

На правах рукописи



АХМЕД МОХАМЕД ЭЛСАЙЕД АБДЕЛАТИ ЭЛСАЙЕД

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ
ПАРОВЫХ ТУРБИН**

Специальность: 05.04.12 - Турбомашины и комбинированные
турбоустановки.

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Москва – 2021

Работа выполнена на кафедре Паровых и Газовых Турбин федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ».

Научный руководитель:

Дмитриев Сергей Сергеевич

Кандидат технических наук, Доцент кафедры «Паровые и Газовые Турбины (ПГТ)» ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ».

Официальные оппоненты:

- 1) **Бродов Юрий Миронович** - доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института (УралЭНИИ) Уральского федерального университета им. первого Президента России Б.Н.Ельцина.
- 2) **Хомяков Сергей Викторович** - кандидат технических наук, старший научный сотрудник Акционерного общества «Ордена Ленина Научно-исследовательский и конструкторский институт энерготехники имени Н.А. Доллежала» (АО НИКИЭТ).

Ведущая Организация: Российский Университет Дружбы Народов (РУДН).

Защита диссертации состоится «01» июля 2021 года в 13 час. 30 мин. на заседании диссертационного совета МЭИ.007 при ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» по адресу: 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 17, корпус Б, ауд. Б-415.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять по адресу: 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 14, Ученый совет ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ».

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ».

Автореферат разослан «__» _____ 2021 года.

Ученый секретарь

диссертационного совета МЭИ.007



Тищенко А.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы: Большинство инженерных методик расчета расхода утечки через уплотнения турбомашин основано на предположении, что влиянием вращения ротора на величину утечки можно пренебречь. Однако в последнее время в российской и зарубежной периодической научно-технической литературе появились работы, в которых приводятся данные о заметном влиянии вращения ротора на расход утечки через уплотнения и ставится вопрос о необходимости учета вращения в существующих методиках расчета утечки. В работе проведены сравнительные экспериментальные исследования моделей различных типов уплотнений с остановленным ротором и ротором, вращающимся с частотой 50 Гц. На основе тщательного анализа погрешностей измерений показано, что вращение ротора практически не влияет на расход утечки, и в расчетах расхода утечки через концевые и диафрагменные уплотнения паровых турбин вращение можно не учитывать.

До сих пор экспериментальные исследования расходных характеристик уплотнений в основном проводились при осевом входе рабочего тела в уплотнение, и специальных исследований влияния изменения направления вектора скорости потока перед уплотнением на расход утечки не проводилось. В работе проведены экспериментальные исследования влияния независимого изменения осевой и окружной составляющих вектора скорости перед единичным кольцевым дросселем на расход утечки. Проведенные исследования показали, что изменение в широких пределах как осевой, так и окружной составляющей скорости на входе в уплотнение практически не влияет на расход утечки.

В настоящее время в новых паровых турбинах, а также при модернизации действующих турбин широко применяют уплотнения с сотовыми статорными частями. В частности, в турбинах АЭС осуществляется замена прямоточных лабиринтных уплотнений с гребнями на статоре на щелевые уплотнения с сотовым статором. Такая замена во влажнопаровых отсеках несомненно целесообразна для устранения кольцевой эрозии ротора под гребнями уплотнений. При этом понятно, что расходные характеристики щелевых уплотнений будут хуже гребенчатых уплотнений с тем же радиальным зазором. Однако этот чисто умозрительный вывод необходимо подтвердить результатами экспериментальных исследований. В работе проведены экспериментальные исследования щелевых сотовых уплотнений при работе на влажном паре и получены их расходные характеристики. Проведены эксперименты по сравнению расходных характеристик щелевых и гребенчатых уплотнений.

В ряде работ предлагается проводить замену ступенчатых лабиринтных концевых и диафрагменных уплотнений турбин ТЭС на прямоточные уплотнения с сотовой статорной

частью и волнообразными гребнями на роторе. Однако эффективность подобной замены оценивается только по косвенным эксплуатационным параметрам работы ПТУ, и только для концевых уплотнений. Для получения достоверных оценок эффективности от такой модернизации в работе проведены экспериментальные исследования как расходных, так и динамических характеристик моделей этих уплотнений. Согласно полученным результатам расходные характеристики всех моделей прямоточных уплотнений при переходе от классических прямых гребней к волнообразным ухудшались, а динамические характеристики у моделей прямоточных уплотнений с прямыми гребнями оказались лучше, чем у моделей с волнообразными гребнями.

В НИУ "МЭИ" была разработана новая конструкция периферийного уплотнения для паровых турбин АЭС, защищенная патентом. Особенность нового типа уплотнения состоит в возможности удаления капельной влаги из пространства между роторной и статорной частями уплотнения, т.е. как раз из той области, где концентрируется наиболее крупнодисперсная влага. В работе проведены экспериментальные исследования сепарационной способности нового периферийного уплотнения НИУ "МЭИ".

В паровых турбинах, производимых в России, разношаговые многогребенчатые уплотнения (РМУ) до настоящего времени не нашли широкого применения, хотя за рубежом их используют довольно часто. При модернизациях и создании новых паровых турбин в настоящее время применяются рабочие лопатки с цельнофрезерованным бандажом, что позволяет изготавливать многорядные периферийные уплотнения, в том числе РМУ. В связи с этим вопрос о выборе оптимальной конфигурации РМУ приобретает важное практическое значение. В работе проведены исследования, которые позволили экспериментально оценить степень влияния различных сочетаний шагов гребней на роторе и статоре на расходные характеристики РМУ и разработать рекомендации по их применению.

Цель диссертационной работы состоит в том, чтобы:

- Оценить границы применимости существующих инженерных методик расчета утечек через уплотнения, не учитывающих вращение ротора.
- Оценить влияние изменения вектора скорости потока перед уплотнением на расход утечки для уточнения существующих инженерных методик расчета утечек.
- Разработать рекомендации по эффективному применению щелевых уплотнений с сотовым статором и гладким ротором во влажно-паровых отсеках ПТУ.
- Оценить эффективность предложенной замены штатных ступенчатых диафрагменных и концевых уплотнений турбин ТЭС на прямоточные уплотнения с волнообразным ротором на основе сравнения экспериментально полученных расходных и динамических характеристик моделей этих уплотнений.

- Оценить сепарационную способность нового уплотнения НИУ "МЭИ" и дать рекомендации по его применению в турбинах АЭС.

- Разработать рекомендации по применению РМУ с оптимальными соотношениями шагов на роторе и статоре для обеспечения наименьшего расхода утечки.

Для достижения поставленных целей в рамках работы решаются следующие **задачи**:

- Провести экспериментальные измерения расхода утечки через одни и те же модели уплотнения при остановленном и вращающемся роторе.

- Провести экспериментальные измерения расхода утечки через единичный кольцевой дроссель при независимом изменении осевой и окружной составляющих вектора скорости потока на входе.

В обоих случаях особое внимание уделяется тщательному анализу неопределенностей при получении расходных характеристик.

- Провести экспериментальные исследования расходных характеристик щелевых сотовых уплотнений на насыщенном и влажном паре.

- Провести сравнительные экспериментальные исследования расходных характеристик сотовых щелевых и прямоточных гребенчатых уплотнений.

- Провести сравнительные экспериментальные исследования расходных и динамических характеристик прямоточных сотовых уплотнений с прямыми и волнообразными гребнями на роторе.

- Провести экспериментальные исследования сепарационной способности нового периферийного уплотнения НИУ "МЭИ".

- Провести сравнительные экспериментальные исследования расходных характеристик РМУ при различных сочетаниях шагов на роторе и статоре и прямоточных уплотнений той же длины при одинаковых радиальных зазорах.

Научная новизна работы заключается в том, что:

- На основе полученных результатов измерения расхода утечки через единичный кольцевой дроссель при независимом изменении осевой и окружной составляющих вектора скорости перед уплотнением экспериментально обосновано, что изменение направления и величины вектора скорости перед уплотнением не влияют на расход утечки через него.

- Экспериментально обоснована возможность удаления от 10% до 45% капельной влаги из зазора над рабочими лопатками в турбинах АЭС с помощью применения нового прямоугольно-ячеистого периферийного уплотнения «НИУ «МЭИ» при отношениях давлений на уплотнение от 0,86 до 0,96.

- Экспериментально обоснованы рекомендации по применению различных сочетаний шагов на роторе и статоре в разношаговых многогребенчатых уплотнениях (РМУ) с точки зрения минимизации расхода утечки через них.

Теоретическая и практическая значимость работы состоит в том, что:

- Определены границы применимости существующих инженерных методик расчета утечек через уплотнения, не учитывающих вращение ротора и изменения вектора скорости потока на входе в уплотнение.

- Даны экспериментально обоснованные рекомендации по применению щелевых уплотнений с сотовым статором и гладким ротором в турбинах АЭС. Проведенные в работе сравнительные экспериментальные исследования щелевых и гребенчатых уплотнений показали, что для получения сравнимой с гребенчатыми уплотнениями экономичности следует устанавливать радиальный зазор в щелевых уплотнениях не больше, чем 0,5–0,7 мм.

- Проведенное сравнение полученных расходных и динамических характеристик прямоточных сотовых уплотнений с волнообразными гребнями и штатных ступенчатых уплотнений показало нецелесообразность замены последних на первые как с точки зрения экономичности, так и надежности, особенно в диафрагменных уплотнениях ЦВД турбин ТЭС на сверхкритические параметры пара.

- По результатам проведенных экспериментальных исследований новое периферийное уплотнение НИУ "МЭИ" рекомендовано к применению в турбинах АЭС.

- На основе проведенных сравнительных экспериментальных исследований расходных характеристик разношаговых многогребенчатых (РМУ) и прямоточных уплотнений обоснованы рекомендации по замене штатных радиальных надбандажных уплотнений в цилиндрах высокого и среднего давления в новых и модернизируемых паровых турбинах на РМУ.

Достоверность результатов работы обеспечивается:

- Применением обоснованных методик экспериментальных исследований.
- Использованием правил физического моделирования при проведении экспериментальных исследований.
- Тщательной тарировкой и калибровкой измерительных средств.
- Проведенной тщательной оценкой неопределенностей измерений.
- Повторяемостью результатов при проведении контрольных измерений.

Положения, выносимые на защиту:

- Результаты сравнительных экспериментальных исследований расходных характеристик уплотнений с вращающимся и остановленным ротором и при независимом изменении осевой и окружной составляющей вектора скорости на входе.

Полученные результаты позволяют сделать вывод, что влияние вращения и направления вектора скорости потока перед уплотнением на величину утечки столь незначительно, что пренебрежение им в разработанных ранее и используемых по сей день расчетных методиках по определению расхода утечки в уплотнениях паровых турбин вполне обосновано и оправдано.

- Экспериментальные данные по расходным характеристикам щелевых сотовых уплотнений на насыщенном и влажном паре и рекомендации по их применению в турбинах АЭС.

- Экспериментальные данные о сепарационной способности нового периферийного уплотнения НИУ "МЭИ". Результаты проведенных экспериментальных исследований показали, что его применение позволяет удалить до 45% влаги, проходящей в зазоре над рабочей решеткой.

- Новые экспериментальные данные по расходным и динамическим характеристикам новых сотовых прямоточных уплотнений с волнообразными гребнями на роторе, которые позволили обосновать нецелесообразность замены ими штатных ступенчатых уплотнений как с точки зрения экономичности, так и надежности.

- Новые экспериментальные данные по расходным характеристикам РМУ при различных сочетаниях шагов на роторе и статоре, которые позволили определить сочетания, обеспечивающие минимальные утечки через РМУ.

Апробация работы: Всего по теме диссертации Ахмеда М.Э.А.Э опубликовано 4 статьи в рецензируемом научном журнале "Теплоэнергетика", входящем в перечень ВАК РФ (все 4 были переведены и опубликованы в журнале "Thermal Engineering", входящем в перечень изданий, индексируемых в базе "Scopus").

Результаты работы докладывались на:

- XXIV Международной научно-технической конференции «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика» МЭИ, Москва, 2018 г.;

- Заседании кафедры Паровых и газовых турбин НИУ "МЭИ" 16.04.2021г.

Структура и объем диссертации: Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы, содержащего **110** источников. Работа изложена на **202** страницах текста, содержит **99** рисунков и **5** таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выбранной темы работы.

В первой главе представлен обзор работ, посвященных новым типам уплотнений, таких, как щеточные, пальцевые, листовые и гибкие. Из этих типов уплотнений пока только щеточные уплотнения нашли применение в концевых уплотнениях паровых турбин и известны отдельные случаи установки их в качестве периферийных в паровых турбинах ГЕ. Однако щеточные уплотнения существенно проигрывают хорошо себя зарекомендовавшим конструкциям лабиринтных уплотнений по стоимости, и для применения в периферийных уплотнениях являются предметом исследований. В паровых турбинах по-прежнему наиболее широкое применение имеют бесконтактные лабиринтные уплотнения.

В последнее время в паровых турбинах в России широко применяют лабиринтные уплотнения с сотовыми статорными частями. Это вызвано, в основном, тем, что в уплотнениях с сотовыми статорными частями возможна установка уменьшенного радиального зазора без серьезных последствий для гребней при неизбежных их задеваниях о сотовую поверхность. Однако чрезмерное уменьшение зазора при использовании сот может приводить и к росту утечки по сравнению с уплотнением с гладким статором, особенно с ростом перепада давлений на уплотнение. При этом эффективная ширина зазора для прохода потока в уплотнении с сотовой поверхностью может быть существенно больше, чем номинальный установленный зазор, и в англоязычной литературе даже введен параметр увеличения расхода утечки для сотовой поверхности при одинаковых зазорах с уплотнениями с гладким статором. По стоимости уплотнения с сотовыми статорными поверхностями являются наименее привлекательными. В связи с указанными обстоятельствами при выборе сотовых уплотнений обязательно следует учитывать наличие достоверных экспериментальных данных, полученных при проведении исследований в лабораторных условиях, подтверждающих целесообразность их применения.

В 1 главе приводятся данные о замене прямооточных уплотнений на щелевые с сотовыми статорными вставками во влажно-паровых отсеках турбин АЭС (рис. 1).

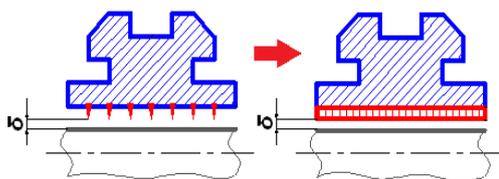


Рис. 1.

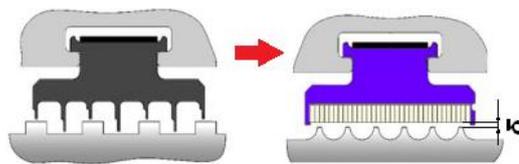


Рис. 2.

Описана также предложенная для турбин ТЭС модернизация с заменой ступенчатых лабиринтных уплотнений на прямооточные с сотовым статором и волнообразными гребнями на роторе в концевых и диафрагменных уплотнениях (рис. 2).

Приведены результаты работ, иллюстрирующие влияние вращения ротора на расход утечки. Отмечается снижение расхода утечки с увеличением скорости вращения. Однако это влияние заметно сказывается только при очень больших скоростях вращения.

По результатам обзора сформулированы основные цели работы, указанные выше.

Вторая глава посвящена описанию и анализу основных характеристик уплотнений, экспериментальному определению которых посвящена работа.

В связи с наличием зазора между ротором и статором бесконтактные лабиринтные уплотнения помимо некоторой утечки рабочей среды через зазор между ротором и статором отличаются наличием силового взаимодействия между ротором и статором, передаваемым через протекающую в этом зазоре среду. В соответствии с этим на этапе проектирования турбомашин для выбора соответствующего типа уплотнения необходимо иметь информацию о расходных характеристиках уплотнений, представляющих собой зависимости расхода среды через уплотнение от режимных и геометрических параметров уплотнения и от свойств протекающей через уплотнение среды и о динамических характеристиках, представляющих собой зависимости поперечных неконсервативных аэродинамических сил, действующих на ротор в уплотнении от смещения оси ротора относительно оси статора, и также от геометрических и режимных параметров уплотнений.

Сравнение различных типов уплотнений следует производить с учетом как расходных, так и динамических характеристик, поскольку стремление применить уплотнение, обладающее малыми утечками, может привести к увеличению поперечных неконсервативных сил, провоцирующих возникновения автоколебаний ротора турбины (так называемой НЧВ – низкочастотной вибрации).

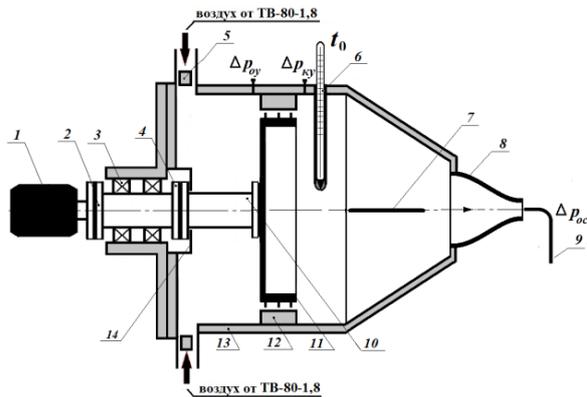
Глава содержит описание использованных экспериментальных моделей, системы измерений, а также методик проведения экспериментальных исследований, обработки данных и определения погрешностей при определении расходных и динамических характеристик уплотнений.

Третья глава посвящена экспериментальному исследованию влияния скорости вращения ротора и независимого изменения вектора скорости перед уплотнением на его расходные характеристики.

При проведении сравнительных измерений расхода утечки через одну и ту же модель уплотнения при остановленном и вращающемся роторе и при всех прочих равных условиях определяется отношение весьма близких величин, что требует тщательной оценки неопределенности полученного результата. Для этой серии экспериментов использовалась экспериментальная часть, схема которой показанная на рис. 3. Исследованные модели уплотнений показаны на рис.4. Расход через уплотнения измерялся с помощью сопла 9.

Результаты проведенных измерений и расчетов сведены в таблицу 1. Здесь ε_y - отношение давлений, измеренных после и до уплотнения. Как видно, разница между расходом через все исследованные модели уплотнений с вращением ротора с частотой 50 Гц ($G_{n=50}$) по сравнению с расходом через те же модели уплотнений, но с неподвижным ротором ($G_{n=0}$) пренебрежимо мала.

Столь малое влияние вращения ротора на величину утечки, обнаруженное в экспериментах, позволяет утверждать, что в практических расчетах расхода утечки через концевые и диафрагменные уплотнения всех цилиндров паровых турбин со стандартной частотой вращения 50 Гц влияние вращения ротора можно не учитывать.



1- электродвигатель, 2 - муфта, 3 - подшипниковый узел, 4 - муфта, 5 - радиальный кольцевой сопловой аппарат, 6 - термометр, 7 - спрямляющая пластина (12 штук), 8 - выходное сопло, 9 - зонд для измерения избыточного давления полного торможения, 10 - ротор-проставка, 11 - роторная часть модели уплотнения, 12 - статорная часть модели уплотнения, 13 - корпус, 14 - фторопластовое уплотнение

Рис. 3

Таблица 1.

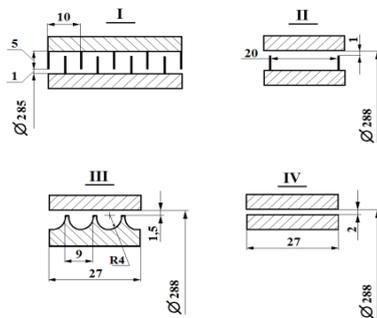
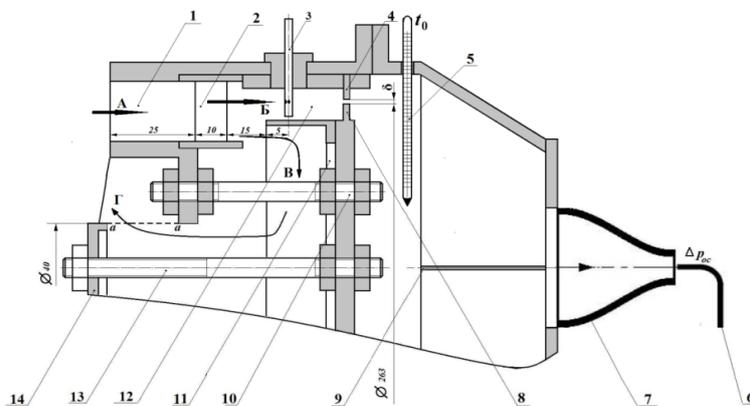


Рис. 4.

Модель	I	II	III	IV
ε_y	0,647	0,786	0,891	0,973
$\frac{G_{n=50}}{G_{n=0}} = A$	$0,986 \pm 0,015$	$0,986 \pm 0,008$	$0,992 \pm 0,005$	$0,992 \pm 0,005$



1 - входной кольцевой канал, 2 - направляющая решётка пластин, 3 - комбинированный зонд полного давления и угломер, 4 - статорная часть уплотнения, 5 - термометр, 6 - зонд полного напора, 7 - сопло, 8 - роторная часть уплотнения, 9 - спрямляющая пластина, 10 - установочный стержень, 11 - внутреннее кольцо, 12 - кольцевой канал перед дросселем, 13 - осевой болт, 14 - шибер

Рис. 5.

В следующей части экспериментальной работы исследовалось изменение расхода через единичный кольцевой дроссель **4** для разных значений радиального зазора δ при независимом изменении осевой и окружной составляющих скорости потока, поступающего в кольцевой канал перед дросселем, образованный внешним корпусом и внутренним кольцом **11**. Расход через дроссель определялся с помощью сопла **7**.

На рис. 5 представлена конструктивная схема рабочей части и схема измерений для этих исследований. Воздух от воздуходувки ТВ-42-1,4 с избыточным давлением 40 кПа через запорно-регулирующую задвижку поступает во входной кольцевой канал **1** (поток **A**) и движется в осевом направлении. На выходе из канала **1** предусмотрена возможность установки направляющей кольцевой решетки пластин **2** для закрутки потока. Использовалась решетка пластин, расположенных под углом 14° к плоскости перпендикулярной центральной оси, что позволяло обеспечить соотношение окружной и осевой составляющих скорости перед дросселем $c_u/c_a \approx 0,92-0,96$.

При фиксированном положении входной запорно-регулирующей задвижки для случая отсутствия на выходе из входного кольцевого канала **1** направляющей решетки **2** при открытии шиберов **14** возрастал расход потока **A** и, соответственно, его скорость. При этом на выходе из канала **1** основной поток **A** разделяется на два потока, **B** и **B** (см. рис. 5). В потоке **B**, поступающем в кольцевой канал **12** перед дросселем, при помощи комбинированного трехточечного цилиндрического зонда **3** измеряется скорость и направление потока. Как показали проведенные измерения, вместе со скоростью потока **A** при открытии шиберов **14** возрастала и осевая скорость потока **B** в кольцевом канале перед дросселем.

При установке на выходе из канала **1** направляющей решетки **2** с фиксированным углом закрутки потока рост скорости осевого потока **A**, определяемый открытием шиберов **14**, однозначно приводил к росту окружной составляющей скорости на выходе из решетки **2**, и, соответственно, росту окружной составляющей скорости потока **B** в кольцевом канале перед дросселем, что подтвердили проведенные с помощью зонда **3** измерения.

Таблица 2.

δ , мм	1,5	2,5	3,5	5,5
ε_δ	0,9759	0,9866	0,9946	0,9972
c_{a3} , м/с	27,3	24,6	25,4	23,2
c_{a0} , м/с	47,2	50,8	48,3	50,5
$\frac{G_{уз}}{G_{ио}}$	0,999	0,998	0,993	0,987
	$\pm 0,015$	$\pm 0,013$	$\pm 0,003$	$\pm 0,002$

Таблица 3.

δ , мм	1,5	2,5	3,5	5,5
ε_δ	0,9711	0,9873	0,9920	0,9973
c_{u3} , м/с	19,3	17,2	20,1	26,4
c_{u0} , м/с	30,6	32,4	33,5	50,6
$\frac{G_{уз}}{G_{ио}}$	0,999	0,999	0,992	0,993
	$\pm 0,015$	$\pm 0,015$	$\pm 0,008$	$\pm 0,005$

Результаты экспериментальных исследований при изменении отдельно осевой и окружной составляющих скорости в кольцевом канале перед дросселем представлены в таблицах 2 и 3. Для сравнения выбирались режимы с открытым и закрытым шибером при одном и том же значении отношения давлений на дроссель ε_δ . В таблице 2 и 3 $c_{аз}$, $c_{а0}$ и $c_{уз}$, $c_{у0}$ - осевые и окружные составляющие скорости перед дросселем при закрытом и открытом шибере, а $G_{шз}/G_{شو}$ - отношение расходов через дроссель при закрытом и открытом шибере соответственно.

Представленные в таблицах 2 и 3 результаты свидетельствуют о практически отсутствующем влиянии на расход через дроссель изменения осевой и окружной составляющих скорости потока перед дросселем. На рис. 6 представлены зависимости расхода через дроссель $G = f(\varepsilon_\delta)$ для радиальных зазоров $\delta = 1,5$ мм (а) и $\delta = 5,5$ мм (б) при разных фиксированных открытиях входной запорно-регулирующей задвижки перед стендом. Как видно, все экспериментальные точки, и для течения с закруткой, и для чисто осевого течения перед дросселем, с закрытым шибером и открытым шибером с минимальным разбросом ложатся на одну кривую $G = f(\varepsilon_\delta)$, что позволяет утверждать, что характер течения перед дросселем не влияет на расход утечки, и только отношение давлений ε_δ определяет этот расход.

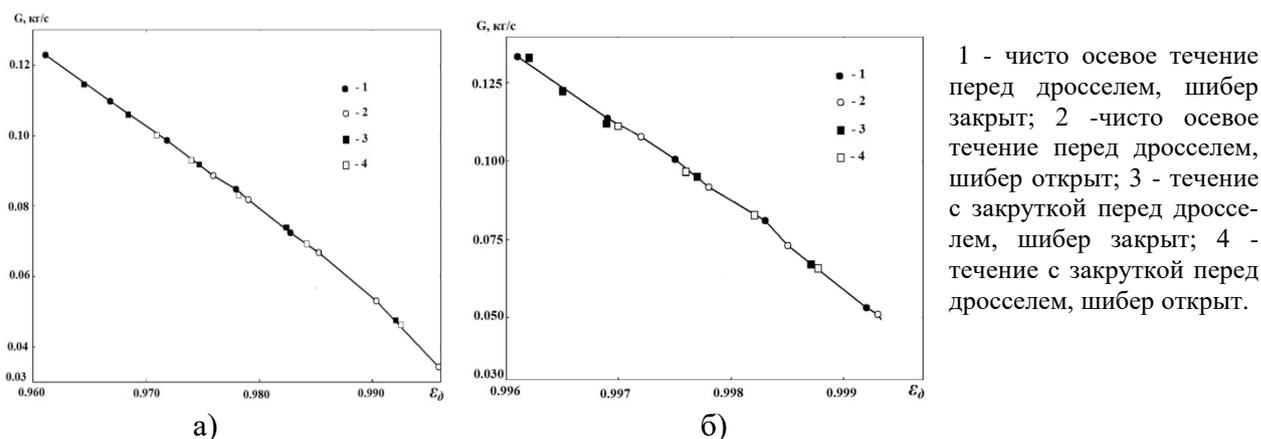


Рис. 6

Четвертая глава посвящена экспериментальным исследованиям некоторых новых уплотнений проточных частей паровых турбин.

Впервые при экспериментальных исследованиях получены расходные характеристики **целевых уплотнений** на насыщенном и влажном паре (рис. 7). Здесь y_0 - начальная влажность пара (перед уплотнением), а $\varepsilon = p_k/p_0$ - отношение давлений на уплотнение. Из рис. 7 Видно, что влияние вращения на расход через уплотнение при работе на насыщенном и влажном паре практически отсутствует.

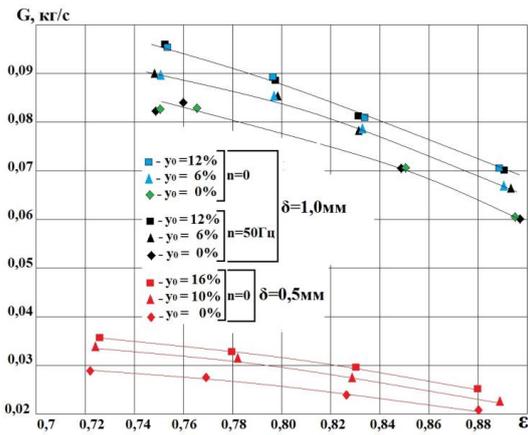


Рис. 7

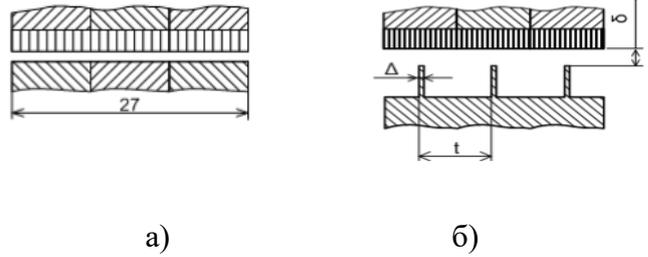


Рис. 8.

Были проведены сравнительные экспериментальные исследования расходных характеристик щелевых уплотнений (рис. 8а) и лабиринтных гребенчатых уплотнений с прямыми гребнями (рис. 8б). На рис. 8 показана только одна сравниваемая пара из: трехгребенчатое и щелевое той же длины. Полученные результаты свидетельствуют о том, что щелевые уплотнения с гладким ротором и сотовым статором оказываются менее экономичны в сравнении с гребенчатыми аналогами. Однако при уменьшении радиального зазора от $\delta = 1,0$ мм до $\delta = 0,5$ мм при том же отношении давлений превышение расхода через сотовые щелевые уплотнения по сравнению с соответствующими одно-, двух- и трехгребенчатыми уплотнениями с аналогичными длинами статорной части уменьшалось в 6 - 7 раз, что дает основание рекомендовать устанавливать для получения сравнимой с гребенчатыми уплотнениями экономичности радиальный зазор в щелевых уплотнениях не больше, чем 0,5 - 0,7 мм.

Для исследования сепарационной способности **нового периферийного уплотнения НИУ "МЭИ"** в качестве рабочей среды использовался сжатый атмосферный воздух, содержащий добавленную через специальные форсунки водопроводную воду в виде капель. Для этих исследований была спроектирована и изготовлена специальная установка по водоподготовке и генерации капельной фазы. Схема экспериментального стенда и исследованного уплотнения показаны на рис. 9.

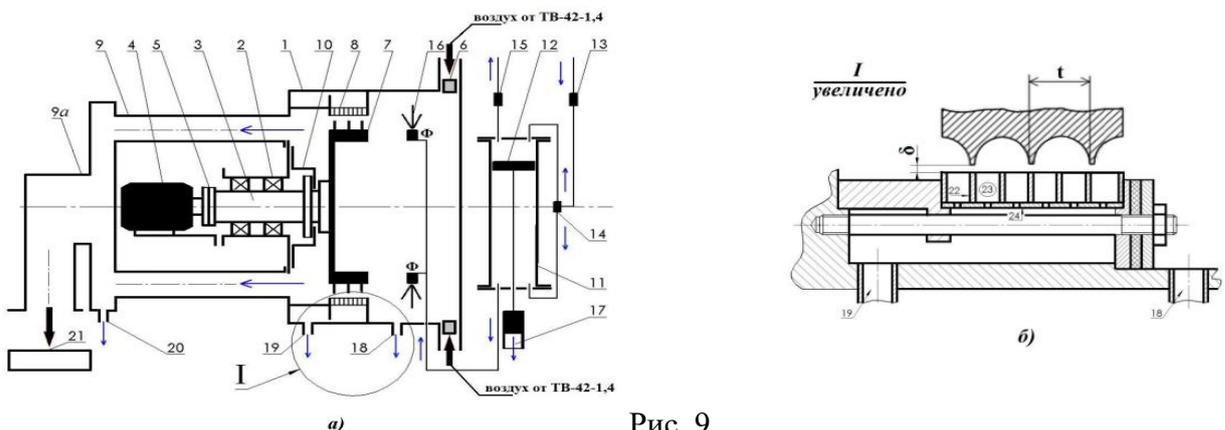


Рис. 9.

Ячейки исследованного квадратно-ячеистого уплотнения образованы пластинами **22**, расположенными в плоскости, перпендикулярной центральной оси, и пластинами **23**, расположенными в радиально-осевой плоскости. Диаметр окружности, вписанной в прямоугольную ячейку, составлял 3,8 мм. В наружной кольцевой обечайке **24** выполнены отверстия, проходя которые влага собирается в окружной наружной полости и удаляется через дренаж **19**. Воздух поступает на экспериментальную установку через кольцевую радиальную сопловую решетку **6**, где приобретает закрутку и попадает непосредственно в камеру перед уплотнением, состоящим из роторного **7** и статорного **8** элементов, пройдя которое, по четырем патрубкам **9** выходит в атмосферу через сборную камеру **9а**. Для водоподачи использовался полый цилиндр **11**, внутри которого перемещался поршень **12**. Вода из нижней полости цилиндра через форсунки **16** поступает на вход в уплотнение. Уносимая набегающим закрученным воздушным потоком капельная фаза после форсунок **16** проходит исследуемое уплотнение. По секундомеру определяется время полного опорожнения нижней полости цилиндра **11**. Одновременно с опорожением цилиндра **11** измерялось количество воды, отсепарированной в уплотнении и вытекшей через дренаж **19**, а также унесенной потоком воздуха после уплотнения и поступившей в дренаж **20** и водосборник **21**. После прекращения подачи воды на форсунки **16** открывался дренаж **18** и измерялось

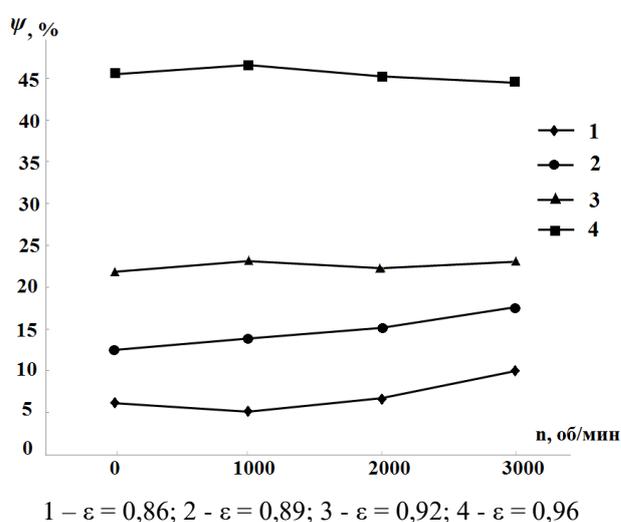


Рис. 10.

количество воды, вытекшей из него. Таким образом определялся суммарный секундный расход воды, подаваемой из цилиндра **11** в пространство перед уплотнением G_{Σ} . Коэффициент сепарации ψ для исследованного уплотнения определялся по формуле $\Psi = G_{19} / (G_{\Sigma} - G_{18}) \cdot 100\%$. Результаты, полученные при проведении экспериментов, показаны на рис. 10.

Расход воздуха определялся с помощью стандартного мерного сопла, установленного в подводящем воздухопроводе.

Для исследования эффективности модернизации в соответствии с рис. 2 были исследованы одно-, двух- и трехгребенчатые модели прямооточных уплотнений с прямыми и волнообразными гребнями с гладким статором, сотовым статором с шестиугольной ячейкой и $d_{\text{я}} = 0.9$ мм и квадратно-ячеистым статором с $d_{\text{я}} = 3.8$ мм. На рис. 11 показаны только одногребенчатые сравниваемые модели.

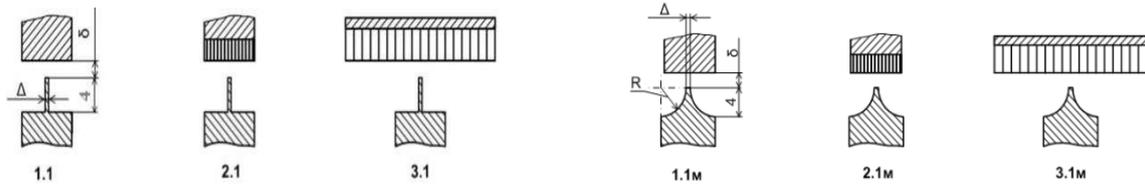


Рис. 11.

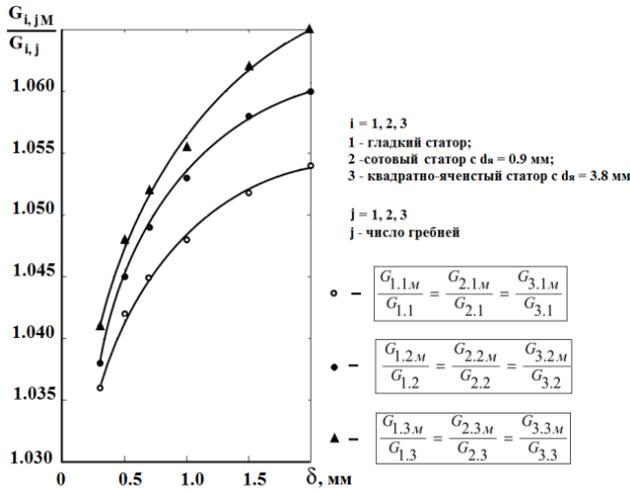


Рис. 12.

Далее в работе были получены динамические характеристики всех моделей. Результаты измерения жесткости неконсервативных сил показаны на рис. 13. Обозначения на рис. 13 соответствуют рис. 11 и 12. Для всех сравниваемых пар уплотнений значения максимальной жесткости (при $\delta \approx 0,5$ мм) у моделей с прямыми гребнями оказались меньше, чем у моделей с волнообразными гребнями.

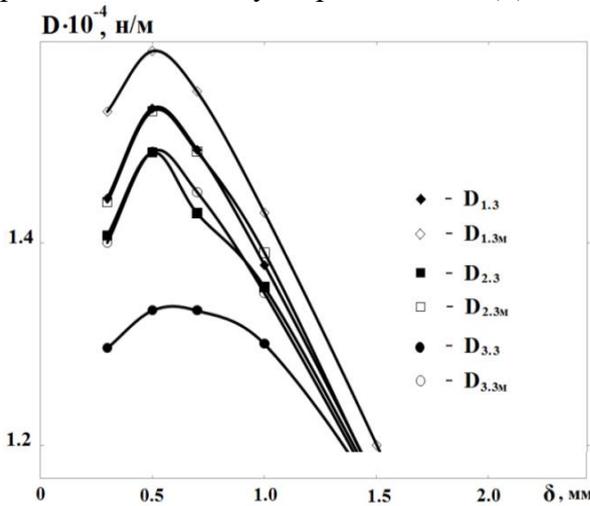


Рис. 13

При одинаковом количестве гребней и перепаде давлений расход утечки через прямооточное уплотнение существенно больше, чем через ступенчатое, а установленный сверхмалый зазор в сотовом уплотнении, который позволил бы уменьшить утечку хотя бы до уровня штатного ступенчатого уплотнения, в процессе

эксплуатации выдержать не удастся.

Таким образом, замена штатных ступенчатых лабиринтных диафрагменных уплотнений на прямооточные должна привести как к снижению виброненадежности, так и увеличению расхода утечки. В связи с этим такая замена представляется нам нецелесообразной, а в ЦВД ПТУ на сверхкритические параметры пара просто опасной.

штатного ступенчатого уплотнения, в процессе

Чтобы оценить степень влияния на **расходные характеристики РМУ** различных сочетаний шагов гребней на роторе и статоре использовалась экспериментальная установка, конструктивная схема которой показана на рис.14.

Проточная часть РМУ собирается следующим образом. Статорная часть набирается из гребней статора **3**, проставок статора **4** и зажимается гайкой **5**. Аналогичным образом из гребней ротора **6**, проставок ротора **7** с помощью гайки **8** собирается роторная часть.

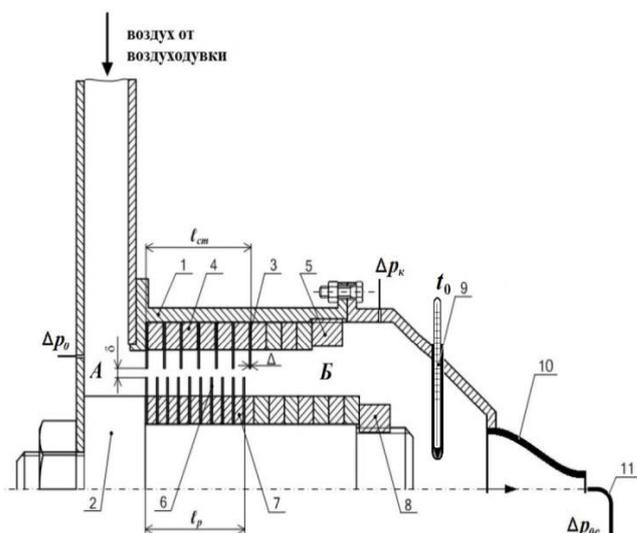


Рис. 14

Проставки статора **4** выполнены из листов толщиной 3 мм, 4 мм, и 5 мм. Их внутренний диаметр равен 112 мм. Проставки ротора **7** выполнены из листов толщиной 2 мм, 3 мм, и 4 мм. Их наружный диаметр равен 90 мм. Таким образом, высота гребней ротора и статора составляет 10 мм.

Корпус **1** и вал **2** были выполнены соосными. Для моделирования проточного уплотнения с гладким ротором была изготовлена труба, имеющая наружный диаметр, равный 100 мм и насаживаемая вместо гребней и проставок ротора на вал **2** и также закрепляемая гайкой **8**. Расход через уплотнения определялся с помощью выходного сопла **10**.

Были получены расходные характеристики РМУ для 18 сочетаний шагов на роторе и статоре при разных отношениях давлений ε на уплотнение. Для $\varepsilon = 0,85$ полученные результаты сведены в таблицу 4. Обозначение моделей РМУ, принятые в таблице, например, Р3бС45, означает модель РМУ с проставками на роторе шириной 3 мм, на статоре - 4 мм и количеством гребней 6 и 5 на роторе и статоре соответственно. Нумерация моделей в таблице 4. возрастает с увеличением l_{\max} .

Гребни статора **3** и ротора **6** изготовлены из стального листа толщиной $\Delta = 0,8$ мм. Внутренний диаметр гребней статора равен 102 мм, наружный диаметр гребней ротора равен 100 мм, следовательно, радиальный зазор $\delta = 1,0$ мм. Важно отметить, что все гребни выполнены из одного листа по одной технологии, что гарантирует их идентичность.

Таблица 4.

	PMU	l_{\max} , мм	G , кг/с	№	PMU	l_{\max} , мм	G , кг/с
1	P ₂ 5C ₃ 4	12.2	0.0415	10	P ₃ 11C ₄ 9	39.2	0.0373
2	P ₂ 5C ₅ 3	12.4	0.0410	11	P ₃ 13C ₅ 9	47.2	0.0340
3	P ₃ 6C ₄ 5	20.0	0.0425	12	P ₂ 18C ₅ 8	48.4	0.0323
4	P ₂ 8C ₄ 4	20.4	0.0368	13	P ₂ 18C ₄ 10	48.4	0.0310
5	P ₂ 9C ₃ 7	23.6	0.0355	14	P ₂ 18C ₃ 13	48.4	0.0305
6	P ₃ 7C ₅ 5	24.0	0.0405	15	P ₄ 12C ₅ 10	53.6	0.0343
7	P ₄ 6C ₅ 5	24.8	0.0420	16	P ₃ 18C ₄ 14	65.4	0.0313
8	P ₂ 12C ₅ 6	31.6	0.0365	17	P ₃ 18C ₅ 12	65.4	0.0315
9	P ₂ 13C ₄ 7	34.4	0.0335	18	P ₄ 16C ₅ 13	72.8	0.0300

Конфигурации РМУ старались подбираться таким образом, чтобы длина статора с гребнями $l_{\text{ст}}$ отличалась от длины ротора с гребнями $l_{\text{р}}$ не более, чем на 1 мм (см. рис. 14). l_{\max} есть максимальное значение из пары $l_{\text{ст}}$ и $l_{\text{р}}$. Понятно, что сравнивать по расходу целесообразно

именно те варианты РМУ, в которых l_{\max} отличаются в наименьшей степени.

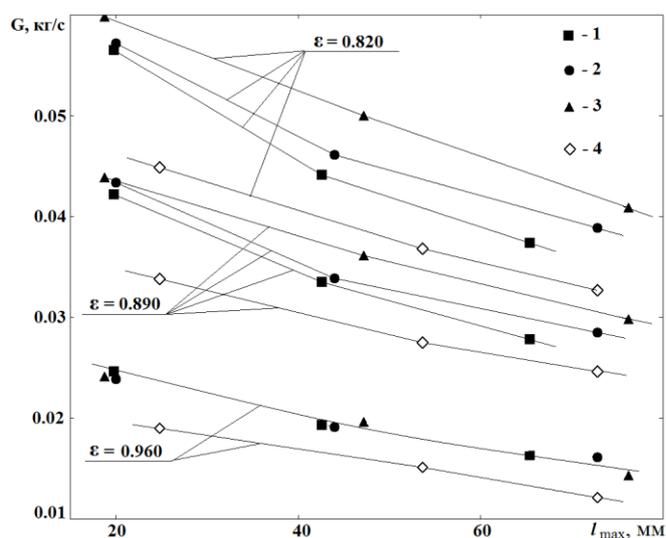


Рис. 15

По результатам проведенной оптимизации РМУ по размерам шагов можно рекомендовать к применению пары (ротор-статор) с шагами 4 мм/5 мм, определяя расход через них как ~ 80% от расхода через аналогичные по длине прямоточные уплотнения (см. рис. 15). На рис. 15 экспериментальные точки 1, 2 и 3 соответствуют расходу через прямоточные уплотнения (G^3 , G^4 и G^5) с шагами на статоре 3 мм, 4 мм и 5 мм, а точки 4 - расходу

через РМУ ($G^{4/5}$) с шагом 4 мм на роторе и 5 мм на статоре при одинаковой длине уплотнения l_{\max} . Как видно, результаты, представленные на рис. 15, показывают заметное превосходство РМУ по расходу утечки перед аналогичными прямоточными уплотнениями.

К преимуществам РМУ следует отнести также отсутствие задеваний при относительных радиальных и осевых смещениях ротора и статора на переходных режимах, что позволяет сохранить величину установленных радиальных зазоров и, соответственно, независимость утечки от этих смещений. Кроме того, значения аэродинамических сил в РМУ, способных вызывать низкочастотные автоколебания валопровода (НЧВ), составляют порядка 60% от значений аналогичных сил в традиционных прямоточных радиальных уплотнениях.

Все это позволяет сделать вывод о несомненной целесообразности применения РМУ для замены штатных радиальных надбандажных уплотнений в ЦВД и ЦСД в модернизируемых и вновь строящихся паровых турбинах.

В Заключении сформулированы основные выводы по работе:

1. На основе тщательного анализа неопределенностей при сравнительном исследовании моделей с остановленным ротором и ротором, вращающимся с частотой 50 Гц, показано, что влияние вращения на утечку столь незначительно, что пренебрежение им в разработанных ранее и действующих по сей день расчетных методиках по определению расхода утечки в уплотнениях паровых турбин вполне обосновано и оправдано, и в расчетах расхода утечки через концевые и диафрагменные уплотнения паровых турбин вращение можно не учитывать.

Для оценки влияния вращения на расход утечки через периферийные уплотнения турбомашин необходимо провести дополнительные экспериментальные исследования при реальных окружных скоростях потока, имеющих место на периферии ступени.

2. Показано, что изменение в широких пределах как осевой, так и окружной составляющей скорости практически не влияет на расход утечки, что свидетельствует о том, что направление скорости перед уплотнением практически не влияет на расход утечки, и он определяется только отношением давлений.

3. Экспериментально получены расходные характеристики щелевых уплотнений с гладким ротором и сотовой статорной частью на влажном паре. Оказалось, что влияние вращения на расход через уплотнение при работе на насыщенном и влажном паре практически отсутствует, как и при работе на воздухе.

4. Показано, что уменьшение радиального зазора щелевых уплотнений с 1,0 мм до 0,5 мм, т.е. в 2 раза, приводит при всех значениях отношения давлений ε на уплотнение к уменьшению расхода через уплотнение приблизительно в 3 раза, что однозначно свидетельствует в пользу выбора минимально возможного зазора в случае применения щелевых уплотнений.

5. Показано, что щелевые уплотнения с гладким ротором и сотовым статором в целом оказываются менее экономичны в сравнении с гребенчатыми аналогами. Однако с уменьшением радиальных зазоров при том же отношении давлений превышение расхода через сотовые щелевые уплотнения по сравнению с соответствующими одно-, двух- и трехгребенчатыми уплотнениями с аналогичными длинами статорной части заметно уменьшается, что позволяет рекомендовать для получения сравнимой с гребенчатыми уплотнениями экономичности устанавливать радиальный зазор в щелевых уплотнениях не больше, чем 0,5–0,7 мм.

6. Результаты проведенных исследований сепарационной способности нового прямоугольно-ячеистого уплотнения НИУ "МЭИ" показали, что с его помощью можно уда-

лить до 45% влаги, проходящей в зазоре над рабочей решеткой, и можно рекомендовать его применение в качестве периферийного уплотнения в ступенях турбин АЭС.

Показано, что применение нового уплотнения НИУ "МЭИ" для удаления влаги в ступени влажно-паровой турбины дополнительная потеря пара, отводимого вместе с отсепарированной влагой и способного совершать полезную работу в последующей ступени, оказывается минимальной.

7. Сравнительные экспериментальные исследования расходных и динамических характеристик прямоточных уплотнений с классическими прямыми и волнообразными гребнями показали, что расходные характеристики всех моделей прямоточных уплотнений при переходе от классических прямых гребней к волнообразным ухудшались.

8. Измеренные значения жесткости неконсервативных сил у моделей прямоточных уплотнений с прямыми гребнями оказались меньше, чем у моделей с волнообразными гребнями. С учетом того что при одинаковом числе гребней жесткость неконсервативной силы в ступенчатом уплотнении приблизительно на 20% меньше таковой в классическом прямоточном уплотнении с прямыми гребнями, замена штатных ступенчатых лабиринтных диафрагменных уплотнений на прямоточные с волнообразными гребнями должна привести не только к ухудшению расходных характеристик уплотнения, но и к дополнительному снижению вибронадежности, что особенно опасно в диафрагменных уплотнениях, особенно в части высокого давления ПТУ на сверхкритические параметры пара. Таким образом, переход на сотовые прямоточные уплотнения с волнообразными гребнями на роторе в диафрагменных уплотнениях представляется нецелесообразным, а в ЦВД ПТУ на сверхкритические параметры пара – просто опасным.

9. Экспериментальные расходные характеристики РМУ с разными сочетаниями шагов на роторе и статоре и последующая оптимизация позволили экспериментально оценить степень влияния различных сочетаний шагов гребней на роторе и статоре на расходные характеристики РМУ и разработать практические рекомендации по их применению. Наиболее оптимальной из исследованных в настоящей работе можно считать модельную пару с шагами на роторе 4,8 и на статоре 5,8 мм.

10. Экспериментально показано, что утечка в РМУ при прочих равных условиях меньше на 22–25%, чем в прямоточных уплотнениях и можно рекомендовать РМУ для применения вместо штатных радиальных надбандажных уплотнений в цилиндрах высокого (ЦВД) и среднего давления (ЦСД) в новых и модернизируемых паровых турбинах.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В РАБОТАХ

-Публикации, индексируемые в ВАК и Scopus:

1. Дмитриев С.С., Петрунин Б.Н., Ахмед М.Э.А.Э." Экспериментальные исследования сотовых уплотнений с волнообразными гребнями на роторе". Теплоэнергетика. 2018. № 12. С. 45-52.

2. Грибин В.Г., Дмитриев С.С., Петрунин Б.Н., Ахмед М.Э.А.Э." Исследование сепарационной способности нового периферийного уплотнения ниу мэи". Теплоэнергетика. 2020. № 6. С. 21-27.

3. Дмитриев С.С., Петрунин Б.Н., Ахмед М.Э.А.Э." Экспериментальные исследования влияния вращения ротора и закрутки потока перед уплотнениями на расход утечки". Теплоэнергетика. 2021. № 2. С. 16-27.

4. Дмитриев С.С., Петрунин Б.Н., Ахмед М.Э.А.Э." Экспериментальные исследования расходных характеристик разношаговых многогребенчатых уплотнений". Теплоэнергетика. 2021. № 4. С. 47-54.

-Публикации в Трудах Международных научно-технических конференций

1. Ахмед М.Э.А.Э., Б. Н. Петрунин, С. С. Дмитриев "Исследование сепарационной способности нового периферийного уплотнения ниу «мэи» ", Тезисы докладов 24-й Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов "Радиотехника, электротехника и энергетика", М.: Изд-во МЭИ, 2018 г.