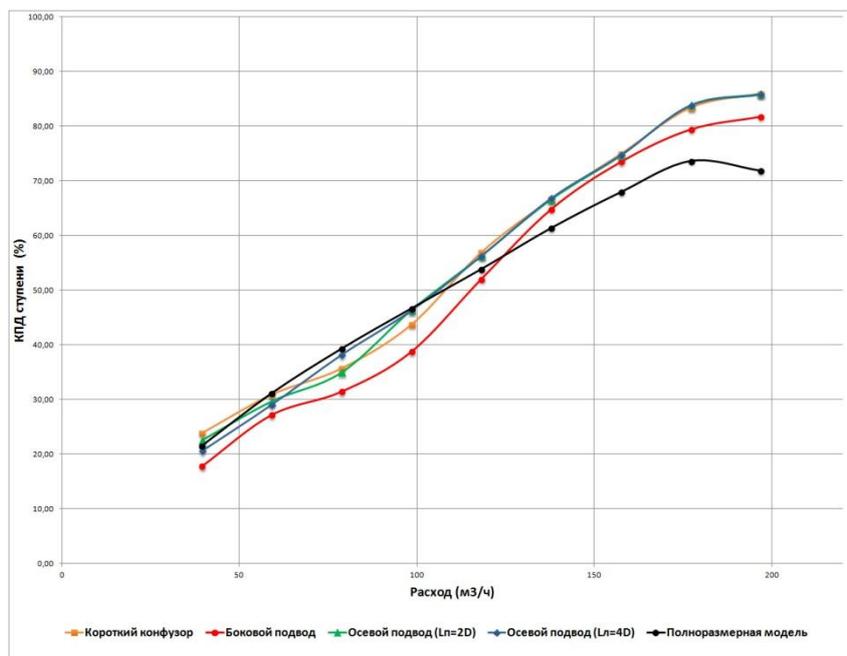


Рис. 4. КПД насоса

Расчет показывает, что использование расчетной модели с периодичностью является неоправданным в случае не осевого подвода жидкости к рабочему колесу. Для полноразмерной модели на режимах $\bar{Q}_{опт} = 0,6 \div 1$ имеет место некоторое снижение напора, что связано с заглублением расчетной сетки. Окончательные выводы будут сделаны после сравнения прогнозных характеристик с результатами экспериментальных исследований проточной части.

Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ БАНДАЖА И ЗАЗОРА НА ПРОГНОЗНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО НАСОСА НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

г. Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский политехнический
университет, ОАО ЦКБМ

Предметом исследования является проточная часть модели главного циркуляционного насосного агрегата (ГЦНА). Спроектированный натуральный насос имеет диаметр рабочего колеса (РК) $D_{pk} = 750 \text{ мм}$, коэффициент быстроходности $n_s = 580$, коэффициент подачи $K_Q = 0,454$, коэффициент напора $K_H = 0,155$, $Z_{pk}=6$, $Z_{BA}=11$.

Расчет и проектирование лопастных систем рабочего колеса и выправляющего аппарата выполнялись с использованием методики расчета лопастных систем осевых насосов и программного комплекса «САПР ЛС», с помощью которого производилось последовательное выполнение прямых гидравлических расчетов до обеспечения требуемых характеристик потока рабочей жидкости. Для проведения расчетов по 3D-методу использовался программный комплекс *Ansys CFX 14.5*.

Для подтверждения эффективности работы спроектированного насоса, сравнения расчетных и экспериментальных характеристик, проверки соответствия напора лопастной системы заданному значению на расчетном режиме работы, исследованию кинематики потока перед его поступлением на лопатки рабочего колеса и выправляющего аппарата необходимо проведение испытаний моделей насосов на стендах. Такие исследования проводятся на воде на стенде для испытаний насосов в ОАО ЦКБМ.

Модельная проточная часть с диаметром РК $D_{pk} = 270 \text{ мм}$ получена на основе теоретических чертежей лопастной системы рабочего колеса и выпрямляющего аппарата (ВА) натурального насоса.

Коэффициент линейного подобия для $D_{pk} = 270 \text{ мм}$ составляет:

$$\lambda = \frac{D_{PK,м}}{D_{PK,н}} = \frac{270}{750} = 0,36.$$

На рис.1 показан разрез участка водяного стенда с моделью насоса $D_{pk} = 270 \text{ мм}$. Между ободом и камерой РК присутствует зазор (рис.2), величина которого составляет $\delta = 1,5 \text{ мм}$. Наличие такого зазора может оказывать существенное влияние на поток жидкости в проточной части и значения интегральных параметров.

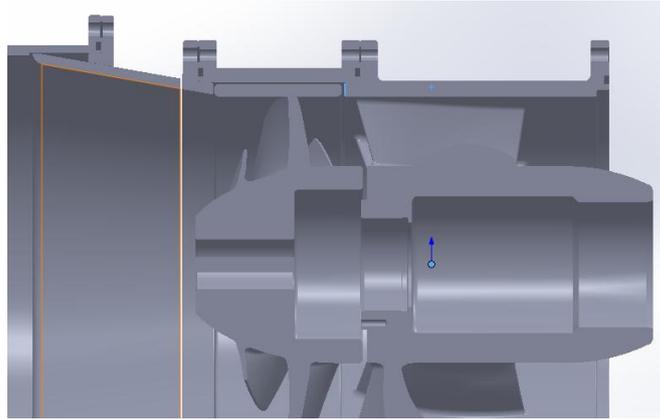


Рис. 1. Разрез экспериментального стенда

Для оценки влияния данного зазора на интегральные характеристики насоса в программном комплексе SolidWorks было произведено построение расчётных областей для моделирования пространственного вязкого течения.

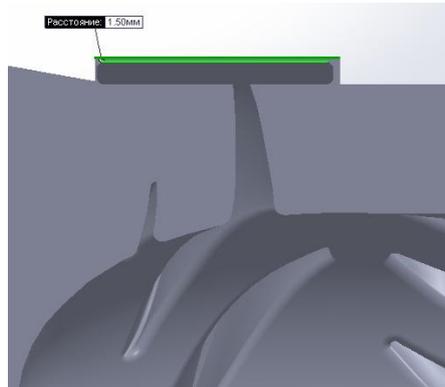


Рис. 2. Расчетная область с зазором

В программном комплексе *ANSYS CFX 14.5* были проведены гидродинамические расчеты 3-х моделей проточной части:

1. модель без учета наличия у РК обода (бандажа) РК;
2. модель с учетом наличия бандажа РК;
3. модель с учетом наличия у РК бандажа и зазора $\delta = 1,5 \text{ мм}$ между ободом и камерой РК.

На рис. 3,4 показаны напорные и энергетические характеристики модельного насоса с $D_{рк} = 270 \text{ мм}$, полученные по результатам численных расчетов в программном комплексе *Ansys CFX 14.5* и эксперимента, проведенного на стенде ЦКБМ.

Из проведенных исследований можно сделать вывод, что наличие зазора оказывает существенное влияние на поток рабочей жидкости в проточной части насоса. При величине зазора $\delta = 1,5 \text{ мм}$ происходит снижение напора в зависимости от режима на величину $8 \div 23\%$, и уменьшение КПД, соответственно на $2 \div 10\%$.

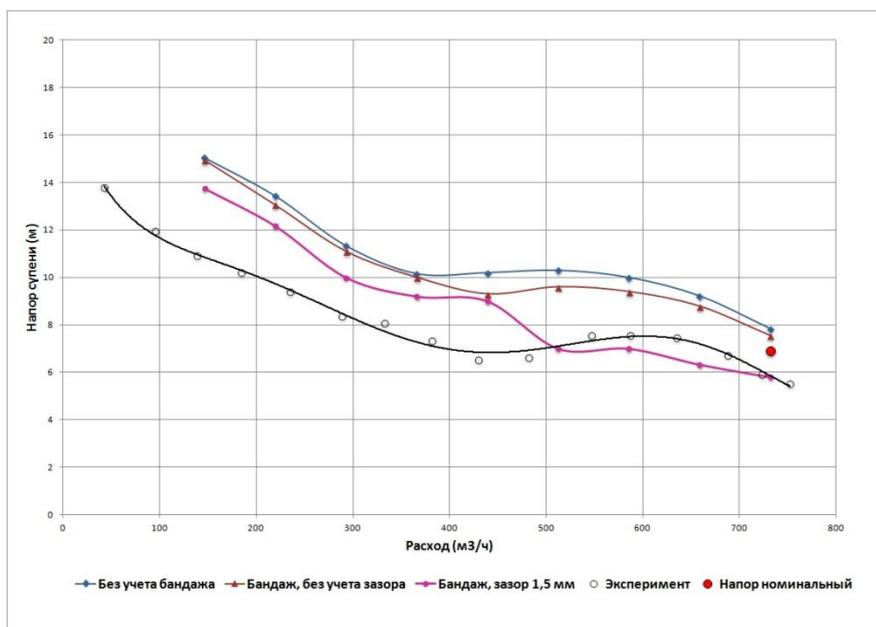


Рис. 3. Напорные характеристики модели насоса

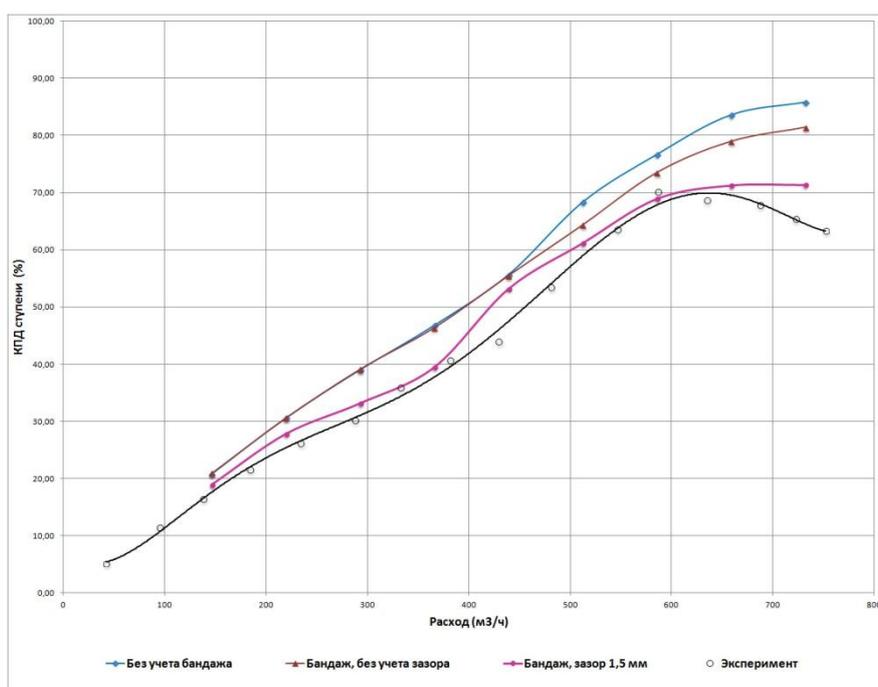


Рис. 4. Характеристики КПД модели насоса

Такое значительное влияние утечек на характеристики насоса объясняется тем, что весь расход утечки поступает на вход периферийного сечения рабочего колеса, которое оказывает наиболее существенное влияние на формирование напора насоса.

Таким образом, при конструировании проточной части ГНЦА следует стремиться к уменьшению величины радиального зазора между

бандажом РК и корпусом до величины, используемой в подобных насосах ($\delta \leq 0,001 \cdot D_{PK}$), то есть $\delta \leq 0,3$ мм.

Семенов Г. А., Варламов А. А.

ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОТУРБИНЫ ОРТОГОНАЛЬНОГО ТИПА

Санкт-Петербург, ОАО “Силовые машины” Филиал “Ленинградский
Металлический завод”

В настоящее время, как у нас в России, так и во многих других странах, к числу актуальных относят проблему использования нетрадиционных источников энергии, таких как гидравлическая энергия колебаний уровня (волн) и приливных течений (приливов и отливов) водных бассейнов, строительства приливные электростанции (ПЭС). В нашей стране к числу перспективных относят такие ПЭС, как:

Мезенская в Мезенском заливе Белого моря,
Кольская в Ивановском заливе Баренцева моря,
Тугурской в Тугурском заливе Охотского моря.

В качестве альтернативы эксплуатируемым на действующих электростанциях капсульным, шахтным агрегатам к применению на новых ПЭС предлагаются ортогональные гидромашины [1]. В частности, согласно проекту сооружения на одной из самых мощных - Тугурской ПЭС, предполагается установить 157 двухъярусных блоков из 10 ортогональных агрегатов в каждом с диаметром рабочего колеса гидромашин 5 м мощностью около 3 МВт. Всего 1570 ортогональных гидромашин, вместо 420 капсульных гидроагрегатов мощностью около 16.2 МВт с диаметром рабочего колеса 10 м [2]. Такая проработка проекта ставит задачу глубокого изучения и совершенствования новых типов гидромашин для ПЭС, какими являются ортогональные турбины.

Ортогональная турбина (ОРТ) – двукратная, поперечно-струйная, реактивная турбина, работающая по принципу ротора Дарье (Darrieus).

Ротор Дарье может располагаться как в свободном потоке, что реализуется в ветроэнергетических установках, так и в закрытом водоводе - при применении его в качестве гидроагрегатов плотинных ГЭС или ПЭС.

Исследования ортогональных турбин проводились в начале 80 годов XX века в Канаде, Японии.

Несколько позже исследования таких турбин стали проводиться в НИИ Московского института «Гидропроект» - в настоящее время ОАО «НИИЭС». Результаты выполненных этими специалистами расчетных и экспериментальных исследований: сначала на опытных образцах с диаметром рабочего колеса турбин 0.25 и 0.86 м, затем на опытных же, но крупноразмерных турбинах с диаметром рабочего колеса 2.5 и 5.0 м на Кислогубской ПЭС, полученные исследователями при натурных испытаниях достаточно высокие КПД, **64 - 71%**, вместе с относительно простой конструкцией ортогональной турбины послужили основанием для рекомендаций к их широкому применению на ГЭС и ПЭС [1,3].

Большой комплекс работ по проектированию гидромашин различных типов и их расчетным исследованиям применительно к Малой Мезенской ПЭС был проведен и на филиале ОАО «Силовые машины» «Ленинградский металлический завод». Результаты конструктивных проработок ортогональной, капсульной и шахтной турбин, включая технико-экономические сравнение рассмотренных вариантов для этой ПЭС, представлены в [4], расчетных исследований - в [5,6]

За базовый вариант для проведения расчетных и проектных работ ортогональной турбины была принята компоновка с элементами проточной части, предложенными ОАО «НИИЭС».

Основными элементами проточной части ОРТ являются: подводная камера (подвод), рабочее колесо (РК), отводящая камера (отвод). Рабочее колесо состоит из камеры РК и собственно рабочего колеса (ротора) с лопастями. Ротор турбины составляет одно целое с валом, на котором жестко размещается ряд дисков с радиальными кронштейнами – «стойками» или «спицами», служащими для жесткого крепления на них лопастей. Рассматривались варианты выполнения ротора с прямолинейными лопастями, расположенными параллельно оси турбины и имеющими в поперечном сечении постоянные по длине лопасти крыловидные профили. Принята компоновка неподвижного соединения лопастей со стойками, с расположением профилей по касательной к круговой трассе ее движения относительно вертикальной оси.

Тип турбины – горизонтальная с вертикальной осью вращения ротора.

Диаметр рабочего колеса (D_1) равен 5,0 м; высота РК в одноярусном исполнении (L) – 7,5 м. Длина проточной части турбины составляет 43,6 м ($8,72 D_1$). Входное и выходное сечения выполнены высотой 9 м ($1,8 D_1$), шириной 7,5 м ($1,5 D_1$). Сечение турбинной камеры имеет высоту 7,5 м, ширину 6,4 м. Рассматривались варианты рабочего колеса, отличающегося как числом лопастей (от 3 до 12), так и формой профиля.

За исходный вариант были приняты лопасти в виде слабоизогнутого профиля типа NASA 0024 (относительной толщины 24%).

Камера рабочего колеса имела два выступа, называемых дефлекторами.

В подводе со стороны моря установлен жалюзийный затвор.

Жалюзийный затвор или запорный орган, служащий для перекрытия проточной части, остановки и пуска турбины, имел 8 прямолинейных лопаток длиной 7,5 м симметричного профиля. Затвор спроектирован на условия обеспечения оперативного управления при рабочих напорах нетто до 3,5 м [5,6].

Турбина предназначалась для работы при рабочих напорах 1.3 - 3.5 м с максимальной мощностью 3.53 МВт в одноярусном исполнении и 7.06 МВт - в двухъярусном исполнении, когда две установленные одна над другой турбины имеют общий вал, соединяемый с валом генератора.

Предусматривались режимы эксплуатации: прямой и обратный турбинные, прямой и обратный пропуски воды. Частота вращения турбины – переменная (29...46 мин⁻¹).

Общий вид гидротурбины представлен на рис. 1.

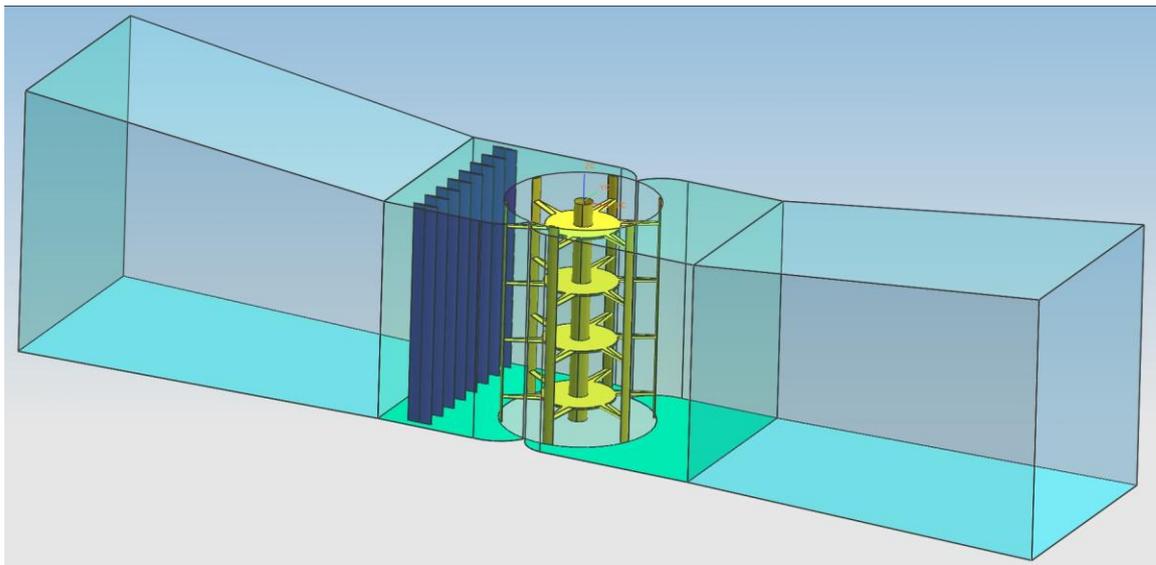


Рис. 1. Ортогональная гидротурбина

Аналог такой турбины мог рассматриваться как вариант установки на Тугурской ПЭС.

В более поздних проработках ЛМЗ ортогональной турбины диапазон напоров был расширен до 5 м при принятом расчетном напоре 4 м.

Расчетные исследования – «численные эксперименты» проводились на трехмерных и двумерных численных моделях несжимаемой жидкости, турбулентного течения в нестационарной постановке (Fluent-6.3). В рамках используемой модели, решалась прямая задача. Целью исследований было подтверждение возможности получения требуемой мощно-

сти и КПД и его дальнейшего повышения за счет отработки элементов проточной части.

В трехмерной модели расчетная область включала всю проточную часть гидротурбины. Проточная часть представляет собой подводный канал с небольшим сужением около рабочего колеса в плане, сужением по вертикали по длине от входа до рабочего колеса и расширением от рабочего колеса до выхода турбины, в которой расположены движущиеся по окружности лопасти; для двумерной модели – это срединное по высоте сечение трёхмерной области плоскостью. Исследования проводились для одноярусной турбины с вертикальным валом - осью. Подробное описание методики проведения данных работ приведено в [5].

Выполненные на первом этапе расчеты ОРТ с 6-ти лопастным рабочим колесом показали близкие результаты при использовании трех и двухмерной моделей, что и позволило сделать вывод о **возможности проведения дальнейших работ в более простой двумерной постановке**, не требующей чрезмерных затрат времени.

Вторым, не менее важным было решение вопроса о выборе величины шага интегрирования по времени уравнений численной модели. Расчеты показали, что в случае использования теоретически обоснованного шага по времени, значения КПД и крутящего момента на колесе примерно в 1.43 раза выше по сравнению с результатами расчета, полученными при применении «загрубленного» шага по времени. К сожалению, использование теоретически обоснованного шага по времени требует существенно больших затрат машинного времени для выполнения даже одного численного эксперимента, хотя и дающего результаты, которые можно считать более достоверными. В дальнейшем это учитывалось при анализе и сопоставлении результатов, полученных разными **методами** расчетов, введением поправочного коэффициента.

На турбине с 6-ю лопастным рабочим колесом диаметром 5 м при расчете ускоренным методом был получен максимальный КПД 47.93 % - в двумерной и 48.66 % - в трехмерной постановке и соответственно **69.2** и **69.0** % - при расчетах с теоретически обоснованным шагом по времени. Последние значения и принимались за достоверные для исследуемого режима при напоре 1.9 м, расходе $135.7 \text{ м}^3/\text{с}$ и частоте вращения 45 мин^{-1} .

Эти значения являлись базовыми при дальнейших исследованиях по отысканию возможностей повышения КПД за счет изменения частоты вращения, отыскания оптимального числа лопастей и отработки элементов проточной части. Расчеты проводились **в двумерной постановке по ускоренной методике с «загрубленным» шагом по времени.**

При отыскании оптимальной частоты вращения (частоты изменялись через $2.5\text{-}5 \text{ мин}^{-1}$) было получено, что для исходного варианта про-

точной части ортогональной турбины оптимальным режимом – режимом с максимальным КПД, является режим при частоте вращения 40 мин^{-1} и напоре 1.16 м. Максимальный КПД составил 50.97 % (повысился на 3.3 %). С учетом ранее введенного обоснованного поправочного коэффициента, равного 1,43, максимальный КПД составит 72,9% [5].

Результаты серии проведенных расчетов, которые выполнялись в двумерной постановке, показали:

1. На роторе Дарье в свободном потоке при одинаковых скоростях набегающего потока создаваемый крутящий момент составляет примерно около 30 % от крутящего момента на РК ортогональной турбины в кожухе .

3. Наибольшая эффективность получена в случае применения ортогонального РК в камере с дефлектором. Показано существенное влияние формы дефлектора на создание крутящего момента на валу турбины. Для турбины с дефлектором получен расчетный КПД 50,97 % в режиме при напоре $H = 1.16 \text{ м}$ при оптимальной частоте вращения [5].

Дальнейшего существенного повышения КПД в этой серии исследований получено не было.

Несколько более оптимистические результаты получены при исследованиях второго этапа по отработке очертаний камеры рабочего колеса с дефлектором, применению различного числа лопастей. Кроме того исследовалось влияние различных типов профилей лопасти.

а) Исследования очертаний камеры РК с дефлектором (варианты проточной части).

Рассмотрены 3 варианта проточной части, отличающиеся очертаниями камеры и дефлектора. В одном из рассмотренных вариантов на 6-лопастном РК, представленном на рис.2, достигнут КПД равный **53.22 %** при частоте вращения 70 мин^{-1} , напоре 4 м и расходе $208 \text{ м}^3/\text{с}$. Зависимости КПД (η) гидротурбины от приведенного расхода (Q_{11}) для этой и других гидротурбин представлены на рис.3.

При расчете с малым шагом по времени при частоте вращения 70 мин^{-1} , напоре 4 м и расходе $192 \text{ м}^3/\text{с}$ величина КПД составила 72% .

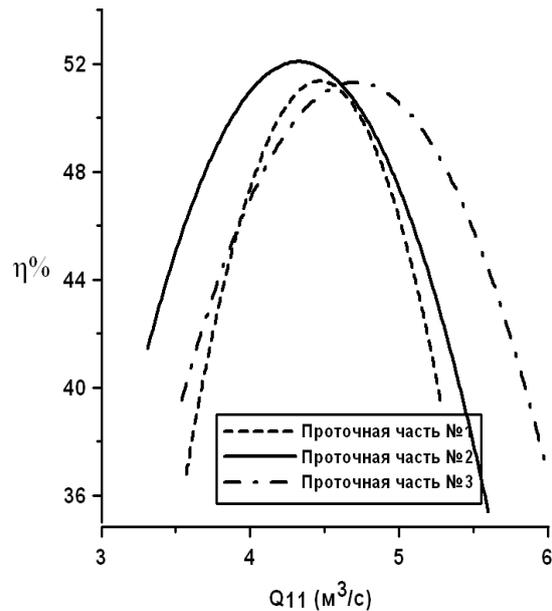
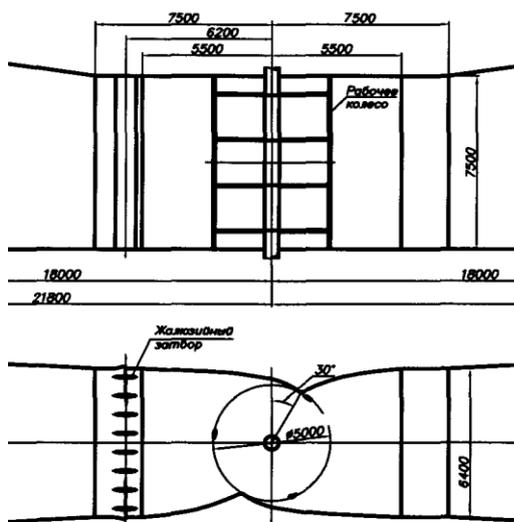


Рис. 2. Вариант проточной части Рис. 3 . Зависимости КПД от расхода

б) Исследования рабочих колес с разным числом лопастей

С целью отыскания возможностей повышения КПД были проведены исследования с рабочими колесами, имеющими разное число лопастей. Проведена серия расчетов с рабочими колесами, имеющими 3, 6 и 12 лопастей одинаковой длины и с одинаковыми профилями положительной кривизны. Зависимости КПД от приведенных расхода и оборотов для этой серии ортогональных гидротурбин, отличающихся числом лопастей, представлены на рис. 4.

Расчетные исследования подтвердили зависимость КПД и быстроходности от числа лопастей.

Наибольшую быстроходность [$n_s = 3.65n_{11}\sqrt{Q_{11}\eta}$] имеет трехлопастная турбина (1456 мин⁻¹), но она имеет и более низкий КПД: снижение КПД составило более 15% в сравнении с 6-ти лопастной турбиной, быстроходность которой составила 944 мин⁻¹.

12-ти лопастная турбина имеет относительно низкую быстроходность 594 мин⁻¹ и более высокий КПД.

Максимальный КПД турбины с 12 лопастным РК составил **54.64%** в режиме с напором 4 м, при расходе 155.1 м³/с, частоте вращения 50 мин⁻¹. При применении методики расчета с малым шагом по времени при частоте вращения 50 мин⁻¹, напоре 4 м и расходе 146.5 м³/с величина КПД равнялась **74%**.

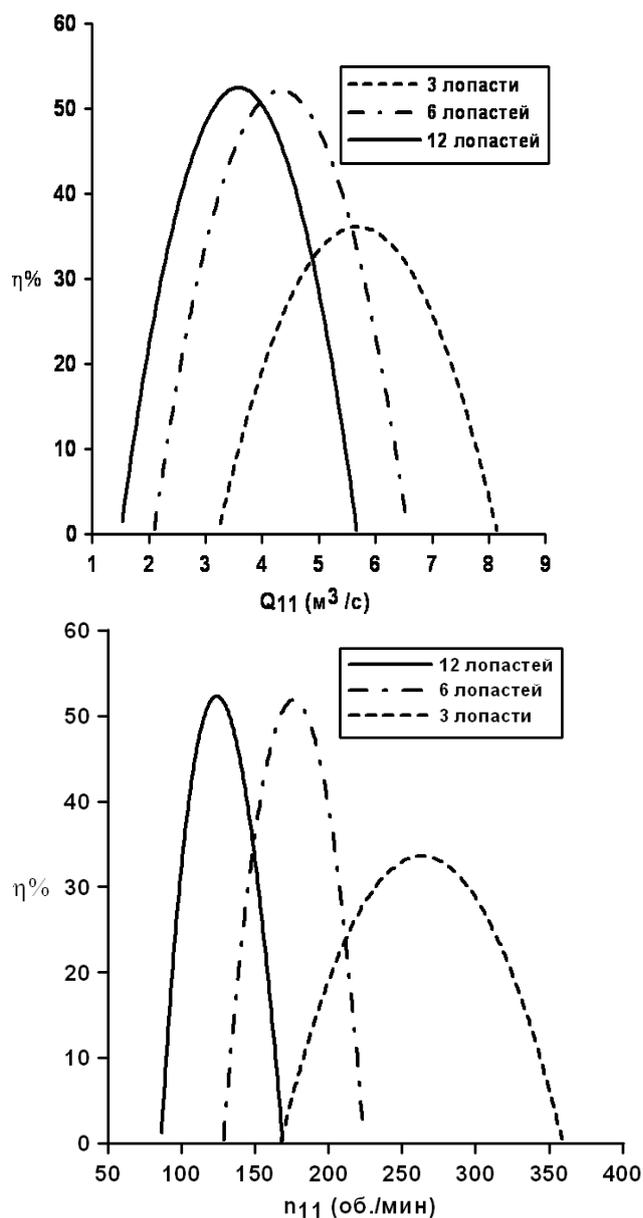


Рис. 4. Зависимости КПД от приведенных расхода (слева) и оборотов (справа) для турбин с различным числом лопастей.

Это значение КПД оказалось наибольшим из полученных при проведенных численных экспериментах для крупномасштабной модели. Величина достигнутого КПД - 74% близко к полученному в ОАО «НИИ-ЭС» (71%) [3].

в) Исследования типов профилей.

Влияние формы профиля на эффективность работы гидротурбины исследовалась для ортогонального ротора, размещённого в свободном потоке. Такая постановка задачи обусловлена желанием сэкономить машинное время, поскольку при размещении ротора в свободном потоке

нет необходимости решать задачу с зазорами в области дефлектора. Профили, с применением которых были выполнены расчеты гидравлических параметров ротора, и характеристики их эффективности в виде зависимости коэффициента мощности ротора C_p от приведенной относительной окружной скорости λ показаны на рис.5. C_p и λ вычислялись по следующим формулам:

$$C_p = \frac{M\omega}{0.5\rho V^3 S}; \quad \lambda = \frac{\omega R}{V}, \text{ где}$$

M – момент вращения, ω – угловая частота вращения ротора,

R – радиус ротора, ρ – плотность воды,

V – скорость набегающего потока воды, $S = 2RL$ – площадь ометания ротора, L – высота ротора.

Использовались профили НАСА 0014, 0022, 0026, 8416.

Применение профилей различных типов не дало существенного повышения КПД. Эффективность симметричных профилей примерно одинакова, меньшая – получена на турбине с асимметричными профилями.

В результате выполненных расчетных исследований получены и другие материалы, необходимые для выполнения проектных работ, в частности, статические и динамические составляющие силовых усилий и моментов, действующих на рабочие колеса и жалюзийный затвор.

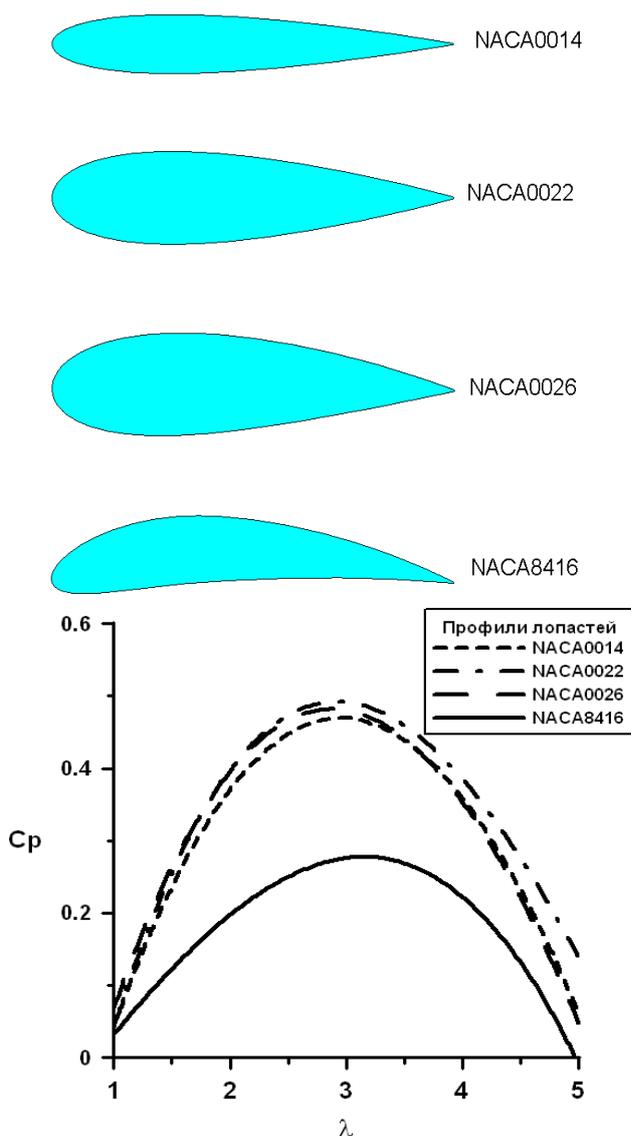


Рис .5. Типы исследованных профилей (слева) и зависимость C_p от λ (справа)

Выполненные расчетные эксперименты позволили получить данные о характере протекания рабочего процесса, силовых характеристиках, влиянии отдельных элементов проточной части на энергетические показатели, предельных расчетных значениях КПД ортогональной гидромашины.

В рамках принятых моделей достигнутый уровень максимального расчетного КПД 12-ти лопастного РК ортогональной турбины составил 54,64 % - при расчетах с «загруженным» шагом по времени и 74% - с теоретически обоснованным шагом интегрирования по времени. Для турбины с 6-ти лопастным рабочим колесом с профилями положительной кривизны максимальный расчетный КПД составил 72%.

Выполненные поверочные расчеты лучших из исследованных вариантов подтвердили повышение расчетного КПД при расчетах в трехмерной постановке с малым шагом по времени. КПД турбины с 12 лопастями составил 76 %, с 6 лопастями – 74 %.

Эти значения КПД при данных расчетах оказались максимальными. Для принятой модели расчетов их можно считать предельными.

Практически все расчеты выполнены в двумерной постановке: решались задачи для слоя потока, результаты решений обобщались на весь пространственный поток турбины.

Применение двумерных расчетных моделей с закругленным по времени шагом позволяло сократить время расчета и выполнить расчет большего количества вариантов, но в то же время, вследствие принимаемых допущений, приводило к снижению величины КПД и увеличению погрешности определения параметров.

Но даже в принятой постановке не все проблемы были рассмотрены: не были получены кавитационные характеристики, недостаточно исследованы динамические процессы.

ОРТ остаются недостаточно изученными. Требуется проведение дополнительных как расчетных, так и экспериментальных исследований на моделях.

Литература

1. Усачев И. Н., Прудовский А. М., Историк Б. Л., Шполянский Ю. Б. Применение ортогональной турбины на приливных электростанциях. // Гидротехническое строительство. 1998. №12.

2. Подковальников С. В., Савельев В. А. Перспективы и эффективность использования приливной энергетики на Дальнем Востоке России. // Энергия: экономика, техника, экология. -2008. -№8.- С.7-14.

3. Шполянский Ю. Б., Историк Б. Л., Усачев И. Н., Соболев В. Ю. Математические и натурные исследования нового ортогонального гидроагрегата для приливных электростанций и низконапорных ГЭС. // Гидротехническое строительство. 2009. № 8.

4. Пылев И. М., Демьянов В. А., Григорьян С. Г., Семенов Г. А., Варламов А. А. Технические параметры крупных гидроагрегатов для приливных электростанций. Электронный журнал «Новое в российской электроэнергетике». 2012, №8.

5. Семенов Г. А., Варламов А. А., Степанов В. Н. О выборе численной модели для оптимизационных расчетов проточного тракта ортогональной турбины. Труды Международной научно-технической конференции. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития». СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2008.

6. Семенов Г. А., Варламов А. А., Пылев И. М. Некоторые результаты расчетных исследований ортогональной турбины. Труды 7-ой Международной научно-технической конференции. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития». СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2012.

ХАРАКТЕРИСТИКИ КАВИТАЦИОННОГО ЭЖЕКТОРА-СМЕСИТЕЛЯ

Челябинск, Южно-Уральский государственный университет

В настоящее время значительно возрос интерес к получению высокодисперсных эмульсий и суспензий во многих отраслях промышленности: нефтяной, химической, энергетической, пищевой, фармацевтической. Основным направлением улучшения качества смеси являются повышение однородности её структуры и степени дисперсности компонентов. Одним из факторов, позволяющих повысить качество смеси, является кавитационная обработка потока в гидродинамическом смесителе - эжекторе. Кавитация представляет собой процесс локальной концентрации энергии, связанный с пульсациями и схлопыванием кавитационных пузырьков (каверн). Выделяющейся в процессе схлопывания каверн энергии достаточно для смешения многокомпонентной среды на микроуровне и образовании высокодисперсной, устойчивой против расслоения смеси.

Эжектор-смеситель обладает тремя важными функциями: дозирование в необходимом соотношении компонентов смеси, качественное перемешивание потоков благодаря кавитационному воздействию на поток и транспортирование готового продукта потребителю. Основными элементами кавитационного эжектора-смесителя являются патрубки для подвода несущей среды (активный поток) и добавки (пассивный поток), сопло, приемная и смесительная камеры, и диффузор.

Расчетная модель рабочего процесса кавитационного эжектора-смесителя включает уравнения: баланса расходов; Д. Бернулли для активного потока в сопловом устройстве, пассивного потока в приемной камере и потока смеси в диффузоре; количества движения, составленного для контрольного отсека жидкости в камере смешения, а также полуэмпирические выражения, описывающие кавитацию в струйном пограничном слое. Их совместное решение приводит к аналитическому выражению безразмерной напорной характеристики кавитационного эжектора-смесителя:

$$7. \quad h' = \frac{H_3 - H_2}{H_2 - \frac{p_{\text{п}}}{\rho_a \cdot g}} = \frac{2 \cdot \Omega \cdot \left(\beta_a' + \frac{\Omega}{1-\Omega} \cdot \beta_n' \cdot \delta \cdot \alpha^2 \right) - (\beta_{\text{см}} + \xi_{\text{мр}} + \xi_{\text{диф}}) \cdot (1 + \alpha \cdot \delta) \cdot \beta_{\text{см}}' \cdot \Omega^2 (1 + \alpha) - (\beta_n + \xi_{\text{вк}}) \cdot \delta \cdot \left(\frac{\alpha \cdot \Omega}{1-\Omega} \right)^2}{\left[\sigma' + \sigma'' \cdot \delta \cdot \left(\frac{\alpha \cdot \Omega}{1-\Omega} \right)^2 \right]}$$

Здесь h' - относительный напор; H_i - напор в i сечении аппарата; $p_{\text{п}}$ - давление парообразования; $\alpha = Q_{\text{п}} \setminus Q_a$ - коэффициент эжекции, отно-

шение объемных расходов пассивной и активной среды; $\Omega = A_0 \setminus A_3$ - относительная площадь сопла, отношение площадей выходного сечения сопла и нормального сечения рабочей камеры; $\rho_a, \rho_n, \rho_{см}$ - плотности активной, пассивной среды и смеси; $\delta = \rho_n / \rho_a$ - относительная плотность пассивного потока; σ', σ'' - числа кавитации, соответствующие первому и второму критическому режиму работы эжектора-смесителя [1]; $\xi_{тр}, \xi_{диф}, \xi_{вх}$ - коэффициенты сопротивления камеры смешения, диффузора и входа в камеру смешения; $\beta_a, \beta_n, \beta_{см}, \beta'_a, \beta'_n, \beta'_{см}$ - коэффициенты кинетической энергии и количества движения, активного и пассивного потоков и их смеси в соответствующих живых сечениях.

На рис. 1 представлено семейство безразмерных напорных характеристик $h'(\alpha)$ (пунктирные линии). Параметром семейства характеристик является относительная площадь сопла Ω .

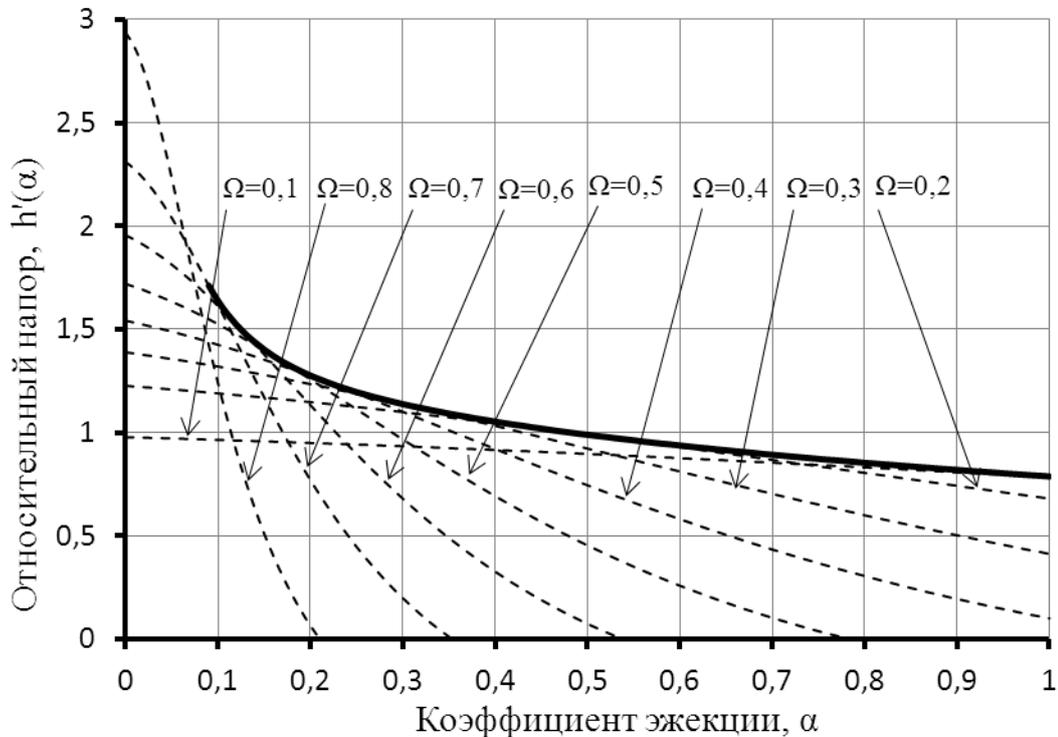


Рис. 1. Безразмерные напорные характеристики кавитационного эжектора-смесителя при $\delta = 1, \beta_a = \beta_n = \beta_{см} = \beta'_a = \beta'_n = \beta'_{см} = 1, \xi_{вх} = 0,1, \xi_{диф} = \xi_{тр} = 0,09$.

К множеству безразмерных напорных характеристик можно провести огибающую, которая делит все координатное поле на две части (сплошная утолщенная линия): область возможных режимов работы кавитационного эжектора-смесителя и физически не возможных. Чем ближе режимная точка кавитационного эжектора смесителя расположена к огибающей линии, тем меньше его энергопотребление. Огибающая явля-

ется основой для расчета кавитационного эжектора-смесителя с минимальным энергопотреблением.

Используемая литература:

1. Темнов, В.К. Расчёт и проектирование жидкостных эжекторов: Учебное пособие / В.К. Темное, Е.К. Спиридонов. - Челябинск: ЧПИ, 1984. 44 с.

Твердохлеб И.Б., Князева Е.Г., Лопатин М.В.

ИССЛЕДОВАНИЕ КАВИТАЦИОННЫХ КАЧЕСТВ ДВУХЪЯРУСНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА PUMPLINX

Москва, ООО «УК «Группа ГМС»
Санкт-Петербург, ООО «Идеал ПЛМ СиАйЭс»

Многочисленные работы, проводимые в ОАО «Группа «ГМС» показали возможность повышения напора (при сохранении уровня к.п.д.) центробежного насоса в условиях ограничения радиальных габаритов проточной части центробежного насоса за счет использования двухъярусных рабочих колес. Следующим этапом исследования гидродинамики течения в данной разновидности рабочих колес стало изучение влияния геометрии второго яруса лопастей на антикавитационные качества рабочего колеса.

Сравнительный анализ результатов численного и физического исследования кавитационных явлений в насосе, проведенный различными авторами, показывает, что численный эксперимент позволяет проследить процесс образования и развития кавитационной каверны, а также определить при этом точное значение давления на входе в насос. При проведении физического эксперимента определить данную величину давления возможно лишь визуальным методом. Возможность прогнозирования кавитационных характеристик подтверждает собственный опыт проектирования Группы ГМС проточной части насоса двустороннего входа и шнекоцентробежной ступеней при помощи численного исследования течения с использованием модели кавитации двухфазной среды, состоящей из воды и паров воды.

С целью анализа влияния положения и геометрии второго яруса лопастей на кавитационные качества рабочего колеса было проведен ряд численных экспериментов при помощи программного продукта PumpLinx, который представляет собой комплекс вычислительной физики общего назначения с полностью адаптивной архитектурой ориентиро-

ванных на моделирование трехмерных течений / кавитации для насосов, двигателей и других динамических машин с крутящимися или скользящими компонентами. В дополнение к стандартному набору мультифизических модулей PumpLinx включает один из лучших в отрасли кавитационный модуль, эффективность которого подтвердили натурные испытания и отзывы пользователей. Ключевое преимущество этого модуля – его сходимость в сложных задачах.

В докладе представлены результаты численного исследования антикавитационных качеств двухъярусного рабочего колеса быстроходностью $n_s=100$, а также приведен анализ картины течений и характер развития кавитационных каверн для различных вариантов установки второго яруса лопастей.

Щур В.А.

ВЫБОР НОВОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА УСЛОВИЯ ИРКУТСКОЙ ГЭС

Санкт-Петербург, ОАО «НПО ЦКТИ»

Иркутская ГЭС, расположенная на реке Ангара, оснащена 8 гидроагрегатами вертикального исполнения типа ПЛ 577-ВБ-720. Гидротурбины изготовлены ПО «Харьковский турбинный завод». Дата пуска первых двух машин 1956 г. Основные технические данные следующие:

Напор нетто:

максимальный H_{\max} – 32,0 м

расчетный H_p – 26,0 м

минимальный H_{\min} – 25,0 м

Мощность при расчетном напоре N_p – 90,0 МВт

Частота вращения n_c – 187,5 мин⁻¹

Требуемая высота отсасывания (при H_p и N_p) – -2 м

Диаметр рабочего колеса D_1 – 7,2 м

Необходимость замены давно отработавшего нормативный срок службы (30 лет) и имеющего рекордную для гидротурбин наработку (свыше $400 \cdot 10^3$ часов) оборудования Иркутской ГЭС определяется следующими факторами.

1. Лопастей рабочих колес выработали ресурс, и продолжение эксплуатации машин с такими лопастями грозит непредсказуемыми аварийными ситуациями.

2. Действующие гидротурбины морально устарели. Если возведение Иркутской ГЭС осуществлялось сегодня, то максимальный КПД гидромашин был бы на (3...4)% выше, чем созданного 60 лет назад рабочего колеса ПЛ577.
3. Проточная часть действующей турбины физически изношена и деформирована из-за постоянного воздействия кавитации и ремонтных мероприятий по устранению эрозионных разрушений камеры и лопастей рабочего колеса.
4. Зазоры «камера-лопасть» действующих гидротурбин изначально превышают нормативный зазор в 1,5 раза и более, что приводит к дополнительным потерям в гидромашинах и снижению их уровня КПД.

В результате последних двух факторов уровень КПД действующих турбин на 4 % ниже гарантированного заводом уровня (по данным испытаний фирмы «Взлет», выполненных на агрегатах 5 и 6 с измерением абсолютного расхода воды).

Выбор параметров гидротурбины с новым рабочим колесом относится к типичной многокритериальной задаче, характеризующейся наличием целого ряда показателей, одни из которых, в общем случае, желательно обратить в максимум (мощность агрегата, выработку энергии), а другие в минимум (аварийность агрегата, кавитационное воздействие, трудозатраты на ремонт и так далее). Однако решающее значение среди перечисленных показателей имеют энергетические качества новой машины. Замена гидротурбинного оборудования должна обязательно сопровождаться их улучшением, то есть повышением мощности или увеличением выработки энергии. Это требование основано на мировой и отечественной практике реконструкции оборудования действующих ГЭС. Замена морально устаревшей и физически изношенной турбины на аналогичную машину из более качественного материала, но с такими же энергетическими показателями («замена металла на металл») не приветствуется ни в одной стране мира.

Таким образом, задача выбора оптимального варианта оборудования сводится в конечном итоге к оценке энергетических эффектов – дополнительной выработке и мощности агрегата. Выбор состоит в том, назначать ли турбине форсированный режим работы и получить за счет этого дополнительную мощность при сниженной выработке энергии от проходящего через турбину объема воды или обеспечить наибольший выигрыш по выработке энергии от того же объема воды при меньшей дополнительной мощности (или вообще ее отсутствия). В соответствии со сказанным выбор оптимального решения может производиться, в общем случае, по двум критериям:

- а) критерию получения максимальной мощности $N_T = N_{T \max}$ при напорах $H \geq H_p$;
- б) критерию получения максимальной выработки энергии $\mathcal{E} = \mathcal{E}_{\max}$ от проходящего через турбину объема воды.

Мощность турбины, как известно, определяется по следующей формуле:

$$N_T = 9,81 \cdot H \cdot Q \cdot \eta,$$

где: η – КПД турбины;
 H – напор воды (м);
 Q – расход воды через турбину ($\text{м}^3/\text{с}$).

Как видно из формулы, повышение мощности турбины возможно за счет трех параметров: КПД турбины, расхода воды и напора. Рассмотрим возможность увеличения мощности гидротурбины за счет каждого из этих параметров.

КПД гидротурбины

Среди гидроэнергетиков широко распространено мнение, что высокие энергетические качества современных гидротурбин достигаются, главным образом, за счет совершенствования профилей лопастных систем. Это положение, в целом, является правильным. Однако в случае поворотно-лопастных турбин оно не является определяющим. Высокие энергетические качества современных гидротурбин достигнуты, прежде всего, за счет расширенных размеров подводящих и отводящих элементов проточной части гидромашин (спиральной камеры, направляющего аппарата, отсасывающей трубы). Габаритные размеры проточной части действующей турбины ПЛ577 и современных гидромашин ПЛ30/5876 (шестилопастное колесо), ПЛ40/800 (шестилопастное колесо) и ПЛ50/1075 (семилопастное колесо) представлены в табл.1, а в наглядном виде отражены на рис.1.

Таблица 1

Габариты проточных частей существующего и современных рабочих колёс

Тип турбины	Спиральная камера		Направляющий аппарат			Рабочее колесо			Отсасывающая труба			
	\bar{F}_{ex}	$\varphi_{си}^{\circ}$	B_0	\bar{D}_0	$Z_{0'}$, шт	$\bar{d}_{эит}$	\bar{D}_z	$Z_{1'}$, шт	$\bar{h}_{отт}$	$\bar{L}_{отт}$	\bar{B}_1	$\bar{F}_{свх}$
ПЛ 577 (установленная)	3,12	187	0,35	1,16	24	0,5	0,943	7	1,915	3,37	2,23	2,1
ПЛ 50/1075	4,7	225	0,35	1,25	24	0,48	0,973	7	2,27	4,83	2,92	3,06
ПЛ 30/5876	4,0	187	0,375	1,25	32	0,43	0,973	6	2,87	3,79	2,77	2,7
ПЛ 40/800	6,59	210	0,4	1,232	24	0,45	0,957	6	2,615	4,55	2,5	3,35

В таблице приняты следующие обозначения:

$\bar{F}_{ex} = F_{вх} / D_1^2$ – относительная площадь входного сечения камеры;

- $\varphi^{\circ}_{сп}$ – угол охвата спиральной камеры;
- \bar{b}_0 – относительная высота лопаток направляющего аппарата;
- \bar{D}_0 – относительный диаметр расположения осей лопаток направляющего аппарата;
- Z_0 – число лопаток направляющего аппарата;
- $\bar{d}_{втул}$ – относительный диаметр втулки рабочего колеса;
- \bar{D}_z – относительный диаметр горловины камеры рабочего колеса;
- Z_1 – число лопастей рабочего колеса;
- $\bar{h}_{от}$ – относительная высота отсасывающей трубы;
- $\bar{L}_{от}$ – относительная длина отсасывающей трубы;
- \bar{B}_1 – относительная ширина отсасывающей трубы в выходном сечении;
- $\bar{F}_{вых} = F_{вых} / D_1^2$ – относительная площадь выходного сечения отсасывающей трубы.

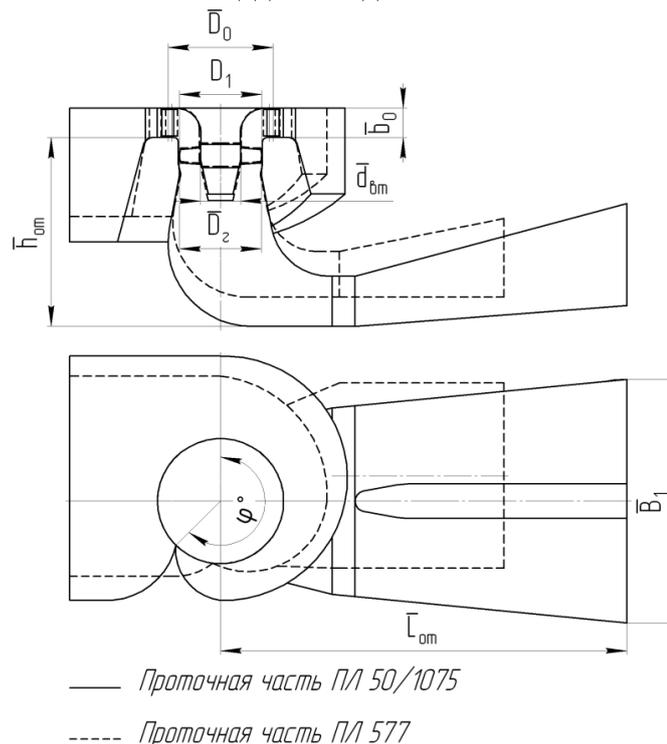


Рис. 1 Сравнение проточных частей существующего и современного рабочих колес

Особо важное значение в достижении высокого уровня КПД играет высота отсасывающей трубы, в которой имеют место основные потери энергии.

Современные гидротурбины имеют относительную высоту отсасывающей трубы (по отношению к диаметру колеса) $\bar{h}_{от} = 2,87$ (для колеса ПЛ30/5876), $\bar{h}_{от} = 2,615$ (для колеса ПЛ40/800) и $\bar{h}_{от} = 2,27$ (для колеса ПЛ50/1075), тогда как созданные 60 лет назад турбина ПЛ577 имела отсасывающую трубу лишь $\bar{h}_{от} = 1,91$. Эта короткая труба с плохими энергетическими качествами сохраняется по необходимости и при замене существующего рабочего колеса на новое. Поэтому установка нового рабочего колеса в существующий гидроблок Иркутской ГЭС приведет, естественно, к ухудшению энергетических качеств современной турби-

ны. Снижение КПД будет тем больше, чем выше расход воды и может достигать 3,0 %.

Расход воды

Расход воды определяется по формуле:

$$Q = Q_1' \cdot D_1^2 \cdot \sqrt{H},$$

где: D_1 - диаметр рабочего колеса (м);

Q_1' - приведенный расход через турбину ($\text{м}^3/\text{с}$).

Приведенный расход Q_1' численно равен расходу через некую условную турбину диаметром $D_1 = 1,0$ м при напоре $H = 1$ м. Параметр Q_1' используется для сравнительной оценки пропускной способности различных типов гидротурбин.

Из приведенной формулы видно, что при заданном напоре $H = \text{const}$ расход воды через турбину может быть повышен за счет двух факторов:

- увеличения пропускной способности Q_1' ;
- увеличения диаметра рабочего колеса.

Пропускная способность новой турбины Q_1' подбирается таким образом, чтобы она не ограничивалась существующими на ГЭС кавитационными условиями, определяемыми сочетанием напора и высоты отсасывания.

Повышение расхода воды через турбину за счет увеличения диаметра рабочего колеса (второй фактор) представляется неэффективным решением. Увеличение диаметра рабочего колеса при сохранении существующих размеров гидроблока ГЭС приведет к нарушению заложенного в проекте оптимального геометрического соотношения между элементами проточного тракта и диаметром колеса. В результате произойдет резкое ухудшение энергетических качеств гидромашины и возникнут большие нестационарные явления в проточной части. Однако в зарубежной практике такое решение используется при условии одновременного снижения приведенного расхода Q_1' .

Напор турбины

В соответствии с проектом расчетный напор турбины составляет $H_p = 26,0$ м. Однако основной объем воды через турбину проходит при более высоких напорах на Иркутской ГЭС.

Выполненные расчеты средневзвешенного напора по выработке энергии $\mathcal{E}(H)$ и проходящим через турбину объемом воды $V_T(H)$ дали одинаковое значение $H_{\text{ср.взв.}} = 29,4$ м. Это значение предлагается принять за новый расчетный напор реконструируемой турбины: $H_p = H_{\text{срвзв}} = 29,4$ м. Заметим, что подобное техническое решение при реконструкции действующих ГЭС является типичным как в зарубежной, так и в российской практике (Волжские ГЭС, Рыбинская, Угличская ГЭС).

Исходными данными для выбора нового оборудования являются:

- сведения об условиях эксплуатации гидротурбин на Иркутской ГЭС.
- габаритка проточной части существующей турбины с указанием размеров основных элементов гидроблока (табл.1).
- универсальные характеристики планируемых к установке современных рабочих колес в координатах $n_1' - Q_1'$, на которых однозначно заданы энергетические и кавитационные свойства соответствующих моделей турбин.

К реконструкции гидротурбин действующих ГЭС предъявляется ряд требований.

Первое требование заключается в обеспечении сжатых сроков проведения реконструкции без вывода из энергосистемы существующих мощностей на длительный период. Это исключает значительные переделки проточного тракта гидротурбины (спиральной камеры, статора, отсасывающей трубы и т.д.). Диаметр нового колеса не должен поэтому превышать диаметр существующего колеса:

$$D_{1\text{нов}} \leq D_{1\text{сущ}} = 7,2 \text{ м}$$

Второе требование заключается в том, что мощность гидротурбины с новым рабочим колесом должна быть не меньше существующей при $H \geq 26,0 \text{ м}$:

$$N_{\text{т нов}} \geq N_{\text{т сущ}} = 85,0 \text{ МВт при } H \geq 26,0 \text{ м}$$

Новое рабочее колесо должно работать без снижения КПД из-за кавитации при сложившихся на ГЭС сочетаниях напора и отметки нижнего бьефа (третье требование). Это означает, что требуемая турбиной высота отсасывания H_s должна быть больше существующей на ГЭС высоты отсасывания установки $H_{s\text{уст}}$ при расчетном напоре:

$$H_s \geq H_{s\text{уст}} = -2 \text{ м, при } H_p = 29,4 \text{ м.}$$

Для определения выработки W необходимо располагать сведениями о продолжительности различных режимов работы гидротурбины в координатах $H - N_t$, т.е. знать топограмму режимов работы. Расчет топограммы ведется на основе распределения объемов воды по напорам $V_t(H)$ и гистограмм распределения нормированной мощности \bar{N} .

Для сопоставления различных вариантов расчетного режима по выработке энергии должны удовлетворяться определенные условия: распределение проходящих через турбину объемов воды по напорам остается неизменным для всех сравниваемых вариантов; закон использования гидроагрегата по мощности является неизменным для всех сравниваемых вариантов (за исключением варианта с пропеллерными турбинами).

Соблюдение этих условий приводит к тому, что число часов работы турбины изменяется от варианта к варианту. При известном распределении объемов воды по напору $\bar{V}_m(H)$ и определенной гистограмме

нормированной мощности $P(\bar{N})$ продолжительность напора H_j находится из выражения:

$$t(H_j) = \frac{9,81 \cdot H_j \cdot \bar{V}_T(H_j)}{\sum_1^z \frac{N_{T_i}}{\eta_T(H_j, N_{T_i})} \cdot P(N_{T_i})},$$

где: N_{T_i} , $\eta_T(H_j, N_{T_i})$ – соответственно мощность и КПД турбины для «i»-го интервала мощности при напоре H_j (находятся по эксплуатационной характеристике $H - N_T$ на рис.2);

$P(N_{T_i})$ – вероятность работы турбины в «i»-ом интервале мощности при напоре H_j (определяется по гистограмме нормированной мощности $P(N_{T_i}) = P(\bar{N}_i)$);

z – число интервалов разбиения мощности в интервале от 0 до $N_{T_{\max}}$ при напоре H_j .

Найденное суммарное время $t(H_j)$ распределяется далее по интервалам мощности в соответствии с гистограммой нормированной мощности:

$$t(H_j, N_{T_i}) = t(H_j) \cdot P(\bar{N}_i)$$

Производя аналогичные расчеты по другим напорам, получаем в конечном итоге топограмму продолжительности режимов в координатах $H-N_T$ рассматриваемого варианта с общим временем T .

Современное отечественное гидротурбостроение предлагает на параметры Иркутской ГЭС следующие типы поворотлопастных машин ПЛ50/1075, ПЛ30/5876, ПЛ40/800 (первая цифра показывает максимальный напор, на который рассчитано данное колесо). Указанные колеса имеют расширенные габариты гидроблока по сравнению с «зауженными» размерами гидроблока существующего рабочего колеса ПЛ-577 (см. табл.2). Установка современных рабочих колес в существующий гидроблок будет сопровождаться, как указывалось выше, значительным снижением уровня их КПД.

Вместе с тем существующие на ГЭС режимные условия работы оборудования являются идеальными для установки здесь пропеллерных машин. Режимные условия характеризуются малыми изменениями напора, небольшим регулировочным диапазоном работы турбин по мощности, незначительным числом пусковых режимов. В такой ситуации установка простых пропеллерных турбин может оказаться более эффектив-

ным решением по техническим и экологическим факторам, чем поворот-лопастных машин. Предлагается заменить 7 турбин на пропеллерные ПР 50/1075 угол установки $\varphi = +10^\circ$ и одну ПЛ 50/1075. Данная компоновка позволит полностью перекрыть распределение мощности Иркутской ГЭС с максимальной выработкой электроэнергии.

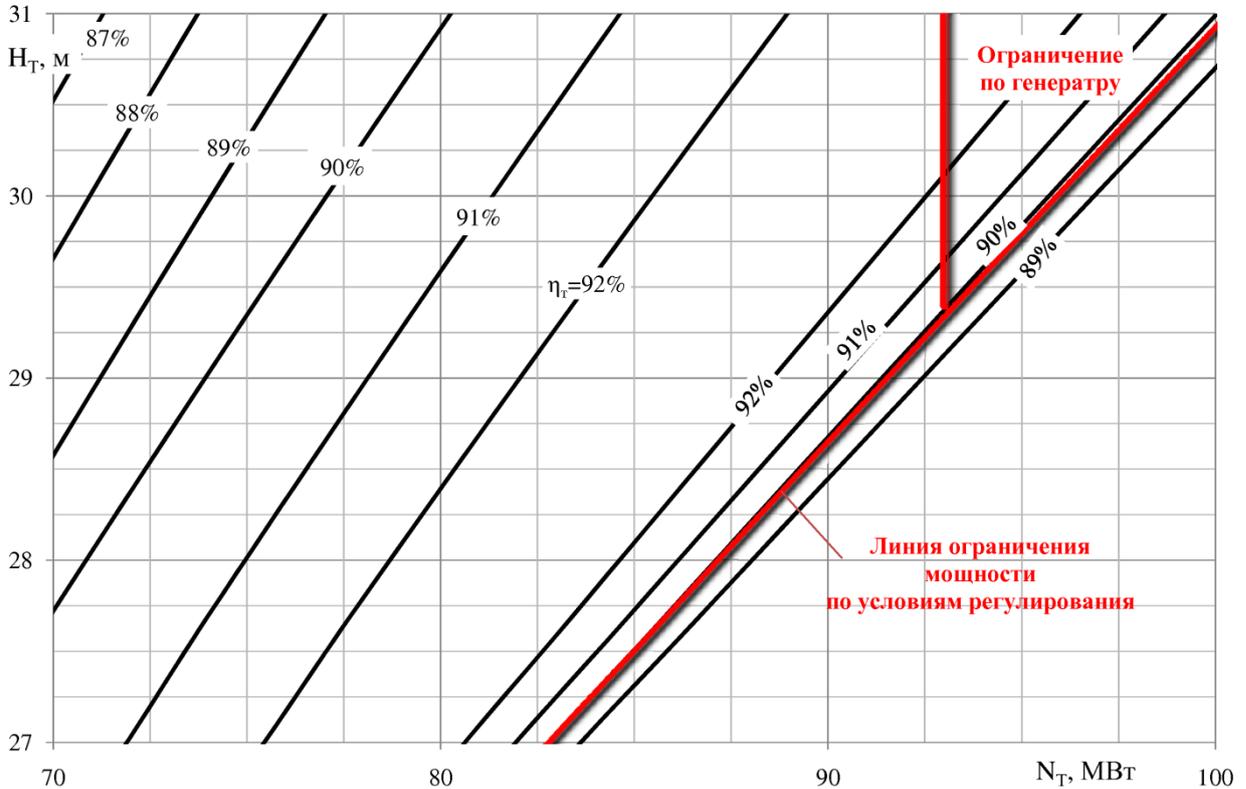


Рис. 2 Эксплуатационная характеристика новой гидротурбины Иркутской ГЭС с рабочим колесом ПР50/1075 ($\varphi = +10^\circ$)

Располагая модельными универсальными характеристиками современных типов гидротурбин в координатах $n_1' - Q_1'$ были рассчитаны по известным формулам подобия их натурные рабочие характеристики $\eta = f(N_T)$ для нового расчетного напора $H_p = 29,4$ м и диаметром колеса $D_1 = 7,2$ м. Расчёты выполнялись при условии, что новые турбины будут работать с оптимальными по КПД приведенными оборотами ($n_1'_{\text{опт}}$) на расчетном напоре $H_p = 29,4$ м (это достигается соответствующим выбором частоты вращения машины). Результаты расчета представлены на рис.3. Характеристики современных турбин построены с учетом снижения их КПД из-за пониженной высоты отсасывающей трубы $\bar{h}_{от}$ гидроблока Иркутской ГЭС (другие отклонения существующего гидроблока от требуемых размеров по расчетам не оказывают весомого влияния на КПД турбины в пределах погрешности).

На всех рабочих характеристиках $\eta = f(N_T)$ показано ограничение мощности по кавитации ($H_s = -2$ м), которое имеет место при напоре $H_p = 29,4$ м на Иркутской ГЭС.

По изложенной выше методике была рассчитана топограмма продолжительностей различных режимов в координатах $H-N_T$, а далее на её основе определена выработка энергии с новым колесом. Результаты расчёта даны в табл.2.

Аналогичные исследования, выполненные по двум другим рабочим колёсам ПЛ50/1075 и ПЛ40/800, также представлены в табл.2. Здесь же показана мощность и выработка энергии действующей гидротурбины ПЛ-577.

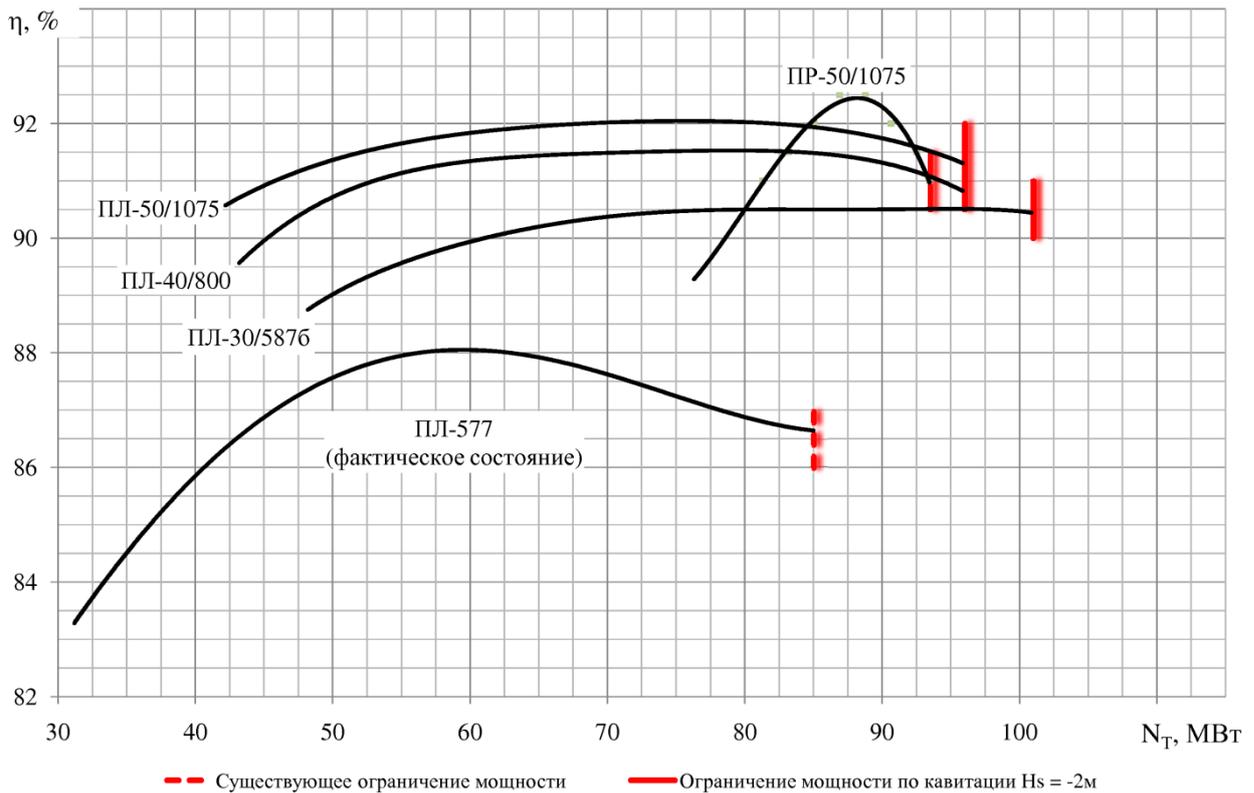


Рис.3 Рабочие характеристики турбины $\eta = f(N_T)$ с разными рабочими колёсами при расчетном напоре $H_p = 29,4$ м

Таблица 2

Энергетический эффект от замены гидротурбин Иркутской ГЭС

Тип турбины	Параметры турбины			Выработка Э, МВт·ч/год	Время работы t, ч	Энергетический выигрыш	
	Частота вращения n_c , мин ⁻¹	Диаметр рабочего колеса D_1 , м	Мощность N_T , МВт			ΔN , МВт	$\Delta Э$, МВт·ч
ПЛ-577 (установленное)	83,3	7,2	85	473915	7503	-	-
ПЛ-50/1075	83,3	7,2	96	509152	6834	11,0	35237
ПЛ-40/800	88,2	7,2	97	505926	6699	12,0	32011
ПЛ-30/5876	93,7	7,2	102	500809	6209	17,0	26895
ПР-50/1075	83,3	7,2	93	507614	5932	8,0	33699

Анализ вариантов замены оборудования показывает, что повышение его мощности сопровождается снижением выработки энергии от проходящего через турбину одинакового объема воды. Снижение выработки тем больше, чем выше номинальная мощность турбины. Это правило соблюдается на всех реконструируемых турбинах осевого типа. Так гидротурбина с рабочим колесом ПЛ30/5876 может выдать мощность $N_T = 102$ МВт с дополнительной выработкой $\Delta Э = 15685$ МВт·ч, тогда как турбина с колесом ПЛ50/1075 развивает мощность 96 МВт, но с большей дополнительной выработкой энергии $\Delta Э = 23758$ МВт·ч.

Опыт эксплуатации действующего оборудования показывает, что гидроагрегаты, имеющие высокий уровень КПД, обладают и повышенной надёжностью. Обобщающим показателем надёжности работы энергетической установки одинаковой конструкции служат потери мощности водотока ΔN , которые рассчитываются для "i"-го режима по формуле:

$$\Delta N_i = \frac{1-\eta_i}{\eta_i} \cdot N_{Ti} ,$$

где: η_i, N_{Ti} – соответственно КПД и мощность турбины на "i"-м режиме.

Чем выше значение ΔN , тем больше уровень динамических напряжений в основных элементах гидромашин, интенсивнее воздействие кавитации на элементы проточного тракта, выше уровень вибрации опорных узлов.

Для расчётного режима шестилопастного колеса ПЛ30/5876 ($N_p = 29,4$ м, $N_T = 102$ МВт, $\eta = 90,5\%$) потери мощности водотока составляет $\Delta N = 10,7$ МВт, тогда как для расчётного режима семилопастного колеса ПЛ50/1075 ($N_p = 29,4$ м, $N_T = 96$ МВт, $\eta = 92\%$) потери мощности будут $\Delta N = 8,3$ МВт. Условия работы колеса ПЛ30/5876 будут на 25% более тяжёлыми в расчётном режиме. Более того, увеличение числа лопастей всегда положительно сказывается на надёжности турбины, т.к. при этом снижается уровень рабочих напряжений в лопастях. Наконец отличие в габаритах существующего гидроблока и требуемого современной турбиной является наименьшим для колес ПЛ50/1075.

Принимая во внимание сказанное рекомендуется:

Реконструкцию гидроэнергетического оборудования Иркутской ГЭС выполнять на основе технических характеристик рабочего колеса ПЛ50/1075, получаемых при его установке в существующий гидроблок ГЭС. За расчётный режим новой гидромашин с параметрами $D_1 = 7,2$ и $n_c = 83,3$ мин⁻¹ при $N_p = 29,4$ м; Приоритетным вариантом считать установку 7 пропеллерных турбин ПР 50/1075 угол установки $\varphi = +10^\circ$ $N_{Tmax} = 93$ МВт и одну ПЛ 50/1075 $N_{Tmax} = 96$ МВт.

Донской А.С., Носков Е.И.

ОДНОПОРШНЕВОЙ ВАКУУМ-ГЕНЕРАТОР С ПНЕВМОПРИВОДОМ

Санкт–Петербург, СПбГПУ

В докладе рассматривается разработанный авторами объемный однопоршневой вакуум-генератор, в котором функции вакуумного насоса и привода поршня выполняет один пневмоцилиндр. Эффективность генератора достигается за счет создания эффекта параметрического резонанса. Пневматическая схема вакуум-генератора приведена на рис. 1.

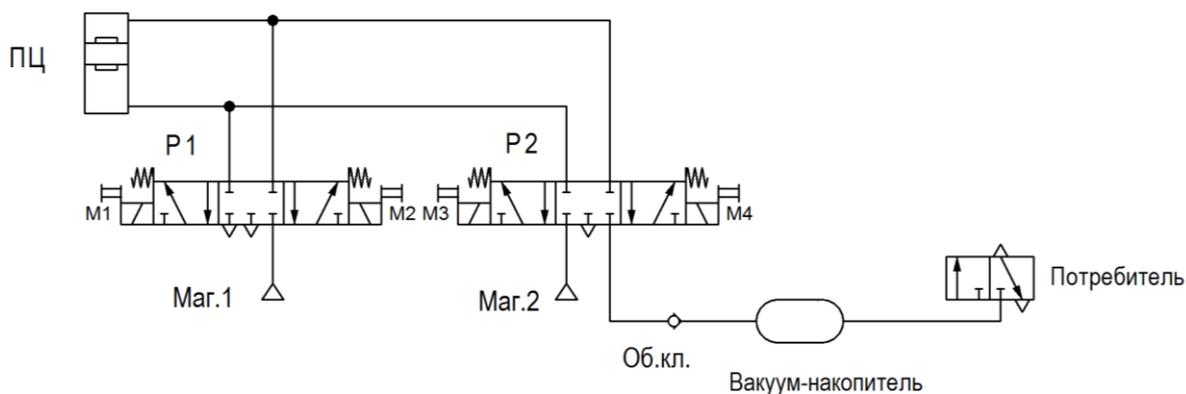


Рис. 1. Пневматическая схема

Вакуум-генератор состоит из бесштокового пневмоцилиндра (ПЦ), вакуум-накопителя, двух распределителей типа 5/3 (P1 и P2).

Этапы работы системы изображены на рис. 2:

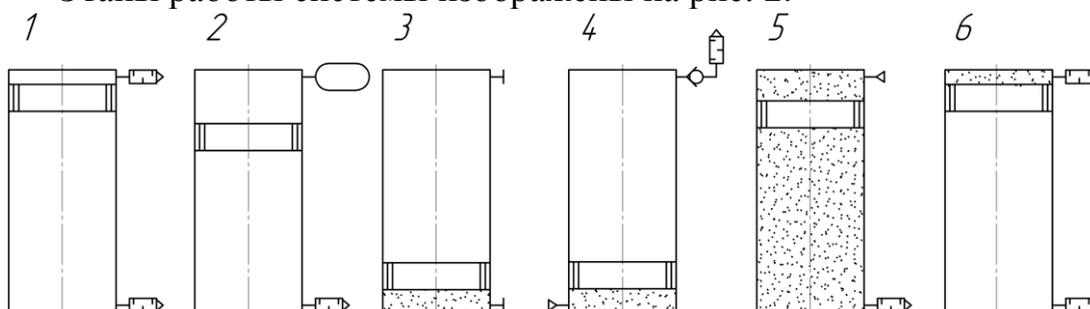


Рис. 2. Этапы работы

Пневмоцилиндр располагается вертикально. Рассмотрим этапы работы, начиная с верхнего положения поршня.

1. В начальный момент полости соединяются с атмосферой. В результате поршень начинает движение вниз под действием силы тяжести.

2. После разгона поршня верхняя полость подключается к вакуум-накопителю и поршень совершает работу по созданию вакуума в верхней полости и в вакуум-накопителе.

3. При приближении поршня к нижней крышке полости перекрываются, давление в верхней полости понижается, а в нижней – возрастает, и поршень реверсируется.

4. После реверса к нижней полости подключается магистральное давление (маг.1), а верхняя связывается с атмосферой.

5. При приближении поршня к верхней крышке начинается торможение противодавлением (маг.2), а нижняя полость соединяется с атмосферой – поршень реверсируется.

6. После этого полости вновь соединяются с атмосферой, и цикл повторяется снова.

На рис. 3 показана зависимость изменения давления в вакуум-накопителе от времени. Результаты расчетов получены для следующих параметров пневмоцилиндра: диаметр поршня $D_{\Pi} = 0,025\text{м}$, длина хода $S = 0,5\text{м}$; объем вакуум-накопителя $V_{\text{ВН}} = 0,01\text{м}^3$.

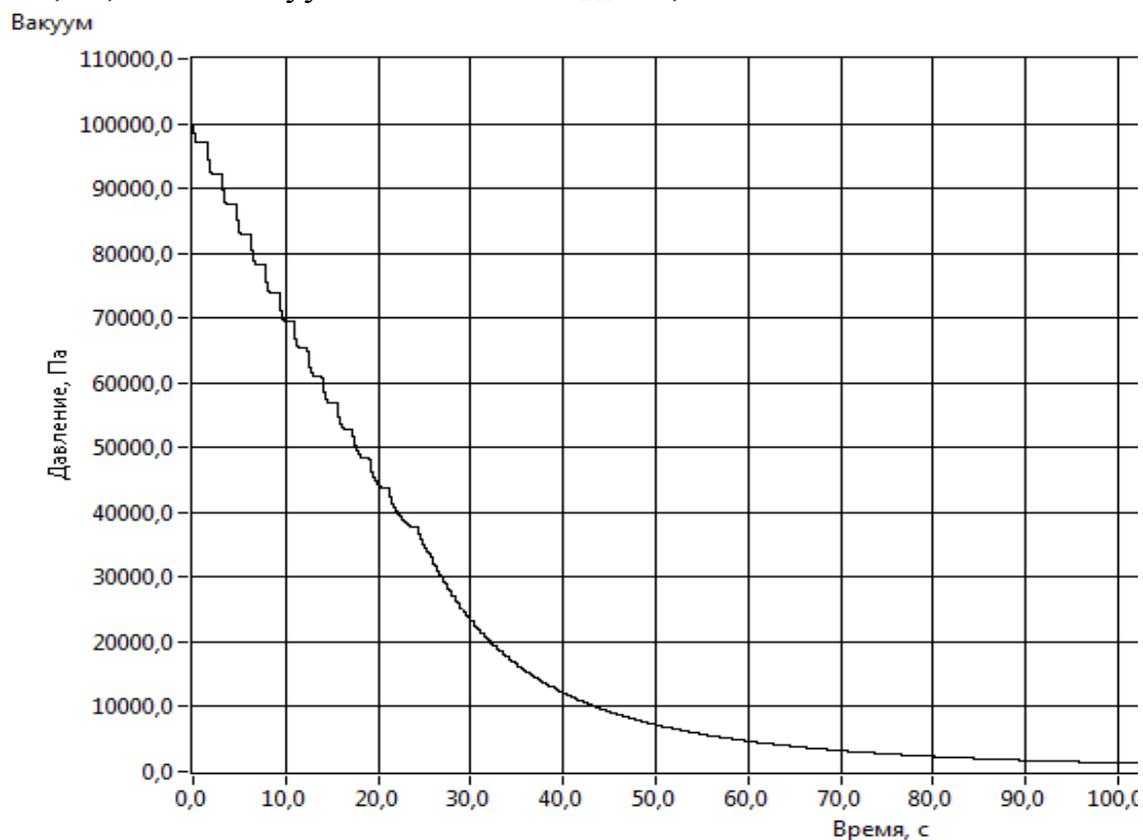


Рис. 3. Характеристика давления

Таким образом, исследования подтвердили эффективность работы вакуум-генератора благодаря отсутствию дополнительных механизмов, создающих силы трения, и благодаря наиболее рациональному (резонансному) способу создания вакуума.

СИНТЕЗ НЕЛИНЕЙНОГО УПРАВЛЕНИЯ НА МНОГООБРАЗИЯХ ДЛЯ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ

Томск, Национальный исследовательский Томский госуниверситет

Введение. В методах нелинейной адаптации на многообразиях (А.А. Колесников, Г.В. Кондратьев, Astolfi A., Ortega R. и мн. др. ученые) используются принципы направленной самоорганизации и декомпозиции нелинейных динамических систем [1]. На основе этих методов возможен аналитический синтез системы управления многомерных нелинейных объектов (в том числе и хаотических), учитывающий физические особенности управляемого объекта (А.А. Красовский) через инварианты, образующих целевые многообразия (желаемые аттракторы). Одно из ранних успешных применений формализма инвариантов для построения системы управления осуществлено Г.В.Щипановым (напр., [2]), впервые поставившим задачу синтеза регулятора из «условия компенсации» внешних возмущений, при выполнении которых система управления не реагирует на приложенное внешнее возмущение, или «регулятора с полной компенсацией».

В данной работе рассматривается задача синтеза асимптотически устойчивого и робастного управления электрогидравлическим дисковым тормозом для колесной пары железнодорожной тележки, исходная модель которого имела 10-й порядок и была предложена в институте гидропривода и управления Аахенского технического университета (IFAS RWTH Aachen University, Germany) под англоязычным названием «self-energising electro-hydraulic brake» (SEHB). Несмотря на солидный «возраст» задачи, на данный момент не существует управления с удовлетворительными свойствами при резком увеличении или уменьшении тормозной силы (в разомкнутом состоянии при $u = 0$ объект неустойчив).

Постановка задачи. В докладе рассматривается задача конструирования управления объектом с упрощенной моделью описания [3] для случая увеличения тормозной силы (что не ограничивает общности):

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= a_1 x_4 \sqrt{x_2 - x_1 - \alpha p}, \\ \dot{x}_2 &= a_2 x_4 \sqrt{x_2 - x_1 - \alpha p}, \\ \dot{x}_3 &= -a_3 x_3 - a_4 x_4 + gu, \\ \dot{x}_4 &= x_3,\end{aligned}\tag{1}$$

где все параметры $a_1, a_2, a_3, a_4, \alpha, p, g$ определены; x_1 – давление нагрузки гидродвигателя; x_2 – давление в опорной линии; x_3 – скорость штока плунжера; x_4 – перемещение штока в плунжере.

Для объекта (1) ставится задача нахождения закона управления $u(x)$, обеспечивающего перевод объекта управления (1) из произвольного начального состояния x_0 в некоторой области фазового пространства в заданное состояние и его стабилизацию в некоторой окрестности заданного многообразия $\psi(x) = 0$ или целевого аттрактора, в частности, $x_3 \rightarrow x_{30}$, где значение x_{30} задано.

Решение задачи. Будем строить систему управления (1) для указанного объекта по принципу скользящего управления на многообразиях, используя метод аналитического конструирования агрегированных регуляторов [1]. Преобразуем предварительно систему (1) введением новой переменной $z = x_2 - x_1$ к виду:

$$\begin{aligned} \dot{z} &= k_a x_4 \sqrt{z - \alpha \rho}, \\ \dot{x}_3 &= -a_3 x_3 - a_4 x_4 + g u, \\ \dot{x}_4 &= x_3, \end{aligned} \quad (2)$$

где $k_a = a_2 - a_1$.

Первый этап синтеза. Введем макропеременную:

$$\psi_1(t) = y - \phi(t),$$

где функция $\phi(t)$ подлежит дальнейшему определению и интерпретируется как внутреннее управление. Учитывая уравнение Эйлера-Лагранжа $T_1 \dot{\psi}_1^2 + \psi_1^2 = 0$ относительно устойчивых экстремалей, доставляющих глобальный экстремум сопровождающему функционалу качества синтезируемой системы управления на этапе 1:

$$J^{(1)} = \int_0^{\infty} T_1^2 \dot{\psi}_1^2 + \psi_1^2 dt,$$

находим выражение для внешнего управления:

$$u = \frac{1}{g} (a_3 + 1) x_4 - y + a_4 x_4 - \dot{\phi} + \frac{y - \phi(t)}{g T_1}, \quad (3)$$

где коэффициент T_1 является параметром регулятора (3) и содержательно пропорционален времени движения изображающей точки объекта до пересечения многообразий.

Второй этап. Декомпозиция и поиск внутреннего управления $\phi(t)$ в соответствии с заданными целевым инвариантом $x_3 = x_{30}$ определяющим закон движения на аттракторе. При декомпозиции

полагается $y = \phi(t)$, и декомпозированная система уравнений объекта будет иметь вид:

$$\begin{aligned} \dot{z} &= k_a x_4 \sqrt{z - \alpha \rho}, \\ \dot{x}_4 &= x_4 - \phi(t), \end{aligned} \quad (4)$$

где внутреннее управление $\phi(t)$ целесообразно выбрать таким, чтобы обеспечить стационарное состояние переменных объекта, в частности, целевой переменной x_3 .

Согласно соотношению: $\dot{x}_4 = x_3 = x_4 - \phi(t)$ макропеременную на следующем этапе целесообразно выбрать в виде: $\psi_2 = x_4 - \phi(t) - x_{30}$.

Далее повторение известной техники (этапа 1) приводит к следующим шагам. Решаем функциональное уравнение:

$$T_2 \dot{\psi}_2 + x_4 - \phi(z, x_4) - x_{30} = 0,$$

являющееся уравнением Эйлера-Лагранжа, решения которого доставляют глобальный экстремум сопровождающему функционалу качества синтезируемой системы управления вида:

$$J^{(2)} = \int_0^{\infty} T_2^2 \dot{\psi}_2^2 + \psi_2^2 dt,$$

получаем требование на внутреннее управление в виде линейного дифференциального уравнения:

$$\dot{\phi} + \phi \left(\frac{T_2 + 1}{T_2} + \frac{1}{T_1^2} x_{30} - x_4 \right) - \phi \left(\frac{T_2 + 1}{T_2} \right) = 0. \quad (5)$$

Таким образом, собирая соотношения (2)-(5), система управления будет иметь вид:

$$\begin{aligned} \dot{z} &= k_a x_4 \sqrt{z - \alpha \rho}, \\ \dot{y} &= a_3 + 1 \cdot x_4 - y + a_4 x_4 - g u, \\ \dot{x}_4 &= x_4 - y, \\ u &= \frac{1}{g} \left(a_3 + 1 \cdot x_4 - y + a_4 x_4 - \dot{\phi} \right) + \frac{y - \phi(t)}{g T_1}, \\ \dot{\phi} + \phi \left(\frac{T_2 + 1}{T_2} + \frac{1}{T_1^2} x_{30} - x_4 \right) - \phi \left(\frac{T_2 + 1}{T_2} \right) &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Численное моделирование. Качество системы управления исследовалось при следующих значениях параметров: $a_1 = 17509.9$, $a_2 = 39146.05$, $a_3 = 942.45$, $a_4 = 394760.89$, $g = 39.48 \cdot 10^4$.

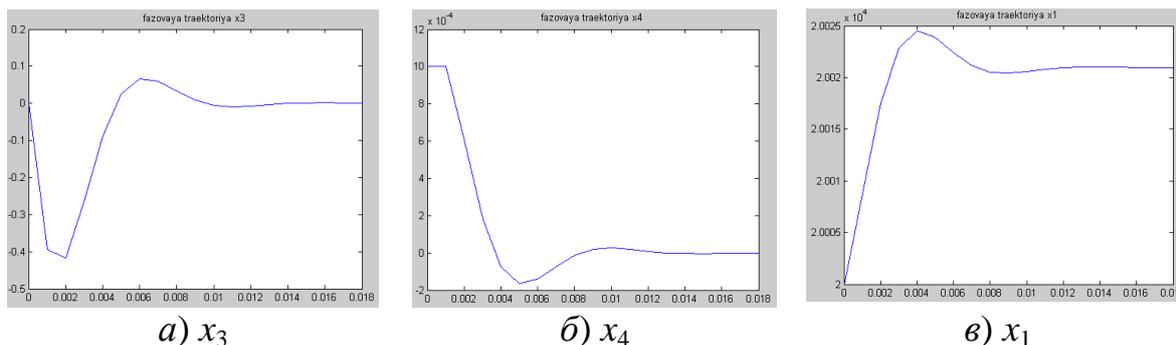


Рис. 1. Поведение фазовых траекторий x_3 , x_4 , x_1 , соответственно, при управлении (6)

Заключение. Разработан алгоритм нелинейного управления на многообразиях многомерным объектом типа электрогидравлический дисковый тормоз. Приведен пример моделирования алгоритма управления, свидетельствующего о его работоспособности.

Следует отметить, что на основе полученной системы управления (6) и алгоритма из работы [4] возможен синтез системы управления указанным объектом с плохо формализуемой правой частью описания (1) (в условиях параметрических флуктуаций и измерительных помех).

Благодарности. Автор благодарит В.Г. Букреева, профессора ТПУ за постановку задачи; Е.А. Медведева, студента ТУСУР за проведение численного моделирования.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект № 13-08-01015 А).

ЛИТЕРАТУРА

1. Колесников А.А. Синергетические методы управления сложными системами: теория системного синтеза. – М.: Едиториал УРСС, 2005. – 230 с.
2. Щипанов Г.В. Теория, расчет и методы проектирования автоматических регуляторов // Автоматика и телемеханика. 1939. №1. С. 49-66.
3. Старых А.А. Синтез нелинейного регулятора системы управления параметрически неопределенным объектом. Автореферат ... канд. техн. наук: 05.13.06. - Томск, 2009. — 20 с.
4. Колесникова С.И. Использование апостериорной информации для управления плохо формализуемым динамическим объектом // Автометрия. – 2010. – Т.46. -№ 6. – С. 78-89.

К ВОПРОСУ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СИММЕТРИЧНОСТИ СКОРОСТНЫХ И ТЯГОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА С ОДНОШТОКОВЫМ ЦИЛИНДРОМ

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

В гидравлических следящих приводах различного оборудования для реализации симметрии тяговых и скоростных характеристик применяют в основном двухштоковые гидроцилиндры или дифференциальные одноштоковые цилиндры с поддержанием постоянного давления в штоковой полости. Однако в первом варианте значительно уменьшается максимальное усилие на штоке и увеличиваются габариты в осевом направлении, во-втором случае увеличиваются габариты в радиальном направлении. Поэтому актуальным остается вопрос поиска схем и конструкций гидроцилиндров, обеспечивающих симметричность скоростных и тяговых характеристик при минимальных габаритах и перемещаемых массах. Одним из таких вариантов может служить гидроцилиндр [1], показанный на рисунке в составе электрогидравлического следящего привода.

Для обеспечения симметричности тяговых и скоростных характеристик геометрические размеры гидроцилиндра выдержаны по условию

$$A_3 = 0,5 (A_1 + A_2),$$

где $A_1 = \pi d_1^2 / 4$; $A_2 = \pi d_2^2 / 4$; $A_3 = \pi d_3^2 / 4$.

Плунжер 8 в зависимости от знака перепада давлений $\Delta p = p_2 - p_1$ соединяет полость 9 с соответствующей управляемой полостью гидроцилиндра. С учетом приведенных геометрических соотношений и при условии, что давление в сливной полости p_3 пренебрежимо мало, выполняется равенство эффективных площадей $F_{\text{эф}1} = F_{\text{эф}2}$, что и обеспечивает симметричность характеристик. В отличие от дифференциального цилиндра, здесь не требуется поддержание постоянного давления в штоковой полости и обеспечивается повышенная величина эффективной площади при заданных поперечных размерах. Применение рассматриваемого гидроцилиндра в цикловом гидроприводе не вызывает сложностей, поскольку в большинстве приводов давление на сливе весьма мало. Ситуация меняется в случае использования данного цилиндра в гидравлическом следящем приводе, так как при произвольной скорости движения давление в сливной полости не равно нулю. Кроме того существенное значение имеет неравенство эффективных площадей штоковой и безштоковой полостей, значение которых меняются в зависимо-

сти от направления движения. Все это вызывает несимметричность одной из основных характеристик гидроследящего привода - скоростной. Оценка величины несимметричности этой характеристики на примере простейшего гидроследящего привода дана в работе [2] при пренебрежении давлением слива и перетечками рабочей жидкости в золотнике и цилиндре.

Для оценки рациональных областей применения этого цилиндра в реальном следящем гидроприводе исследованы динамические характеристики позиционного привода (см. рис.), содержащего двухкаскадный электрогидравлический усилитель и гидроцилиндр. Исследования проведены по разработанной нелинейной математической модели в среде Matlab с учетом перетечек жидкости в радиальных зазорах золотника и поршня, переменности давления в сливной полости и других факторов.

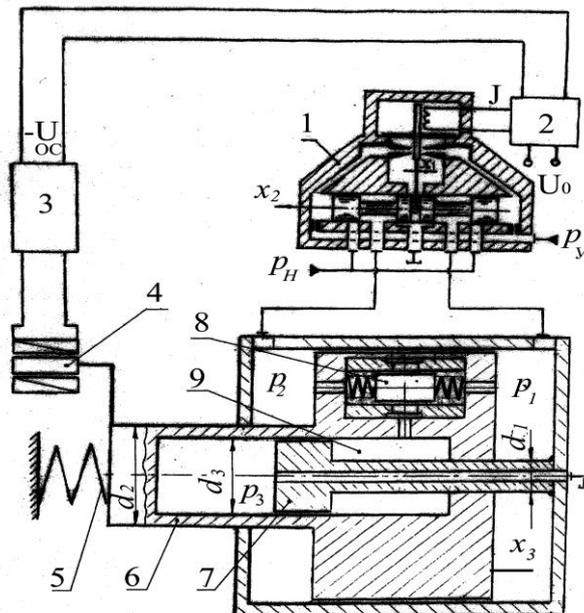


Рис.1 – Расчетная схема электрогидравлического следящего привода: 1 – электрогидравлический усилитель мощности; 2 – электронный усилитель – сумматор; 3 – электронный усилитель; 4 – датчик перемещения; 5 – пружина (нагрузка); 6 – подвижной поршень, 7 – неподвижный поршень, U_0 – входное напряжение; J – управляющий ток; p_H и p_y – давление питания и управления; p_i – давление в соответствующих полостях; x_1 , x_2 и x_3 – перемещения заслонки, золотника и поршня

Литература

1. Тумаркин М.М., Скляревский А.Н., Мекердичан Л.П. и др. Гидроцилиндр. Авторское свидетельство №1268831(СССР) «Бюллетень изобретений», 1986, № 41.
2. Скляревский А.Н., Тумаркин М.М., Савченко Ю.В. О применении одноштокового гидроцилиндра с симметрией тяговых усилий в следящем гидроприводе. Деп. в ВНИИТЭМР, Москва, 06.06.88, №177-МШ88.

ОБОБЩЁННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КЛАПАНА ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет

Клапан является типичным гидромеханическим устройством, в котором протекают сложные динамические процессы. Обычно применяемые линейные методы позволяют вскрыть лишь самые общие свойства, ошибки, обусловленные линеаризацией, и тем более, существенными нелинейностями, остаются не определёнными.

Численные методы в этом смысле являются универсальными, т.к. позволяют разрешить любую корректно поставленную задачу. Однако дискретный характер результатов, большое число входных аргументов и большой разброс числовых значений существенно затрудняют обобщение результатов численного исследования.

В докладе на примере клапана прямого действия показана возможность обобщения результатов численного интегрирования уравнений динамики методами теории подобия. Здесь безразмерные выходные переменные связываются с безразмерными входными переменными, безразмерным временем и комплексами (критериями подобия), в самой структуре которых отражено взаимодействие различных влияний, т.е. сущность физической модели процесса. Характеристики клапана, построенные в виде критериальных зависимостей, могут считаться обобщёнными и в исследованном диапазоне приобретают силу аналитических выражений. Установлено, что основные свойства клапана определяются тремя безразмерными комплексами (относительная начальная затяжка, относительные быстродействие и безразмерный период собственных колебаний). С ростом затяжки - точность улучшается, а устойчивость ухудшается. При значении относительного периода $T=2$ имеет место максимум устойчивости, с ростом быстродействия устойчивость увеличивается, а максимум смещается в область больших значений.

В настоящей работе используется простейшая нелинейная модель клапана, где учитывается только одна нелинейность - квадратичная зависимость перепада давления от расхода; в дальнейшем эта модель может явиться хорошей основой для исследования других более специфичных гидромеханических явлений, в том числе существенно нелинейных.

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Акулаев Р. Ш., Захаров А.В., Казначеев А. И.</i> МОДЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА АВАРИЙНОГО ЗАКРЫТИЯ КОЛЬЦЕВОГО ЗАТВОРА НАСОС-ТУРБИНЫ.....	3
<i>Алексенский В.А., Борщев И.О., Верховых С.Н.</i> МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА.....	10
<i>Алексенский В.А., Пугачёв П.В., Шумилин С.А.</i> МОДЕРНИЗАЦИЯ НЕФТЯНОГО ОТКАЧИВАЮЩЕГО НАСОСА.....	13
<i>Анкудинов А.А., Панаиотти С.С., Тимушев С.Ф.</i> ПРЕДВКЛЮЧЕННОЕ УСТРОЙСТВО СО СВЕРХВЫСОКОЙ ВСАСЫВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ И НИЗКИМ УРОВНЕМ НИЗКОЧАСТОТНЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ И РАСХОДА.....	18
<i>Ащеулов А.В.</i> ЭКСПАНСИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДА НА ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД..	28
<i>Бабаченко Ю.В., Гушан Е.Т., Умов В.А.</i> ВЛИЯНИЕ РАССОГЛАСОВАНИЯ ЧАСТИ ЛОПАТОК НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА НА РАДИАЛЬНУЮ СИЛУ НА РОТОРЕ МОЩНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ НАСОС-ТУРБИН.....	33
<i>Бабаченко Ю.В.</i> ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА NUMECA FINE ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОТУРБИН.....	40
<i>Богун В.С., Пугачев П.В.</i> ШУМОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОНДЕНСАТНЫХ ЭЛЕКТРОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ.....	51
<i>Васин В. А., Панаиотти С. С.</i> ВЫСОКООБОРОТНЫЙ МОБИЛЬНЫЙ ЭЛЕКТРОНАСОС С РЕГУЛИРУЕМЫМ ЧАСТОТНЫМ ПРИВОДОМ.....	57
<i>Давыдов В.Е., Шавлович З.А.</i> ПРЯМОЕ УПРАВЛЕНИЕ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ ОТ ЭЛЕКТРОПРИВОДА.....	63
<i>Жарковский А.А., Алексенский В.А., Пугачев П.В.</i> ОПЫТ 3-D РАСЧЕТОВ ТЕЧЕНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ.....	69
<i>Замараев М.С.</i> ТАРИРОВКА УЛЬТРАЗУКОВЫХ РАСХОДОМЕРОВ ГИДРОТУРБИН ЗЕЙСКОЙ ГЭА ГИДРОМЕТРИЧЕСКИМИ ВЕРТУШКАМИ.....	74
<i>Зотов Б.Н.</i> ОБРАТНЫЕ ТОКИ В ШНЕКАХ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	86

Зотов Б.Н. ОБРАТНЫЕ ТОКИ И КАВИТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШНЕКОВ.....	90
Иванов Е. Г. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИХРЕВОГО КАВИТАТОРА ПУТЁМ ОСЕВОГО ВВОДА ТРАНЗИТНОГО ПОТОКА.....	93
Иванюшин А.А., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б. О ПРИМЕНЕНИИ СМЕННЫХ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ В НАСОСАХ СО СПИРАЛЬНЫМ ОТВОДОМ.....	95
Исаев Ю. М., Матросов А. В., Сунарчин Р. А. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ СИНХРОНИЗАЦИИ КОЛЬЦЕВЫХ ЗАТВОРОВ.....	97
Исмагилов А.Р., Спиридонов Е.К. УНИВЕРСАЛЬНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЖИДКОСТНО-ГАЗОВЫХ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ.....	101
Казанцев Р.П., Шуцкий С.Ю., Воронов Т.Д., Белик Н.Ф., Паламарчук Е.Ф., Шадрин В.И. МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОНСОЛЬНОГО НАСОСА С КОМБИНИРОВАННЫМ ОТВОДОМ.....	104
Карпинский Г.С. ПЕРСПЕКТИВЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ НАСОСОВ НА ОСНОВЕ ТЕРМОСТОЙКИХ ПОЛИМЕРОВ МЕТОДОМ ЛИТЬЯ ПОД ДАВЛЕНИЕМ.....	106
Колесников А.А., Сапроненко Ю.В., Селезнев В.Н. ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ПРОЕКТА НАСОС-ТУРБИНЫ ЛЕНИНГРАДСКОЙ ГАЭС.....	107
Конаков А. А. ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ ЛОПАСТНОЙ И ЛОПАТОЧНОЙ ЧАСТОТ В ГИДРОТУРБИНАХ.....	117
Корнев В.П., Умов В.А. К РАСЧЕТУ ПРОЦЕССА ВЫПУСКА ВОЗДУХА ПРИ ПУСКЕ В НАСОСНЫЙ РЕЖИМ МОЩНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ НАСОС-ТУРБИН.....	123
Львовский В.А., Рыбаков В.Н., Шумилин С.А. К ОБОСНОВАНИЮ ВЫБОРА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ГАЭС.....	132
Маланюк А.И. ПРИМЕНЕНИЕ АНТИФРИКЦИОННЫХ УГЛЕПЛАСТИКОВ В УЗЛАХ ТРЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН	139
Надточий А.С., Твердохлеб И.Б. К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ОСЕВЫХ СИЛ В ДИАГОНАЛЬНОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ.....	140

Новкунский А.А., Хорохов А.В., Кузнецов А.С. ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ГЭС ПУТЕМ ВНЕДРЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ИНФОРМАЦИОННЫХ РЕШЕНИЙ.....	142
Панов К.А. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ЛОПАСТЯХ РО ТУРБИН.....	152
Парыгин А.Г., Поморцев М.Ю., Хованов Г.П. К ВОПРОСУ О ПОВЫШЕНИИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ТИПА «Д» ПУТЕМ МОДЕРНИЗАЦИИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ.....	161
Пошвин Е.В., Пещеренко С.Н. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ УЭЦН ЗА СЧЕТ РАЗРАБОТКИ И РАЦИОНАЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ПОГРУЖНЫХ ТЕРМОСТОЙКИХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ.....	163
Пуцын Н.В. ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ГЭС ПОСЛЕ СВЕРХДЛИТЕЛЬНОГО ПЕРИОДА ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	173
Роганов А. Е., Демьянов В.А., Орлов Е.В., Пеклер К.В., Ригин В.Е. МОДЕРНИЗАЦИЯ ГИДРОТУРБИНЫ БУХТАРМИНСКОЙ ГЭС С ЗАМЕНОЙ ДИАГОНАЛЬНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЕ.....	184
Русецкая Г.В. *, Смирнов Л.В. ** ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ.....	194
Рыбаков В.Н., Львовский В.А., Шумилин С.А. К ОЦЕНКЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АСИНХРОНИЗИРОВАННЫХ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ ПРИ РАБОТЕ НАСОС-ТУРБИНЫ ГАЭС.....	196
Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОДВОДА НА ПРОГНОЗНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО НАСОСА НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ.....	203
Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ БАНДАЖА И ЗАЗОРА НА ПРОГНОЗНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО НАСОСА НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ.....	207
Семенов Г. А., Варламов А. А. ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОТУРБИНЫ ОРТОГОНАЛЬНОГО ТИПА.....	210
Спиридонов Е. К., Битюцких С. Ю. ХАРАКТЕРИСТИКИ КАВИТАЦИОННОГО ЭЖЕКТОРА-СМЕСИТЕЛЯ.....	220

<i>Твердохлеб И.Б., Князева Е.Г., Лопатин М.В.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ КАВИТАЦИОННЫХ КАЧЕСТВ ДВУХЪЯРУСНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА PUMPLINX.....	222
<i>Щур В.А.</i> ВЫБОР НОВОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА УСЛОВИЯ ИРКУТСКОЙ ГЭС.....	223
<i>Донской А.С., Носков Е.И.</i> ОДНОПОРШНЕВОЙ ВАКУУМ-ГЕНЕРАТОР С ПНЕВМОПРИВОДОМ...	233
<i>Колесникова С.И.</i> СИНТЕЗ НЕЛИНЕЙНОГО УПРАВЛЕНИЯ НА МНОГООБРАЗИЯХ ДЛЯ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ.....	236
<i>Скляревский А.Н., Егоршин В.П.</i> К ВОПРОСУ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СИММЕТРИЧНОСТИ СКОРОСТНЫХ И ТЯГОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА С ОДНОШТОКОВЫМ ЦИЛИНДРОМ.....	240
<i>Сунарчин Р.А., Матросов А. В., Смирнова И. С.</i> ОБОБЩЁННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КЛАПАНА ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ.....	242

