

На правах рукописи

ЯРОВОЙ Андрей Викторович

**МЕТОДИКА РАСЧЁТА И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ
УПЛОТНЕНИЙ РАБОЧИХ КОЛЁС РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ НАСОС-
ТУРБИН НА ОСНОВЕ СНИЖЕНИЯ ПОТЕРЬ**

Специальность 05.04.13-Гидравлические машины,
гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ-2003г.

**РАБОТА ВЫПОЛНЕНА В САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОМ ГОСУДАРСТВЕННОМ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОМ УНИВЕРСИТЕТЕ**

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ: КАНДИДАТ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК, ПРОФЕССОР

УМОВ ВАЛЕРИЙ АЛЕКСЕЕВИЧ

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ: ДОКТОР ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК, ПРОФЕССОР,

ЗАСЛУЖЕННЫЙ ДЕЯТЕЛЬ НАУКИ РФ ЛЯМАНОВ Б.Ф.,

КАНДИДАТ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК ЗИМНИЦКИЙ В.А.

Ведущее предприятие: ОАО “Ленинградский металлический завод”

Защита состоится “24” июня 2003г. в 16 на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 при Санкт-Петербургском государственном политехническом университете по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29, ауд.130 главного здания.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

Автореферат разослан “ 22 ” мая 2003г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
д.т.н., профессор

Хрусталева Б.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. С учетом широкого распространения ТЭС и АЭС в мире и в России для успешного развития энергетики необходимо создание маневренных мощностей. Мировая практика показала, что для этой цели наиболее эффективны ГЭС, ГТУ и ГАЭС, оборудованные обратимыми гидромашинами: насос-турбинами (НТ). Среди них радиально-осевые НТ – лучшие по экономичности. Очередным подтверждением этого стало начало строительства в 2000 г второй очереди Загорской ГАЭС ($N_{ст}=1200$ МВт).

Одним из элементов конструкций радиально-осевых НТ, в значительной мере определяющих экономичность и надежность их работы, являются рабочие колеса. Рабочие колеса (РК) имеют радиальные уплотнения. Параметры последних существенно влияют на КПД гидромашин, а также на нагрузки на ее роторе. Однако до настоящего времени в мировой практике нет нормативов на уплотнения РК. Это объясняется большим числом независимых или слабо связанных между собой переменных: физический размер уплотнения и значение зазора, тип уплотнения и режим течения жидкости в нем, размеры и число ячеек лабиринтных уплотнений, режим работы гидромашин и др.

Цель и задачи работы. Цель работы состояла в создании методики расчета параметров уплотнений РК радиально-осевых насос-турбин на основе снижения потерь. Для достижения поставленной цели было необходимо решить следующие задачи:

- для двух мощных ГАЭС (Загорской и Ташлыкской) провести комплексный расчет объемных и дисковых потерь, гидродинамических осевых, радиальных сил и сил в уплотнениях РК в двух основных режимах работы – турбинном и насосном;
- проанализировать влияние параметров уплотнений на объемные и дисковые потери в РК и на нагрузки на нем;
- разработать и реализовать на ПЭВМ методику выбора оптимального сочетания параметров уплотнений рабочих колес радиально-осевых НТ на основе снижения потерь с учетом задаваемых конструктивных ограничений;
- провести расчеты по предложенной методике для ряда ГАЭС, выполнить анализ их результатов;
- на основе анализа полученных данных дать рекомендации по рациональному выбору параметров уплотнений РК радиально-осевых насос-турбин, а также о возможности применения методики к другим типам лопастных гидромашин.

Научная новизна: 1. на основе систематических расчетов для основных режимов работы радиально-осевых НТ установлены зависимости влияния на КПД и нагрузки на роторе различных параметров уплотнений РК;

2. разработана методика выбора параметров уплотнений РК радиально-осевых НТ на основе оптимизации их КПД;

3. сформулированы предложения по рациональному выбору геометрических параметров уплотнений;

4. представленная в работе методика может быть рекомендована для использования в радиально-осевых насос-турбинах и в гидротурбинах, а также – для средних и крупных центробежных насосов.

Практическое значение работы. Разработана и реализована в виде комплекса программ для ПЭВМ методика выбора параметров уплотнений, позволяющая проводить вычисление объемного и дискового КПД для уплотнений ступицы и обода РК. Для различных типов лопастных гидромашин она позволяет проводить рациональный выбор геометрических параметров уплотнений их РК, уменьшить потери, за счет чего получать ощутимую дополнительную выработку или сбережение электроэнергии.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на научно - технических конференциях: международных «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» (в 1997 и 2000г., Харьков, Украина), «Гидравлические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика» (1998, Москва, МЭИ), «Современные научные школы: перспективы развития» (1998, С-Пб., СПбГТУ), «Юбилейной научн.-техн.конф. СПбГТУ» (1999, С-Пб., СПбГТУ), «Научно-технические проблемы современного гидромашиностроения и методы их решения» (2001, С-Пб., СПбГТУ); Всероссийских «Гидравлические машины и гидроавтоматика – основа технического прогресса XXI столетия» (2001, 2002 г. ПГТУ, Пермь), а так же на Первом международном бизнес-форуме «Информационные и бизнес технологии XXI века», (1999, С-Пб), и научно-техническом семинаре кафедры гидромашиностроения СПбГПУ в 2003 г.

Публикации: По теме диссертации опубликовано 11 работ.

Объем и структура диссертационной работы: Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных выводов и рекомендаций, содержит 186 стр. машинописного текста, 78 иллюстраций, 12 таблиц. Список использованной литературы включает в себя 119 наименований.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность темы диссертации, обосновывается необходимость применения в современной энергетике ГАЭС, повышения эффективности и надежности их работы путем рационального выбора параметров уплотнений РК насос-турбин.

В первой главе выполнен обзор литературных источников по изучению влияния параметров уплотнений на работу гидроагрегата. Показано, что для различных типов гидромашин требуются уплотнения со своими специфическими типоразмерами. В гидромашинах с низкой быстроходностью используются уплотнения с односторонней ячейкой расширения ($m=0,5$) и уплотнения с гладкой щелью ($m=0$), приведенные на рис. 1.

В высоко- и среднебыстроходных радиально-осевых гидротурбинах и насос-турбинах применяются однощелевые лабиринтные уплотнения с двухсторонней ячейкой расширения ($m=1$) и уплотнения елочного типа.

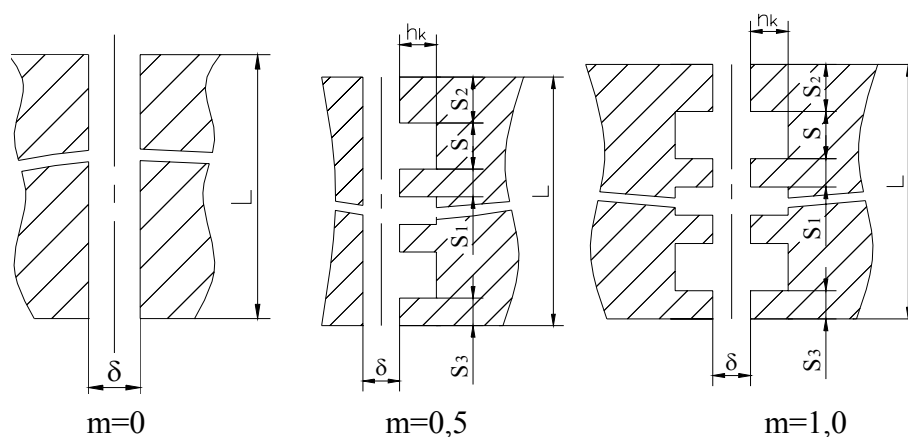


Рис.1. Основные типы уплотнений

Верхнее однощелевое уплотнение устанавливается на периферии ступицы или ближе к оси вращения РК, нижнее устанавливается у нижнего, либо у верхнего торца обода. Исследованию характера течения жидкости в уплотнениях посвящены работы А. С Байбикова, В. К Караханьяна, В. А. Зимницкого, А. И Степанова, В. С. Седача, Г Шлихтинга, А Бартона, Д Тэйлора, М. Камала, А.Н. Туркина. Показано, что в зависимости от соотношения чисел Рейнольдса Re и Тэйлора Ta возможны следующие режимы течения: ламинарное; ламинарное с вихрями Тэйлора; турбулентное; турбулентное с вихрями Тэйлора. Последние зарождаются в ядре потока и радиальные размеры их меньше радиального зазора, так что между вихрем и стенками остаётся безвихревой ламинарный слой жидкости. Основой расчета уплотнения служит вычисление объемных и дисковых потерь и сил, действующих на РК. Методики вычисления протечек через уплотнение и учета геометрии ячеек приведены в работах

А. А. Ломакина, А. И. Голубева, В. А. Зимницкого, Л. А. Кондакова, В. В. Макарова, Г. А. Никитина, Г. И. Фёдоровой, А. А. Дорфмана, В. П. Коренева, А. А. Дорфмана, П. И. Сыромахо, Ю. Ямады, Г. Шлихтинга и других.

Оценка влияния дискового трения на мощность гидромашин приводится в работах И. Э. Этинберга, Б. С. Раухмана, М. Нехлебы. А. Я. Кочкаревым показано, что поверхности трения (с определенной точностью) можно считать гладкими и не учитывать их шероховатость. Повышение единичных мощностей гидроагрегатов требует повышения надежности их работы, а, следовательно, более точного знания сил, действующих на ротор. Исследования, посвященные изучению влияния уплотнений на осевую силу, были проведены на ОАО «ЛМЗ», а так же отражены в работах В. В. Макарова, П. Генри, В. Занетти, М. Вегнера, М. М. Орахелашвили, С. Касаччи, Д. Боссе, А. Н. Коровина. А. А. Ломакиным, а затем В. А. Марцинковским выполнен комплекс исследований сил в уплотнениях РК центробежных насосов. В работе Н. И. Зубарева сделан теоретический анализ причин возникновения радиальных сил различных классов. Представляют практический интерес методики расчета радиальных сил и сил в уплотнениях РК радиально-осевых НТ, предложенные В.А. Васильевым, В. В. Макаровым, Е. Т. Гушаном, Л. А. Череповицыным и Эль-Саидом Абдель-Хай Кассим Шехатой. Приведен обзор и анализ методов оптимизации для функций нескольких переменных. Выполненный обзор позволил определить цели исследования и сформулировать постановку задачи.

Во второй главе описаны методики, примененные в настоящей работе для вычисления потерь и сил. Все они подтверждены экспериментально. Определение объемных и дисковых потерь осуществляли по методике, предложенной В.В. Макаровым. Вычисление дискового КПД проводили по формуле: $\eta_d = (N_{\text{пот}} - N_d) / N_{\text{пот}}$, где $N_{\text{пот}}$ - мощность потока жидкости, подведенного к гидромашине; N_d - потери мощности на дисковое трение. Поверхности гидромашин, которые взаимодействуют с потоком жидкости, разделили на цилиндрические, торцевые (дисковые) и криволинейные. Потери мощности из-за трения на одной стороне диска определяли по формуле: $N_{d_r} = c_f \rho \omega^3 r^5$, где c_f - коэффициент дискового трения; r - радиус диска. Коэффициент c_f зависит от различных факторов, в том числе: расхода, омывающего диск в радиальном направлении; числа Рейнольдса по окружному течению Re_ω ; относительного зазора s/r между диском и кожухом; относительных шероховатостей $\bar{\nabla}$ диска и кожуха. Потери трения на цилиндрических поверхностях рассчитывали по зависимости: $N_{d_{\text{ц}}} = c_{\text{ц}} \rho \omega^3 r^4 L$, где $c_{\text{ц}}$ - коэффициент дискового трения цилиндрических поверхностей. Вычисление объемных потерь путем определения расхода протечек через уплотнение: $Q_y = \pi D_{\text{уп}} \delta \sqrt{\frac{2H_{\text{уп}}}{\zeta \rho}}$, где $D_{\text{уп}}$ - диаметр

уплотнения, $H_{\text{уп}}$ – перепад давления через уплотнение, δ – зазор в уплотнении, ζ – коэффициент гидравлического сопротивления. Потери давления жидкости в уплотнении представлены как сумма потерь давления на входе ($\Delta p_{\text{вх}}$), выходе ($\Delta p_{\text{вых}}$) и по длине уплотнения ($\Delta p_{\text{тр}}$): $\Delta p = \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{вых}}$. Составляющие потерь давления вычисляли согласно следующим

формулам: $\Delta p_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} V_{\text{вх}}^2 / 2$, $\Delta p_{\text{вых}} = \zeta_{\text{вых}} V_{\text{вых}}^2 / 2$, $\Delta p_{\text{тр}} = \int_L \lambda \frac{\rho V^2}{4\delta} dL$, где $\zeta_{\text{вх}}$, $\zeta_{\text{вых}}$ –

коэффициенты местных гидравлических потерь соответственно на входе и на выходе; λ – коэффициент сопротивления трения по длине; V – средняя скорость течения жидкости в уплотнении; L – длина уплотнения; $V_{\text{вх}}$ и $V_{\text{вых}}$ – скорость течения жидкости на входе и выходе из уплотнения соответственно. Полное осевое усилие $P_z = P_1 + P_2 + P_3$, где P_1 – осевое усилие, действующее на внутреннюю полость РК, P_2 – осевое усилие, действующее на внешнюю часть ступицы, P_3 – осевое усилие, действующее на внешнюю часть обода. Для рабочего колеса радиально–осевой НТ выражение для определения радиальной силы (РС) имело вид:

$P_r = \sqrt{P_{rx}^2 + P_{ry}^2}$, где под корнем – проекции РС на оси x и y , вычисляемые по зависимостям, предложенным Е. Т. Гушаном:

$$P_{rx} = - \int_0^{2\pi r_2} \int_0^{2\pi} P_2 r dr \cos \alpha d\varphi - b_{2d} r_2 \int_0^{2\pi} P_2 \cos \alpha d\varphi - \rho b_2 r_2 \left(\int_0^{2\pi} V_{2r}^2 \cos \alpha d\varphi - \int_0^{2\pi} V_{2r}^2 V_{2u}^1 \sin \alpha d\varphi \right);$$

$$P_{ry} = - \int_0^{2\pi r_2} \int_0^{2\pi} P_2 r dr \sin \alpha d\varphi - b_{2d} r_2 \int_0^{2\pi} P_2 \sin \alpha d\varphi - \rho b_2 r_2 \left(\int_0^{2\pi} V_{2r}^2 \sin \alpha d\varphi - \int_0^{2\pi} V_{2r}^2 V_{2u}^1 \cos \alpha d\varphi \right).$$

Здесь: P_2 – статическое давление; V_{2r} и V_{2u}^1 – радиальная и окружная составляющие абсолютной скорости на напорной стороне РК; b_{2d} – ширина РК на напорной стороне, включая толщину дисков; r_1 и r_2 – минимальный и максимальный радиусы наружных поверхностей дисков колеса.

В уплотнении на нижний обод действуют четыре составляющие силы: F_d – гидродинамическая сила, F_H – сила, обусловленная движением жидкости, F_K – сила, обусловленная касательными напряжениями и основная составляющая F_c – гидростатическая составляющая силы, которая при турбулентном течении вычисляется по формулам, предложенным Л.А. Череповицыным:

$$\begin{cases} F_{\text{ты}} = k_s \left[(\Theta_2 + 1,68 \alpha) \epsilon + (1 + 0,8 \alpha) \delta \Theta_1 \right] \\ F_{\text{тх}} = 0 \end{cases}, \text{ где}$$

$k_s = 0,5 \pi \frac{r_1}{\delta} \Delta p$; $\Theta_1 = \frac{v_1 l}{2 \delta}$; $\Theta_2 = \frac{v_2 l}{2 \delta}$, где Θ_1 и Θ_2 – параметры перекоса и конусности

зазоров в уплотнении; v_1 и v_2 – углы перекоса и конусности зазоров в уплотнении.

В третьей главе приведены результаты расчетов сил и потерь для насос-турбин Загорской и Ташлыкской ГАЭС. При их проведении варьировались следующие параметры: коэффициент быстроходности n_s , режимы работы (насосный и турбинный); открытия направляющего аппарата (НА) a_0 (для каждой гидромашины рассматривались по четыре открытия НА); длина верхнего уплотнения РК L_{vu} и нижнего L_{nu} (рассматривалось по пять вариантов); тип нижнего уплотнения; радиальные зазоры в нижнем и верхнем уплотнениях (рассматривались пять сочетаний зазоров δ_n/δ_v). В результате исследований было получено около 1600 графиков. На рис.2...4 в качестве примеров приведены зависимости для турбинного режима Загорской ГАЭС. Основные результаты анализа приведены ниже:

Влияние режимов работы.

- общее во влиянии режимов - к уменьшению объёмных потерь на 0,05...0,15% приводит уменьшение коэффициента быстроходности и открытия НА; к уменьшению P_z (до 40%) приводит снижение коэффициента быстроходности и увеличение открытия НА, к увеличению «восстанавливающей» силы в уплотнении приводит уменьшение n_s (до 36%) и увеличение открытия;
- различие по влиянию режимов - относительные объёмные потери при ТР больше, чем в НР, на 0,1...0,3%; осевое усилие, действующее на РК в НР больше, чем в турбинном, на 0,1...0,3МН; суммарные потери в турбинном режиме работы больше, чем в насосном, на 0,15...0,3%; сила в уплотнении РК при ТР меньше, чем в НР, на 3...10 кН; суммарная радиальная сила в НР в 1,5...2 раза больше, чем в турбинном.

Влияние геометрических параметров уплотнения:

- на объёмные потери: с увеличением длины нижнего уплотнения они значительно снижаются от 1,05% до 0,78% (что в относительных величинах составляет более 30%), влияние верхнего уплотнения проявляется слабо; значительное влияние оказывает тип уплотнения, особенно при появлении дополнительных гидравлических сопротивлений (ячеек): так при переходе от $m=0$ к $m=0,5$ уменьшение объёмных потерь составляет до 1,5%, а переходе от $m=0,5$ к $m=1,0$ - до 0,9%, аналогично влияет и уменьшение радиального зазора;
- на дисковые потери значительное влияние оказывает длина уплотнения, если их рассматривать отдельно, но в данном случае рассматривались общие потери, поэтому, основным фактором являлся тип уплотнения: при переходе от $m=0$ или $m=0,5$ к $m=1,0$;
- на осевую силу значительное влияние оказывают параметры верхнего уплотнения - уменьшение протечек снижает давление под крышкой турбины и, как следствие, - P_z (до 25 %).

Таким образом, одновременное достижение минимума сил и потерь невозможно: при установке щелевого уплотнения имеем минимальную суммарную радиальную силу и максимальные объёмные потери, а в лабиринтном с двухсторонней ячейкой расширения – картина обратная. Поэтому, выбирая тип уплотнения, надо исходить из конкретных

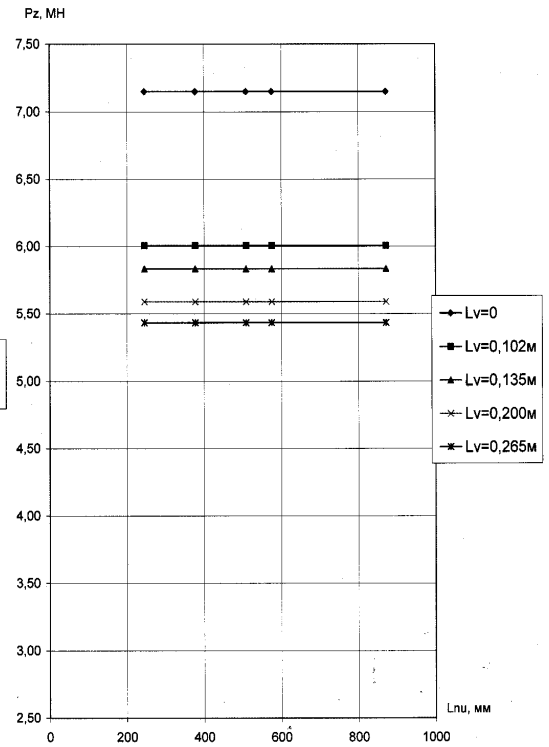
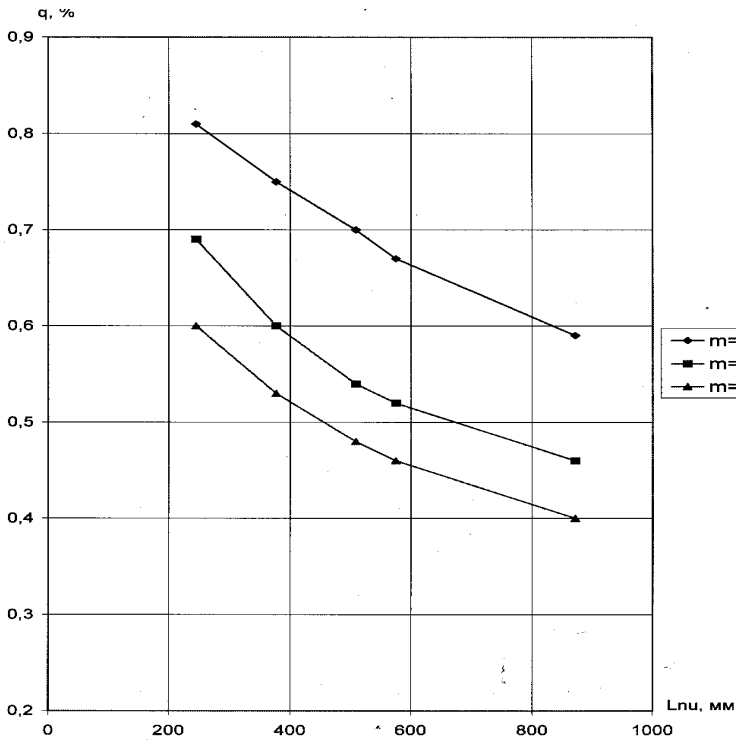


Рис.2. Зависимости относительных объемных потерь от длины нижнего уплотнения, гидроагрегат Загорской ГАЭС; турбинный режим; $a_0 = 0,329\text{м}$; $\delta = 3,0 \text{ мм}$; $L_v = 0,102\text{м}$, при $m = \text{var}$

Рис. 3. Зависимости полного осевого усилия от длины нижнего уплотнения, гидроагрегат Загорской ГАЭС; турбинный режим; $a_0 = 0,329\text{м}$; $\delta = 3,0\text{мм}$; $m = 0,5$, при $L_v = \text{var}$

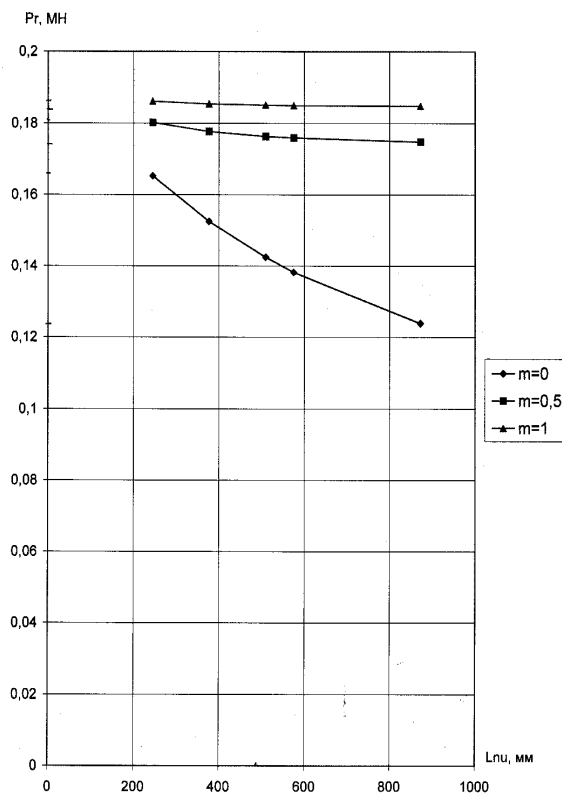


Рис.4. Зависимости гидродинамических радиальных сил от длины нижнего уплотнения, гидроагрегат Загорской ГАЭС; турбинный режим, $a_0 = 0,329\text{м}$; $\delta = 3,0\text{мм}$; $L_v = 0,135 \text{ м}$, при $m = \text{var}$

поставленных требований и параметров гидравлической машины (быстроходности, напора, расхода, частоты вращения). Достижение некоего компромисса между получением минимальной радиальной силы и минимума объёмных потерь, очевидно, возможно при использовании лабиринтного уплотнения с односторонней ячейкой расширения, но лучше предпочтение отдать лабиринтному уплотнению с $m=1,0$, так как при этом возможно использование уплотнения меньшей длины (при тех же значениях потерь).

В четвертой главе проанализировано использование методов оптимизации в турбомашиностроении и сформулирован алгоритм оптимального выбора параметров уплотнения РК. Для выбора параметров оптимизации решаемые задачи разбивают на уровни, которым соответствует свой уровень детализации. Иерархию задач можно условно представить следующим образом: энергосистема в целом; ее отдельные звенья; производители и потребители энергии; энергетические машины и агрегаты, их узлы, детали и т. д. Большинство изученных и решенных задач оптимизации параметров ГАЭС относятся к задачам высоких иерархических классов. Показано, что заметный вклад в решение части оптимизационных задач в компрессоростроении внесли Ю. Б. Галеркин, Е. Ю. Попова, К. А. Данилов, а при проектировании ГЭС, ГАЭС и насосных систем – Ю.С. Васильев, С.Н. Добрынин, Л. А. Кароль, Б.Ф. Лямаев, В.А. Кукушкин, В. В. Макаров, Т. С. Тихонова, В.С. Шарыгин, А. Бартчке, Г. Стефан, Дж. Сеебер.

В качестве целевой функции оптимизации для разработки методики выбора параметров уплотнений рабочих колес радиально-осевых насос-турбин был принят следующий критерий - КПД оптимизируемый: $\eta_{\text{опт}} = \eta_q \eta_d$. Его вычисляли по методикам, приведенным в главе 2, с более точным учетом потерь в ячейках уплотнения $\xi_{\text{яч}}$, а, именно: при определении потерь потока на внезапное расширение и сжатие при входе и выходе из ячейки принимались во внимание соотношение s/s_1 и глубина канавки h_k . Предложена методика выбора сочетания параметров уплотнения $h_k, m, s, s_1, L_{vu}, L_{nu}$, при котором значение $\eta_{\text{опт}}$ будет максимальным при заданных конструктивных ограничениях на них. Предлагается следующая последовательность операций:

1. Для исследуемой гидромашин с заданными конструктивными параметрами и режимами работы на основе имеющегося опыта и аналогов задать в первом приближении основные параметры уплотнения. На эти условия рассчитать и построить зависимости $\eta_{\text{опт}} = f(L_u)$ и приращения оптимизируемого КПД - $\Delta\eta_{\text{опт}} = f(L_u)$. Анализируя их согласно критерию относительного убывания приращения, принять решение о выборе длины уплотнения или некоторого диапазона изменения L_u для проведения дальнейших расчетов.

2. Принять начальные значения параметров ячейки уплотнения и для выбранного сочетания произвести расчет зависимостей $\eta_{\text{опт}}=f(h_k)$ и $\Delta\eta_{\text{опт}}=f(h_k)$; затем, задавая значение минимально возможного приращения, получить значение h_k во втором приближении.
3. Для полученных значений h_k и L_u построить зависимости $\eta_{\text{упл}}=f(s)$ при $h_k=\text{const}$ и $\eta_{\text{упл}}=f(h_k)$ при $s/h_k=\text{const}$. По данным графикам произвести выбор ширины ячейки. Таким образом, будут получены новые значения ширины и глубины ячейки.
4. Исходя из конструктивных соображений задать соотношения s/s_2 и s/s_3 и рассчитать полную длину уплотнения по формуле $L_u=s_2+ns+s_1(n-1)+s_3$ и на полученные параметры уплотнения вновь рассчитать $\eta_{\text{опт}}$.
5. Произвести сравнение полученного КПД оптимизируемого $\eta_{\text{опт1}}$ с первоначальным значением $\eta_{\text{опт}}$ и оценить получаемое приращение.

Методика реализована в виде комплекса программ для персонального компьютера, написанных на языке программирования Object Pascal для среды Delphi. При желании, для удобства пользователей данной методикой комплекс программ можно объединить в одну программу, работающую в диалоговом режиме.

В пятой главе приведены результаты расчетов по разработанной методике и сформулированы рекомендации по выбору уплотнений. Проведены расчеты для всех ГАЭС России и Украины в широком диапазоне изменения всех основных параметров (табл.1). В связи с отсутствием реально существующего обратимого гидроагрегата с диаметром РК $D_{\text{нап}} > 7,3$ м было принято решение о проведении расчета и для «виртуальной», несуществующей пока ГАЭС с $D_{\text{нап}} = 8,0$ м. Ее проектные параметры приняты по аналогии с действующими станциями. Расчеты по выбору параметров уплотнений проводились для насосного и турбинного режимов работы НТ.

Таблица 1.

Основные параметры исследованных гидроагрегатов ГАЭС

№	ГАЭС	$H_{\text{расч}}$	N	n_s	n	$D_{\text{нап}}$	H_s
		м	МВт	об/мин	об/мин	м	м
1	Кубань-Калаусская	20/24	2,4/2,65	353/297	300	1,73	0
2	Киевская	65/69	34/40	180/195	166,7	4,65	-4,3
3	Загорская	100/105	205/217	215/240	150	6,3	-15
4	Ташлыкская	70/83	149/205	296/274	136	6,3	-15
5	Днестровская	135/153	333/410	212/201	150	7,3	-23
6	ГАЭС с $D_{\text{нап}} = 8$ м	110/115	400/441	322/290	150	8,0	-20

В таблице 1 параметры, указанные в числителе, относятся к турбинному режиму, в знаменателе - к насосному. Качественный характер влияния параметров уплотнения РК одинаков для насосного и турбинного режимов, поэтому численные значения приведены для одного из них – турбинного. В качестве примера в табл. 2 приведены результаты расчетов для нижнего уплотнения (обода) в турбинном режиме работы Ташлыкской ГАЭС, для нее же приведены иллюстрации на рис.5...7. Полученный высокий уровень КПД объясняется тем, что

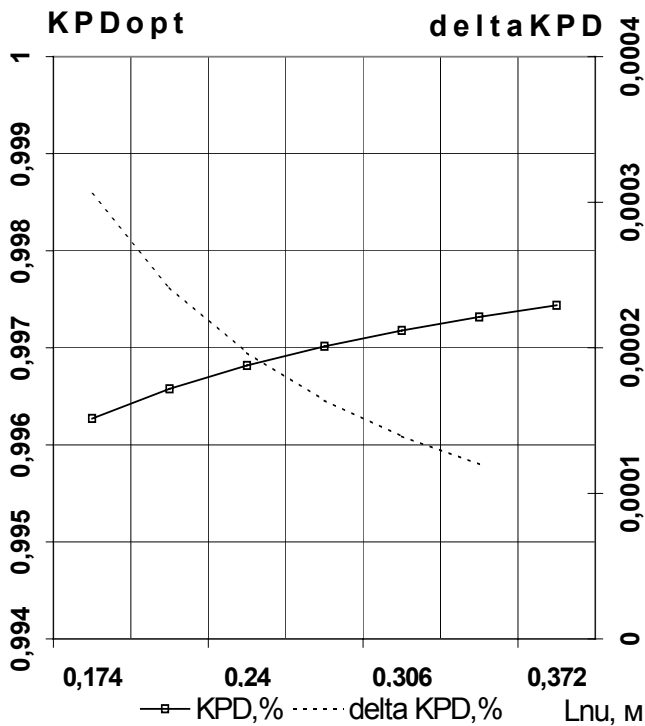


Рис.5. Зависимости КПД оптимизируемого $\eta_{\text{опт}}$ и его приращения $\Delta\eta_{\text{опт}}$ от длины нижнего уплотнения $L_{\text{ну}}$; $KPD=f(L_{\text{ну}})$, $\text{delta KPD}=f(L_{\text{ну}})$ Ташлыкская ГАЭС; турбинный режим, $a_0=0,384$ м; $m=1,0$; нижнее уплотнение, $h_k=\text{const}$

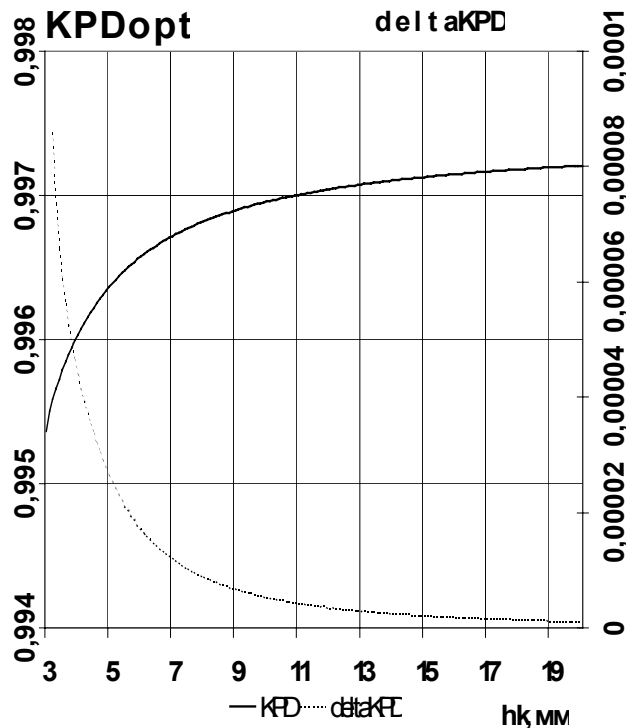


Рис.6. Зависимости КПД оптимизируемого $\eta_{\text{опт}}$ и его приращения $\Delta\eta_{\text{опт}}$ от глубины ячейки h_k , $KPD=f(h_k)$, $\text{delta KPD}=f(h_k)$ Ташлыкская ГАЭС, турбинный режим $a_0=0,384$ м; $m=1,0$; нижнее уплотнение, $L_{\text{ну}}=\text{const}$

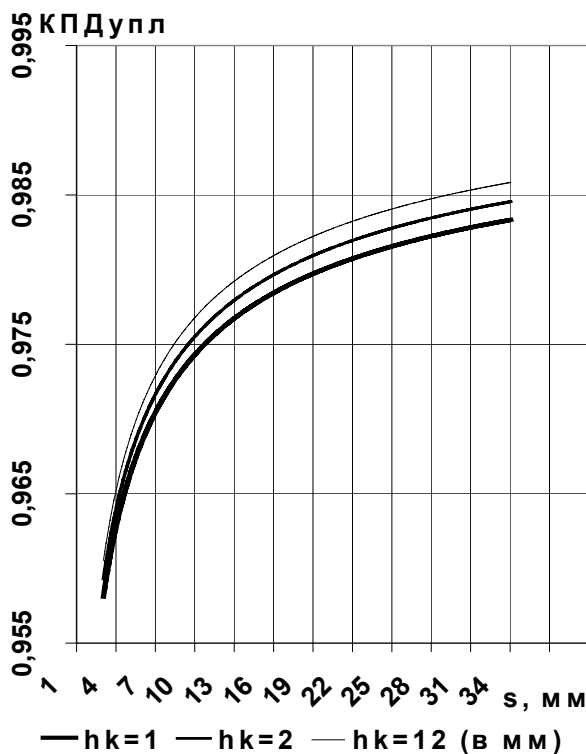


Рис.7. Зависимость эффективности работы уплотнения $\eta_{\text{упл}}$ от ширины ячейки s , $KPD_{\text{упл}}=f(s)$; Ташлыкская ГАЭС; турбинный режим, $a_0=0,384$ м; $m=1,0$; нижнее уплотнение, $L_{\text{ну}}=\text{const}$, $h_k=\text{const}$

Результаты расчетов для нижнего уплотнения (турбинный режим)

ГАЭС	Параметры уплотнения, значения КПД и мощности		
	Значение 1(основа)	Значение 2(предложение 1)	Значение 3 (предложение 2)
Киевская	$L_{nu}=205\text{мм}, m=0$	$L_{nu}=205\text{ мм}, z=6, s_1=12\text{мм},$ $s=16\text{мм}, h_k=12, m=1$	$L_{nu}=247\text{мм}, z=8, s_1=12\text{мм},$ $s=16\text{мм}, h_k=12, m=1$
	$\eta_{opt}=98,8080\%$	$\eta_{opt}=99,4673\%$	$\eta_{opt}=99,5307\%$
		$\Delta\eta_{opt}=0,66\%$	$\Delta\eta_{opt}=0,72\%$
		$\Delta N=250\text{кВт}$	$\Delta N=274\text{кВт}$
Загорская	$L_{nu}=245\text{мм}, z=6, s_1=18\text{мм}$ $s=15\text{мм}, h_k=8, m=1$	$L_{nu}=245\text{мм}, z_0=6, s_1=13\text{мм},$ $s=20\text{мм}, h_k=12, m=1$	$L_{nu}=382\text{мм}, z_0=10, s_1=13\text{мм},$ $s=20\text{мм}, h_k=12, m=1$
	$\eta_{opt}=99,75\%$	$\eta_{opt}=99,76141\%$	$\eta_{opt}=99,80989\%$
		$\Delta\eta_{opt}=0,011\%$	$\Delta\eta_{opt}=0,070\%$
		$\Delta N=12,20\text{кВт}$	$\Delta N=23,00\text{кВт}$
Ташлыкская	$L_{nu}=245\text{мм}, z=6, s_1=18\text{мм}$ $s=15\text{мм}, h_k=8, m=1$	$L_{nu}=245\text{мм}, z=6, s_1=13\text{мм},$ $s=20\text{мм}, h_k=12, m=1$	$L_{nu}=382\text{мм}, z=10,$ $s_1=13\text{мм}, s=20\text{мм}, h_k=12, m=1$
	$\eta_{opt}=99,7274\%$	$\eta_{opt}=99,7399\%$,	$\eta_{opt}=99,7919\%$
		$\Delta\eta_{opt}=0,013\%$	$\Delta\eta_{opt}=0,065\%$
		$\Delta N=19,37\text{кВт}$	$\Delta N=96,85\text{кВт}$
Днестровская	$L_{nu}=300\text{мм}, z=14, s_1=10\text{мм}$ $s=10\text{мм}, h_k=10, m=0,5$	$L_{nu}=300\text{мм}, z=14, s_1=6\text{мм},$ $s=14\text{мм}, h_k=12, m=1$	$L_{nu}=380\text{мм}, z=18, s_1=6\text{мм},$ $s=14\text{мм}, h_k=12, m=1$
	$\eta_{opt}=99,8132\%$	$\eta_{opt}=99,8262\%$,	$\eta_{opt}=99,8454\%$
		$\Delta\eta_{opt}=0,014\%$	$\Delta\eta_{opt}=0,032\%$
		$\Delta N=46,28\text{кВт}$	$\Delta N=107,23\text{кВт}$
ГАЭС с $D_{нап}=8\text{м}$	$L_{nu}=289\text{мм}, z=6,$ $s_1=19\text{мм}, s=23\text{мм},$ $h_k=10, m=1$	$L_{nu}=289\text{мм}, z=6, s_1=27\text{мм},$ $s=15\text{мм}, h_k=16, m=1$	$L_{nu}=485\text{мм}, z=10, s_1=27\text{мм},$ $s=15\text{мм}, h_k=16, m=1$
	$\eta_{opt}=99,7355\%$	$\eta_{opt}=99,7497\%$,	$\eta_{opt}=99,7994\%$
		$\Delta\eta_{opt}=0,014\%$	$\Delta\eta_{opt}=0,062\%$
		$\Delta N=56,8\text{кВт}$	$\Delta N=247,6\text{кВт}$

рассматривались отдельно лишь составляющие от уплотнений ступицы и обода, объемная и дисковая составляющие полного КПД, причем для дисковой учитывались потери не по всему рабочему колесу, а только потери в уплотнении.

В таблице указаны исходные значения КПД, соответствующие параметрам уплотнений РК, принятым на исследуемых ГАЭС (столбец-«основа»), а также – значения КПД после предлагаемой нами модернизации, получаемые при этом приращения КПД и мощности гидроагрегатов. Показаны два варианта – при существующей длине уплотнений (предложение 1) и при ее увеличении (предложение 2). Анализ полученных данных показал следующее.

1. Максимальное влияние на величину оптимизируемого КПД оказывает тип уплотнения и его длина. Наглядно эти изменения видны на примере Киевской ГАЭС, где происходит наиболее значительный рост КПД и мощности при изменении типа уплотнения от щелевого к лабиринтному и особенно - при возрастании числа ячеек. Для уплотнений, имеющих в качестве базовой конструкции лабиринтное уплотнение, качественно модернизация приводит к таким же результатам.

2. Исследования показали, что изменение ширины и глубины ячейки значительно влияют на величину $\eta_{\text{опт}}$. К увеличению КПД приводит изменение соотношения s/s_1 в пользу увеличения ширины ячейки s , а так же увеличение глубины канавки уплотнения h_k .

3. Необходимо отметить, что возрастание h_k приводит к увеличению «мощности» дисковых потерь за счет увеличения площади вращающихся поверхностей, а, следовательно, к уменьшению η_d . Но, это влияние не столь значительно, как эффект от увеличения объемного КПД η_q . Так, для рассмотренного выше случая Ташлыкской ГАЭС, при сохранении остальных параметров уплотнения и изменении h_k от 8 мм до 12 мм происходит уменьшение дискового КПД составляет $\Delta\eta_d = 0,000021\%$ (здесь и далее $\Delta\eta_d$ и $\Delta\eta_q$ даны в относительных величинах) при этом увеличение объемного КПД составляет $\Delta\eta_q = 0,04463\%$ и соответственно $\Delta\eta_{\text{опт}} = 0,003\%$. При изменении соотношения s/s_1 от 0,833 до 1,538 происходит уменьшение η_d на 0,00006%, а увеличение $\Delta\eta_q$ и $\Delta\eta_{\text{опт}}$ составляет соответственно 0,0062% и 0,0040%.

4. Представленные выше данные относятся к нижнему уплотнению, характер влияния геометрии ячейки на эффективность работы верхнего уплотнения является аналогичным.

Так, изменение глубины канавки приводит к приросту $\Delta\eta_{\text{опт}} = 0,01573\%$, а изменение соотношения s/s_1 увеличивает $\eta_{\text{опт}}$ на 0,008%.

5. Разница между нижним и верхним уплотнениями проявляется во влиянии на значение осевой силы. Предлагаемые конструктивные изменения параметров уплотнения ступицы более существенно влияют на осевую силу, чем геометрия уплотнения обода. По сравнению с первоначальным вариантом только увеличение ширины канавки s до 20 мм приводит к

уменьшению осевой силы на 2% (100 кН), такое же изменение геометрии нижнего уплотнения приводит к уменьшению P_z лишь на 0,006% (327Н). Это объясняется тем, что снижение протечек в верхнем уплотнении позволяет уменьшить давление под крышкой гидроагрегата. Данный вывод подтвержден расчетами, проведенными для Загорской и Ташлыкской ГАЭС.

Для оценки повышения эффективности работы ГАЭС после предлагаемой модернизации уплотнений был проведен расчет возможной дополнительной выработки электроэнергии. Для турбинного режима работы расчет велся, учитывая дополнительный объем водохранилища, заполняемый в насосном режиме работы, и приращение мощности, получаемое при турбинном режиме (время работы в нем принималось равным 9 часам). Результаты приведены в таблице 3 и показывают возможную выработку ΔE за сутки и за год для одного гидроагрегата (в числителе) и всех для данной станции (в знаменателе).

Таблица 3.

Дополнительная выработка электроэнергии в турбинном режиме

№	ГАЭС	Дополнительная выработка электроэнергии ΔE , кВт·час	
		в сутки	за год
1	Кубань-Калаусская	200/600	70 000/210 000
2	Киевская	5 300/16 000	1 840 000/5 520 000
3	Загорская	400/2 400	141 000/850 000
4	Ташлыкская	1 600/6 400	550 000/2 200 000
5	Днестровская	2 440/15 000	850 000/5 100 000
6	ГАЭС с $D_{\text{нап}}=8$ м	3 700/15 000	1 300 000/5 200 000

В насосном режиме ГАЭС работает в среднем 8 часов. С учетом этого, определяли снижение потерь и дополнительный объем водохранилища, заполняемый в насосном режиме, и дополнительное время работы в ТР. Результаты приведены в таблице 4.

Таблица 4.

Возможная дополнительная выработка электроэнергии в турбинном режиме за счет снижения потерь в насосном

№	ГАЭС	Дополнительная выработка электроэнергии ΔE , кВт·час	
		в сутки	за год
1	Кубань-Калаусская	180/540	63 000/190 000
2	Киевская	2 900/8 700	1 015 000/3 045 000
3	Загорская	870/5 200	310 000/1 860 000
4	Ташлыкская	940/3 800	330 000/1 320 000
5	Днестровская	1 500/9 000	530 000/3 200 000
6	ГАЭС с $D_{\text{нап}}=8$ м	2 700/11 000	950 000/3 800 000

Из рассмотрения таблиц 3 и 4 видно, что наибольшая эффективность предлагаемых мер проявляется в турбинном режиме работы. Учитывая это, и то, что ГАЭС создаются в первую

очередь для покрытия пиков потребления энергии, рекомендуем проводить выбор параметров уплотнения на турбинный режим работы

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана методика, позволяющая производить оптимальный выбор параметров уплотнений радиально-осевых насос-турбин на основе снижения потерь. Её отличие от применяемых в настоящее время в практике гидромашиностроения состоит в алгоритме расчета потерь, позволяющего учитывать все параметры уплотнения, в том числе - геометрические параметры его ячейки.
2. Для проведения расчетов по предложенной методике был создан комплекс прикладных программ на языке программирования Object Pascal для среды Delphi.
3. По разработанной методике проведены исследования для шести гидроаккумулирующих электростанций с диапазонами напоров и мощностей в турбинном режиме работы: $H_T=20\dots135$ м и $N_T=2,4\dots400$ МВт и насосном $H_H=24\dots153$ м и $N_H=2,65\dots441$ МВт. Анализ результатов расчетов для указанных ГАЭС, показал следующее:
 - Для максимального увеличения КПД необходимо использование уплотнения с двухсторонней ячейкой расширения, а так же увеличение длины уплотнения L , глубины канавки h_k и изменение соотношения s/s_1 в сторону увеличения s . Могут быть учтены конструктивные ограничения. Рекомендовано проводить выбор уплотнения на условия турбинного режима.
 - Изменение геометрии уплотнения, например, углубление канавки увеличивает площади вращающихся поверхностей, что приводит к незначительному росту дисковых потерь, но существенно увеличивает объемный и, как следствие, общий КПД.
 - Предлагаемые меры позволяют увеличить КПД насос-турбин в турбинном режиме работы рассмотренных ГАЭС на $\Delta\eta_{\text{опт}}=0,032\dots0,720\%$ и $\Delta\eta_{\text{опт}} = 0,03\dots0,81\%$ для нижнего и верхнего уплотнений соответственно; в насосном: $\Delta\eta_{\text{опт}} = 0,031\dots0,610\%$ и $\Delta\eta_{\text{опт}}=0,0447\dots0,6800\%$.
 - Указанное повышение КПД приводит к увеличению вырабатываемой в ТР мощности на $\Delta N=22,3\dots580,0$ кВт, а для НР увеличивает расход на $\Delta Q=0,0686\dots0,6800$ м³/с. Тогда диапазон возможной суммарной дополнительной выработки электроэнергии для одного гидроагрегата исследованных ГАЭС, с учетом дополнительного наполнения водохранилища в насосном режиме и повышения эффективности в турбинном, может составить $\Delta E=380\dots8\ 200$ кВт·час в сутки и $\Delta E= 133\ 000 \dots 2\ 900\ 000$ кВт·час в год.
4. Для насос-турбин Загорской и Ташлыкской ГАЭС проведены комплексные расчетные исследования по изучению влияния характеристик уплотнения на силы (осевые, радиальные и в уплотнении), действующие на РК, и на объемные и дисковые потери в зависимости от величины открытия НА, типа уплотнения и его параметров (длины и зазора). Невозможно одновременное

достижение минимума сил и потерь, так как в щелевом уплотнении имеем минимальную радиальную силу и максимальные объёмные потери, а в лабиринтном с двухсторонней ячейкой расширения – картина обратная. Поэтому, выбирая тип уплотнения, надо исходить из конкретно поставленных требований и параметров гидравлической машины.

5. Предложенная методика и полученные рекомендации могут быть применены для радиально – осевых насос-турбин и гидротурбин, а также – для средних и крупных центробежных насосов.

6. Целесообразно дальнейшее проведение исследований уплотнений РК лопастных гидромашин, направленных на создание методики, позволяющей проводить оптимальный выбор параметров уплотнений с одновременным учетом потерь и сил, действующих на рабочее колесо, и на создание в перспективе номенклатуры уплотнений радиально - осевых РК.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Расчетные и экспериментальные исследования гидродинамических сил в уплотнениях быстроходных рабочих колес насос-турбин радиально-осевого типа./ В. А. Умов, Л. А. Череповицын, Эль-Саид Абдель-Хай Кассим Шехата, А. В. Яровой. Сб. тр. межд. научн.-техн. конф. «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования», 29сент.–2окт. 1997, Харьков, Украина, 1997,с.414-418.

2. Микитюк Р. В., Шахмаметов Р. Х., Яровой А. В. Приближенный способ расчета радиальных сил на роторах быстроходных радиально-осевых насос-турбин в турбинном режиме работы. Сб. тр. научн.-техн. конф. СПбГТУ «Современные научные школы: перспективы развития», окт. 1998,С-Пб., 1998, с.66.

3. Микитюк Р. В., Шахмаметов Р. Х., Яровой А. В. Способы снижения радиальных нагрузок на роторах мощных радиально-осевых насос-турбин. Сб. тр. научн.-техн. конф. СПбГТУ «Современные научные школы: перспективы развития», окт. 1998,С-Пб., 1998, с.63-65.

4. Умов В. А., Шахмаметов Р. Х., Яровой А. В. Анализ влияния числа колонн статора на радиальную силу на роторах радиально-осевых насос-турбин. Сб. тр. межд. научн.-техн. конф. «Гидравлические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика», дек. 1998, М.,МЭИ, 1998, с.58.

5. Умов В. А., Череповицын Л. А., Яровой А. В. Радиальные силы на мощных радиально-осевых насос-турбинах. «Труды СПбГТУ» №481,С-Пб., СПбГТУ, 1999,с.34-39.

6. Умов В. А., Шахмаметов Р. Х., Яровой А. В. Обоснование выбора параметров уплотнений рабочих колес насос-турбин гидроаккумулирующих электростанций Сб. тр. «Первого международного бизнес форума «Информационные и бизнес технологии XXI века», ноябрь 1999, С-Пб.,1999, с. 167-172.

7. Умов В.А., Шахмаметов Р.Х., Яровой А. В. Влияние параметров уплотнений рабочих колес на объемные и дисковые потери в радиально-осевых насос-турбинах. Сб. тр. научн.-техн. конф., С-Пб., СПбГТУ, 1999, с. 34-38.
8. О влиянии параметров уплотнений рабочих колес на объемные, дисковые потери и осевую силу в радиально-осевых насос-турбинах. / Макаров В. В., Умов В. А., Шахмаметов Р. Х., Яровой А.В. Сб. тр. межд. научн.-техн. конф. «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования», сент.–окт. 2000, Харьков, Украина, 2000, с.405-408.
9. Комплексное исследование влияния параметров уплотнений рабочих колес на эффективность и надежность работы радиально-осевых насос-турбин. / Козлова Ю. В, Умов В. А., Шахмаметов Р. Х., Яровой А.В. Сб. тр. Всеросс. научн.-техн. конф. «Гидравлические машины и гидроавтоматика – основа технического прогресса XXI столетия», февр. 2001, ПГТУ, Пермь, 2001, с.76-81.
10. В. А. Умов, Р. Х. Шахмаметов, А. В. Яровой. Выбор параметров уплотнений радиально-осевых насос – турбин на основе оптимизации КПД. Сб. тр. межд. научн.-техн. конф. «Научно-технические проблемы современного гидромашиностроения и методы их решения», июнь 2001, СПбГТУ, С-Пб., 2001, с.83-86.
11. Умов В.А., Шахмаметов Р.Х., Яровой А.В. К оптимизации параметров уплотнений рабочих колес радиально осевых насос-турбин. Сб. тр. Всеросс. научн.-техн. конф. «Аэрокосмическая техника и высокие технологии - 2002», апрель 2002, ПГТУ, Пермь, 2002, с. 82-87.