

На правах рукописи



Шилин Максим Андреевич

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТУПЕНЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН
ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ СОТОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ
НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ**

Специальность 05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2014

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Брянский государственный технический университет» на кафедре «Тепловые двигатели»

Научный руководитель: Буглаев Владимир Тихонович,
заслуженный деятель науки и техники РФ,
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты:

доктор технических наук Хоменок Леонид Арсеньевич,
заместитель генерального директора по научной
работе ОАО «НПО по исследованию и проектированию
энергетического оборудования им. И.И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ»),
г. Санкт-Петербург

кандидат технических наук Андреев Константин Дмитриевич
доцент кафедры «Турбины, гидромашин и
авиационные двигатели» ФГБОУ ВПО СПбГПУ

Ведущая организация: ОАО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург

Защита состоится «_22_» апреля 2014 г. в _16⁰⁰_ час. на заседании диссертационного совета Д 212.229.06 в ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, Главное здание, ауд. 118.

С диссертацией можно ознакомиться в Фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Автореферат разослан «___» _____ 2014 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета

Д 212.229.06., к.т.н., доцент



Талалов Виктор Алексеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы

Утечки рабочего тела через радиальные зазоры в проточной части (ПЧ) оказывают первостепенное влияние на КПД газовых турбин (ГТ).

Одним из перспективных направлений развития турбостроения является повышение экономичности и надежности работы газотурбинной установки за счет сокращения потерь энергии, связанных с утечками рабочего тела через различные зазоры между неподвижными и вращающимися деталями агрегата, а также обеспечения необходимого температурного режима элементов ПЧ.

В процессе эксплуатации ГТ вследствие нерасчетных силовых воздействий на ротор и статор, термических расширений элементов ПЧ, а также износа, радиальные зазоры могут изменяться в значительных пределах. В авиадвигателестроении и последних конструкциях стационарных турбин в уплотнениях широко применяют сотовую поверхность.

Использование сотовых уплотнений (СУ) в турбоустановках позволяет достичь определенного положительного эффекта за счет снижения утечек рабочего тела и повышения надежности работы уплотнения в случае касания элементов ротора и статора. Наилучший эффект может быть достигнут лишь при соблюдении оптимальных конструктивных параметров сотовой структуры (СС) и уплотнения в целом.

Сотовая поверхность также может быть использована для подачи в СУ охлаждающего воздуха (ОВ) с целью охлаждения его элементов и периферийной части рабочих лопаток. При этом существенное влияние на гидравлические характеристики уплотнения и эффективность охлаждения его поверхностей оказывают режим течения и конструктивные параметры СС. Поэтому исследование гидравлического сопротивления и теплообмена в СУ, а также эффективности охлаждения поверхностей канала уплотнения в случае подачи ОВ является актуальной задачей и представляет практический интерес.

Степень разработанности темы

Проблемам совершенствования уплотнений турбомашин, а также вопросам охлаждения элементов проточной части, посвящены труды авторов А.В. Щегляева, В.Г. Орлика, Е.Н. Богомолова, В.Д. Венедиктова, В.Т. Буглаева, А.Я. Речкоблита. Существенный вклад внесли зарубежные ученые H.L. Stocker, T.W. Ha, V. Schramm и др.

Работы указанных авторов содержат фундаментальные основы физической сущности течения газа в уплотнениях, варианты организации охлаждения, а также экспериментальные данные по исследованию эффективности ступеней с СУ, что в значительной мере способствовало пониманию характера протекания теплогидравлических процессов в ступенях турбин.

Однако в этих трудах в недостаточной мере рассмотрены вопросы взаимодействия течений, их влияния на гидравлическое сопротивление и теплообменные процессы в уплотнениях.

В то же время, в литературе имеется ограниченное количество работ, посвященных сотовым уплотнениям, имеющим определенный потенциал совершенствования ступеней турбомашин.

Объектами исследования являются:

- прямоточное СУ;
- прямоточное СУ с системой подачи ОВ через сотовую поверхность.

Цель работы:

- Исследование влияния режимных и геометрических параметров на утечки и теплообмен в сотовом уплотнении радиального зазора турбинной ступени.
- Обеспечение охлаждения периферийной части рабочих лопаток и уплотнения.

Задачи исследования:

1. Создание экспериментального стенда с комплексом измерительных средств. Разработка методики исследований и обработки опытных данных.
2. Получение экспериментальных данных по гидравлическому сопротивлению и теплообмену в СУ с различными геометрическими параметрами.
3. Оценка энергетической эффективности применения СС на поверхности СУ.
4. Анализ влияния вдува ОВ и геометрических параметров СУ на гидравлическое сопротивление.
5. Оценка эффективности охлаждения поверхностей СУ охлаждающим воздухом, вдуваемым через СС.
6. Разработка практических рекомендаций по модернизации конструкций СУ ГТ.

Методы исследования

Решение поставленных задач основывалось на расчетно-теоретическом анализе и экспериментальных исследованиях теплогидравлических параметров тече-

ния в СУ, использовании математического моделирования и теории подобия.

Достоверность полученных результатов подтверждается отработкой методики экспериментальных исследований, оценкой погрешностей результатов, проведением предварительных опытов и удовлетворительным согласованием полученных данных с результатами других авторов.

Научная новизна

1. Экспериментально изучено влияние режимных и геометрических параметров на гидравлическое сопротивление и теплообмен в СУ, получены критериальные зависимости.

2. Определена энергетическая эффективность применения СС на одной из поверхностей СУ.

3. Обнаружен эффект интенсификации теплоотдачи на гладкой стенке канала СУ, расположенной напротив поверхности с СС, величина которого зависит от геометрических характеристик СУ.

4. Изучено влияние коэффициента вдува m ОВ на гидравлическое сопротивление в СУ и глубину охлаждения его поверхностей.

5. Изучено влияние геометрических параметров СУ на гидравлическое сопротивление и глубину охлаждения его поверхностей в случае организации вдува ОВ через сотовую поверхность.

Теоретическая и практическая значимость

1. Разработана, создана и оснащена измерительной системой материально-техническая база для исследования гидравлического сопротивления и теплообмена в СУ, как с подачей ОВ, так и без него.

2. Получены критериальные зависимости, отражающие влияние режимных и геометрических параметров на гидравлическое сопротивление и теплообмен в СУ.

3. Показана целесообразность применения СУ для уменьшения утечки рабочего тела через периферийное уплотнение рабочего колеса и повышения КПД турбинной ступени.

4. Даны рекомендации по модернизации СУ в ПЧ турбоагрегата ГТК-10-4.

Реализация и внедрение результатов работы

Результаты работы могут быть использованы при проектировании новых и модернизации существующих газотурбинных двигателей.

Личный вклад автора состоит в разработке и выполнении программы исследований, создании экспериментального стенда и опытных моделей, проведении опытов, обработке, обобщении и анализе полученных данных.

Положения, выносимые на защиту:

– результаты экспериментальных исследований тепловых и гидравлических характеристик СУ и полученные в результате обработки опытных данных критериальные соотношения для описания закономерностей процессов течения и теплообмена;

– результаты экспериментальных исследований энергетической эффективности применения СС на поверхности канала СУ;

– результаты экспериментальных исследований влияния коэффициента вдува m ОВ, подаваемого через поверхность с СС, на гидравлическое сопротивление СУ и эффективность охлаждения его поверхностей;

– результаты экспериментальных исследований влияния геометрических параметров СУ на эффективность охлаждения его поверхностей в случае организации вдува ОВ через сотовую поверхность.

– разработанные рекомендации по модернизации СУ в ПЧ турбоагрегата ГТК-10-4.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на семинарах и конференциях:

1. Региональная конференция «Достижения молодых учёных в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании», Брянск, БГТУ, 11-13 октября 2010 г.

2. XVIII Школа-семинар молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в новых энергетических технологиях», Звенигород, 23-27 мая 2011 г.

3. III Международная научно-практическая конференция «Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании», Брянск, БГТУ, 10-12 октября 2011 г.

4. Международная молодежная научная конференция «XXXIX Гагаринские чтения», Москва, 2013 г.

5. Научно-технический семинар кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели» ФГБОУ ВПО «СПбГПУ» (С.-Петербург, 2013).

Публикации. По результатам диссертационной работы были опубликованы тезисы докладов на различных конференциях, а также пять публикаций в изданиях из перечня ВАК.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы. Она изложена на 127 страницах текста и содержит 67 рисунков, 4 таблицы и список литературы из 84 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертационной работы, формулируется цель, научная новизна и практическая значимость полученных результатов.

В главе 1 сделан аналитический обзор работ, выполненных на базе ЦКТИ, ЦИАМ, БИТМ, МЭИ и посвященных экспериментальным и численным исследованиям аэродинамических характеристик сотовых уплотнительных устройств и теплообменных процессов в них, в том числе при организации охлаждения теплонапряженных элементов в проточной части высокотемпературных газовых турбин.

Согласно результатам обзора указанных работ, установлено, что по эффективности и надежности работы сотовые уплотнения, допускающие контакт сопряженных поверхностей ротора и статора без разрушения конструкции, имеют определенные преимущества перед классическими лабиринтными, чем обуславливается перспективность их использования.

Анализ рассмотренной информации показывает, что проблема повышения экономичности и надежности работы турбомашин путем уменьшения величин зазоров в проточной части требует как совершенствования конструкций самих уплотнительных устройств, так и учета их теплогидравлических характеристик и эксплуатационных факторов. Однако обзор опубликованных работ по сотовым уплотнениям обнаруживает противоречивость части результатов исследований. Это обстоятельство, а также недостаток данных о физической сущности процессов, протекающих в каналах с сотовой поверхностью, указывают на необходимость дальнейших исследований особенностей течения и теплообмена в таких каналах.

На основании данных литературных источников были сформулированы цели и задачи настоящего исследования.

В главе 2 представлены схемы и описание экспериментальных стендов и испытанных моделей, приведены методика исследования и обработки опытных данных, оценка погрешности результатов эксперимента.

Исследования гидравлического сопротивления и теплообмена в статических моделях уплотнений выполнялись на экспериментальном стенде (рисунок 1а), в рабочем участке которого монтировались испытуемые модели каналов с СС.

Экспериментальная установка состоит из участка стабилизации, рабочего участка (канала с СС), расходомерного участка, системы прокачки рабочего тела, системы нагрева опытных образцов, системы измерений. Система прокачки рабочего тела обеспечивала массовый расход воздуха через экспериментальный участок $G_{общ} = 0,007 \dots 0,08$ кг/с. В случае экспериментального исследования влияния ддува ОВ через сотовую поверхность система нагрева опытных образцов заменялась на систему подачи ОВ, обеспечивающую массовый расход $G_{охл} = 0 \dots 0,016$ кг/с (рисунок 1б).

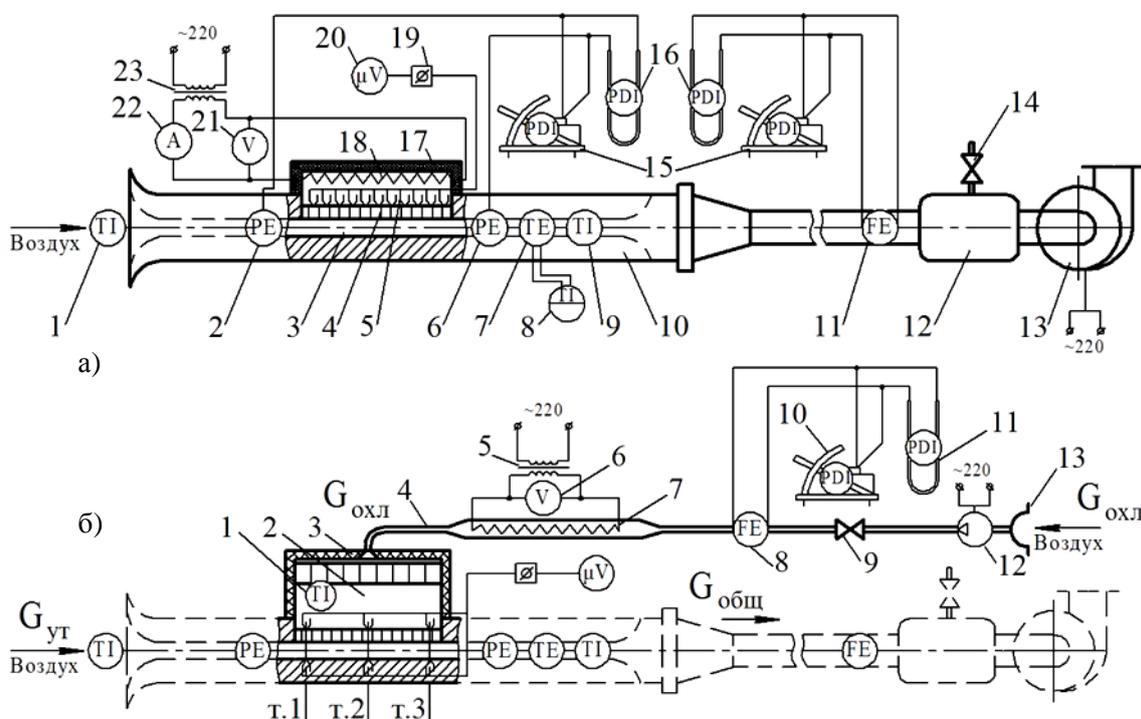


Рисунок 1. Функциональные схемы экспериментальных установок: а) стенд для исследования гидравлического сопротивления и теплообмена в СУ: 1 – термометр ртутный ТЛ-4; 2 – отборы статического давления на входе в рабочий участок ($p_{вх}$); 3 – канал с сотовой структурой (рабочий участок); 4 – сотовая структура; 5 – набор термопар; 6 – отборы статического давления на выходе из рабочего участка ($p_{вых}$); 7 – термометр сопротивления; 8 – мост постоянного тока МО-62 с наружным гальванометром М 195/3; 9 – термометр ртутный ТЛ-4; 10 – аэродинамическая труба; 11 – расходомерное устройство (диафрагма); 12 – ресивер; 13 – вентилятор низкого давления; 14 – перепускной клапан; 15 – микроманометр ММН-250; 16 – водяной дифманометр; 17 – теплоизоляция; 18 – электрический нагревательный элемент; 19 – блок переключения термопар; 20 – потенциометр ПП-63; 21 – вольтметр; 22 – амперметр; 23 – регулятор напряжения ЛАТР 1М 220В 9А;

б) стенд для исследования гидравлического сопротивления и теплообмена в СУ: 1 – термометр ртутный ТЛ-4; 2 – ресивер; 3 – теплоизоляция; 4 – труба подвода ддуваемого воздуха; 5 – регулятор напряжения ЛАТР 1М 220В 9А; 6 – вольтметр; 7 – электрический нагревательный элемент; 8 – расходомерное устройство (сопло); 9 – регулирующий клапан; 10 – микроманометр ММН-250; 11 – водяной дифманометр; 12 – объемный компрессор; 13 – входное устройство; т.1, т.2, т.3 – места установки термопар

Для проведения экспериментов был изготовлен набор моделей – пластин с напаянной СС различной глубины ($h_{я}=2,4\dots24,0$) мм, каждая из которых содержала 5 рядов по 14 сотовых ячеек с диаметром вписанной окружности $d_{я}=12$ мм. Высота рабочего канала $H=6\dots12$ мм регулировалась при помощи калиброванных пластин-прокладок, устанавливаемых между опорными поверхностями экспериментальной установки и опытных образцов (рисунок 2). В расчетах использовались следующие геометрические комплексы: $\bar{h} = h_{я} / d_{я}$ – относительная глубина сотовых ячеек; $\bar{H} = H / d_{я}$ – относительная высота канала СУ.

В случае проведения экспериментальных исследований влияния подачи ОВ через поверхность с СС на гидравлическое сопротивление и эффективность охлаждения поверхностей канала СУ в сотовых пластинах выполнялась система отверстий, за счет чего обеспечивался равномерный по всей площади СС вдув ОВ в канал СУ перпендикулярно основному потоку рабочего тела (рисунок 3).

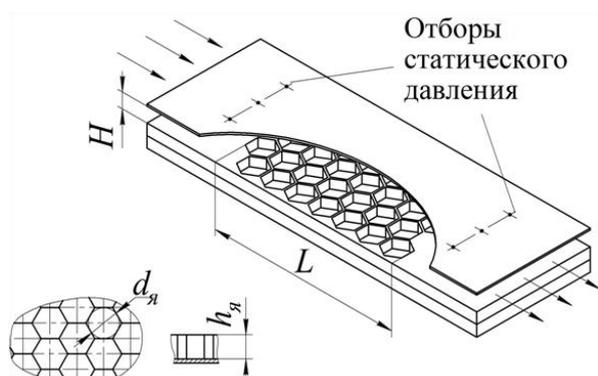


Рисунок 2. Схема канала с сотовой структурой на одной из стенок

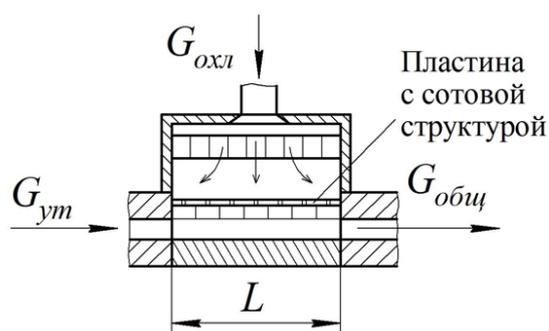


Рисунок 3. Схема рабочего участка с системой подачи охлаждающего воздуха

Целью **первого этапа** исследований являлось изучение влияния СС на гидравлическое сопротивление в канале, измеряемое как разность статических давлений до и после рабочего участка. Пластины с СС, формирующие щелевой тракт, препарировались отборами статического давления p потока в двух фронтальных сечениях канала: на расстоянии $20 \cdot 10^{-3}$ м до начала контрольного участка длиной $L=0,17$ м ($p_{вх}$) и на выходе из него на расстоянии $20 \cdot 10^{-3}$ м ($p_{вых}$).

Для расчета величин коэффициента гидравлического сопротивления использовалась зависимость $\lambda_{\Sigma} = 2\Delta p \rho (G / F_k)^{-2} (L / d_2)^{-1}$, где G – величина массового расхода рабочего тела; F_k – площадь поперечного сечения канала; L – длина кон-

трольного участка канала; d_z – гидравлический диаметр канала; ρ – плотность рабочего тела; $\Delta p = p_{вх} - p_{вых}$ – изменение (потери) статического давления в потоке рабочего тела на контрольной длине L канала. На основании проведенных экспериментальных исследований модельных и гладкостенных каналов рассчитывалась степень интенсификации гидравлического сопротивления $\psi_\lambda = \lambda_\Sigma / \lambda_0$ и формировались зависимости $\psi_\lambda = f(\bar{h}; \bar{H})$; $\lambda_\Sigma = 0,018 \psi_\lambda$ (λ_0 – коэффициент гидравлического сопротивления в гладкостенной модели).

Второй этап экспериментальных исследований был посвящен определению характеристик теплообмена в канале с СС. Использовался стационарный метод, при котором определялись величина теплового потока $q = Q_\Sigma / F$ через исследуемую поверхность и перепад температур $\Delta \bar{t}$ между потоком и стенкой.

Исследования теплообмена выполнялись в условиях постоянства теплового потока через поверхность опытного образца $q_c \geq 1,5 \cdot 10^4$ Вт/м² и температурного фактора $\bar{T}_c = T_c / T_n \leq 1,4$ (T_c, T_n – средние температуры стенки и потока соответственно). В качестве рабочего тела потока использовался осушенный воздух.

По данным экспериментальных исследований модельных и гладкостенных каналов рассчитывалась степень интенсификации теплообмена $\psi_\alpha = Nu_d / Nu_{d0}$ и формировались зависимости: $\psi_\alpha = f(\bar{h}; \bar{H})$; $Nu_d = 2,21 \cdot 10^{-2} \psi_\alpha Re_d^{0,8} Pr^{0,4} \bar{T}_c^{-0,55}$ (при $X/H \geq 20$) (Nu_{d0} – критерий Нуссельта для гладкостенных моделей).

На основании результатов первого и второго этапов исследования рассчитана энергетическая эффективность $\bar{\psi} = \psi_\lambda / \psi_\alpha$ применения СС в прямоугольном канале и выполнено ее сопоставление с аналогичными параметрами других интенсификаторов теплообмена.

Третий этап исследований состоял в изучении влияния геометрических параметров СС и канала уплотнения, а также количества вдуваемого ОВ на величину гидравлического сопротивления λ_Σ в канале и эффективность охлаждения его поверхностей.

Основной теплоноситель подавался в осевом направлении, ОВ – через систему отверстий в пластине с СС перпендикулярно к направлению движения основного потока. В процессе опытов варьировалась величина расхода ОВ, чем обуславливалось изменение тепловых режимов. Постоянство температуры охлаждающего теплоносителя $t_{охл}$ при различных значениях его расхода $G_{охл}$ обеспечивалось изменением количества подводимой к нему теплоты.

Результаты экспериментальных исследований эффективности охлаждения поверхностей канала с СС представлены в виде зависимости глубины охлаждения $\Theta = (T_{осн} - T_{изм}) / (T_{осн} - T_{охл})$ от коэффициента вдува $m = G_{охл} / G_{общ}$, где $T_{изм}$ – измеряемая температура поверхности канала, К; $T_{охл}$ – температура ОВ, К; $T_{осн}$ – температура основного потока (в отсутствие вдуваемого ОВ), К; $G_{охл}$ – массовый расход ОВ, кг/с; $G_{общ} = G_{ум} + G_{охл}$ – общий массовый расход рабочего тела через СУ, кг/с.

В главе 3 отражены результаты опытного исследования теплогидравлических процессов, протекающих в модельных каналах СУ, проведено обобщение полученных опытных данных по коэффициентам гидравлического сопротивления и теплоотдачи эмпирическими критериальными соотношениями, выполнена оценка энергетической эффективности применения СС, в том числе в сопоставлении с другими аналогичными способами интенсификации. Экспериментально исследовано влияние подачи ОВ в СУ через поверхность с СС на гидравлическое сопротивление и эффективность охлаждения поверхностей канала уплотнения.

Выполненные испытания экспериментальных моделей с различной относительной глубиной ячеек ($\bar{h} = 0,2...2,0$) показали, что размещение сотовой поверхности на одной из стенок канала СУ неизбежно приводит к увеличению коэффициента гидравлического сопротивления λ_{Σ} при любых исследованных значениях геометрических параметров СС (\bar{h}) и канала (\bar{H}) по сравнению с аналогичными характеристиками для гладкостенных моделей во всем исследованном диапазоне чисел Re_d .

С учетом результатов предварительных опытов, а также данных из работ других авторов, более детальные экспериментальные исследования гидравлического сопротивления и теплообмена, а также математическая обработка полученных данных были проведены для моделей при следующих значениях безразмерных геометрических комплексов: $\bar{h} = 0,2...1,0$ ($\bar{h} = 0,2...1,25$ в случае исследования теплообмена); $\bar{H} = 0,5...1,0$. Согласно результатам экспериментов, в указанном интервале геометрических параметров СУ эффекты интенсификации гидравлического сопротивления и теплообмена имеют наибольшие значения-экстремумы, значительно снижаясь в дальнейшем.

Полученная зависимость величины избыточного гидравлического сопротивления $(\psi_{\lambda} - 1) = f(\bar{h}^{n_h})$ от относительной глубины СС в интервале $\bar{h} = 0,2...1,0$

при $\bar{H} = idem$ имеет два характерных участка (рисунок 4). В интервале $\bar{h} = 0,2...0,42$ происходит монотонное увеличение степени интенсификации, которая достигает наибольших значений при $\bar{h} = 0,42$ ($n_h = 0,42$). Дальнейшее повышение относительной глубины ячеек в интервале $\bar{h} = 0,42...1,0$ характеризуется уменьшением гидравлического сопротивления ($n_h = -0,5$). Зависимость избыточного гидравлического сопротивления

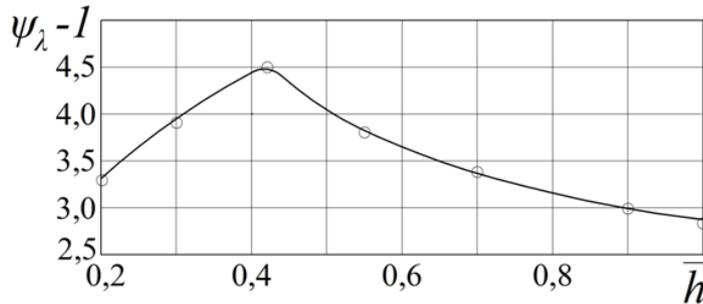


Рисунок 4. Влияние относительной глубины \bar{h} сотовой структуры на степень интенсификации гидравлического сопротивления в канале с относительной высотой $\bar{H} = 1,0$

ного гидравлического сопротивления ($\psi_\lambda - 1$) от относительной высоты \bar{H} канала для рассмотренного диапазона геометрических параметров $\bar{h} = 0,2...1,0$ и $\bar{H} = 0,5...1,0$ имеет степенной вид с показателем степени $n_H = -0,28$.

Установленные эмпирические законы индивидуального

влияния каждого из определяющих геометрических параметров позволили обобщить результаты измерений едиными зависимостями величины степени интенсификации гидравлического сопротивления $\psi_\lambda = \lambda_\Sigma / \lambda_0$ от этих геометрических показателей: $\psi_\lambda = 1 + 6,47 \bar{h}^{0,42} / \bar{H}^{0,28}$ (при $\bar{h} = 0,2...0,42$); $\psi_\lambda = 1 + 2,83 \bar{h}^{-0,5} / \bar{H}^{0,28}$ (при $\bar{h} = 0,42...1,0$).

Эти обобщения в совокупности с известными данными по гидравлическому сопротивлению в плоских гладкостенных каналах при автомодельном режиме течения позволили сформировать зависимости для сопротивления в каналах с СС в виде $\lambda_\Sigma = 0,018(1 + 6,47 \bar{h}^{0,42} / \bar{H}^{0,28})$ (при $\bar{h} = 0,2...0,42$);

$$\lambda_\Sigma = 0,018(1 + 2,83 \bar{h}^{-0,5} / \bar{H}^{0,28}) \text{ (при } \bar{h} = 0,42...1,0 \text{)}.$$

Результаты экспериментального исследования теплообмена в моделях канала с СС, представленные в виде зависимости $Nu_d Pr^{-0,4} \bar{T}_c^{0,55} = f(Re_d)$, показали, что размещение СС на поверхности канала изменяет только абсолютный уровень интенсивности теплообмена, но не влияет на закон изменения уровня теплообмена в зависимости от величины числа Re_d . Для всех исследованных каналов ($\bar{H} = 0,5...1,0$), независимо от геометрических показателей СС ($\bar{h} = 0,2...1,25$), интенсивность теплообмена на сотовой поверхности оставалась пропорциональной

числу Re в степени $n = 0,8$, как и в базовых законах теплообмена для каналов с гладкими стенками.

Зависимости интенсификации теплообмена ψ_α в канале с СС имеют нелинейный характер: ее значения увеличиваются с ростом относительной глубины ячеек в интервале $\bar{h} = 0,20 \dots 0,55$ и уменьшаются при увеличении относительной высоты \bar{H} канала. При увеличении значений относительной глубины СС более $\bar{h} \geq 0,55$ происходит монотонное снижение степени интенсификации теплообмена (рисунок 5). При $\bar{h} \geq 1,50$ ее значения оказываются ниже аналогичных значений для гладкостенного канала при прочих равных режимных и геометрических параметрах. Зависимость избыточного теплообмена $(\psi_\alpha - 1)$ от относительной высоты \bar{H} канала для всего исследованного диапазона геометрических параметров ($\bar{h} = 0,20 \dots 1,25$ и $\bar{H} = 0,5 \dots 1,0$) имеет степенной вид с показателем степени $n_H = -0,5$.

Экспериментальные исследования влияния СС на теплообмен на противоположной гладкой поверхности канала обнаружили его интенсификацию в $2,0 \dots 2,5$

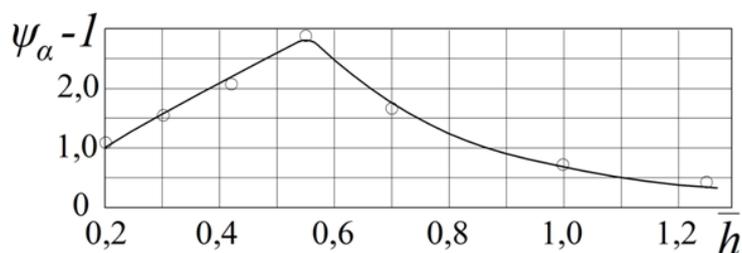


Рисунок 5. Влияние относительной глубины \bar{h} сотовой структуры на степень интенсификации теплообмена в СУ при $\bar{H} = 1,0$

раза. Уровень интенсификации ψ_α в значительной мере зависит от относительной удаленности \bar{H} поверхности от СС и от относительной глубины \bar{h} ячеек. Из полученных данных следует, что интенсификация теплообмена на гладкой поверхности

канала возникает и увеличивается только при приближении к ней противоположной поверхности с СС, достигая наибольших значений при $\bar{H} = 0,5$, а также при относительной глубине СС в интервале $\bar{h} = 0,4 \dots 0,55$, при которой наблюдается максимальное гидравлическое сопротивление вследствие наиболее активного влияния потока из пространства сотовых ячеек на основное течение в канале.

Полученные эмпирические законы индивидуального влияния на теплообмен каждого из определяющих геометрических параметров СС и канала позволили обобщить результаты измерений едиными зависимостями $\psi_\alpha = 1 + 4,53 \bar{h}^{0,88} / \bar{H}^{0,5}$ (при $\bar{h} = 0,20 \dots 0,55$) и $\psi_\alpha = 1 + 0,74 \bar{h}^{-2,30} / \bar{H}^{0,5}$ (при $\bar{h} = 0,55 \dots 1,25$). Эти обобщен-

ния в совокупности с известными данными по теплообмену в плоских гладкостенных каналах позволили сформировать зависимости для теплообмена в каналах с СС в виде $Nu_d = 2,21 \cdot 10^{-2} (1 + 4,53 \bar{h}^{0,88} / \bar{H}^{0,5}) Re_d^{0,8} Pr^{0,4} \bar{T}_c^{-0,55}$ для $\bar{h} = 0,20 \dots 0,55$; $Nu_d = 2,21 \cdot 10^{-2} (1 + 0,74 \bar{h}^{-2,30} / \bar{H}^{0,5}) Re_d^{0,8} Pr^{0,4} \bar{T}_c^{-0,55}$ для $\bar{h} = 0,55 \dots 1,25$.

Исследуемый способ интенсификации теплообмена сопоставлялся по показателям ψ_α и ψ_λ со следующими широко применяемыми в практике охлаждения элементов высокотемпературных газовых турбин способами: при помощи системы кольцевых ребер, размещенных в цилиндрическом канале поперек потока; при помощи системы ребер, размещенных в прямоугольном канале поперек или под углом к потоку на одной, двух противоположных или всех его поверхностях; при помощи системы компланарно перекрещивающихся под углом 2β каналов в ограниченных по ширине щелевых трактах (вихревой способ интенсификации); при помощи системы упорядоченных рельефов из сферических углублений, размещенной в прямоугольных щелевых каналах (смерчевой способ интенсификации) (рисунок 6).

Согласно экспериментальным исследованиям, представленным в главе 3 на-

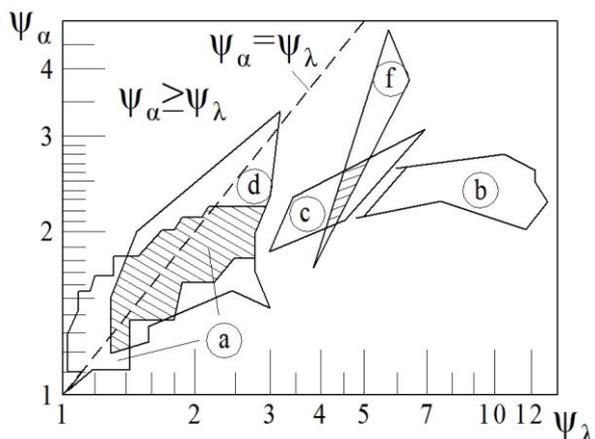


Рисунок 6. Сопоставление эффективности различных способов интенсификации теплообмена по результатам измерений ψ_α и ψ_λ : а – цилиндрические каналы с кольцевым оребрением; б – прямоугольные каналы с оребрением поперек или под углом к потоку; в – вихревой способ; д – смерчевой способ; е – прямоугольные каналы с сотовой структурой на одной из стенок

стоящей работы, поверхность канала с СС по уровню интенсификации теплообмена ψ_α не уступает, но проигрывает по энергетической эффективности $\bar{\psi} = \psi_\lambda / \psi_\alpha$ некоторым из рассмотренных способов интенсификации, при этом показатель $\bar{\psi}$ всегда больше 1,0. Для СС характерны сравнительно большие величины интенсификации гидравлического сопротивления ψ_λ , которые при любых исследованных геометрических параметрах превосходят значения интенсификации теплообмена ψ_α . Наибольшие

значения энергетической эффективности наблюдаются в условиях $\bar{h} = 0,4 \dots 0,6$ и $\bar{H} = 0,5$ ($\psi_\lambda = 6,46$; $\psi_\alpha = 4,70$; $\bar{\psi} = 1,37$), то есть в условиях стесненного канала и при наибольших значениях гидравлического сопротивления и теплообмена.

Согласно результатам экспериментов, посвященных изучению влияния вдува ОВ в рабочий канал через сотовую поверхность на гидравлическое сопротивление и эффективность охлаждения поверхностей СУ, изменение геометрических параметров СС и канала в диапазоне $\bar{h} = 0,2...1,0$ и $\bar{H} = 0,5...1,0$ при фиксированной величине коэффициента вдува m в большей степени оказывает влияние на глубину охлаждения на противоположной СС гладкой поверхности (рисунок 7).

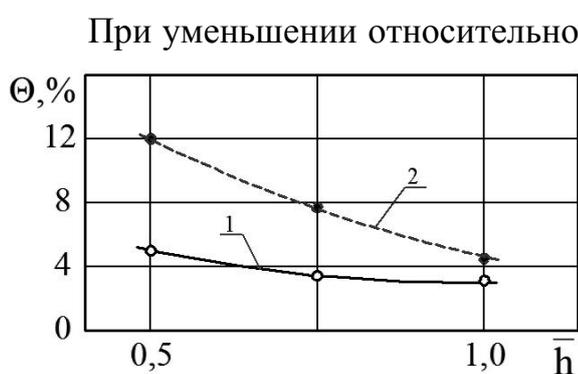


Рисунок 7. Зависимость величины глубины охлаждения Θ на противоположной гладкой поверхности при различных геометрических параметрах модели: 1 - $\bar{H} = 1,0$; 2 - $\bar{H} = 0,5$

При уменьшении относительной высоты канала \bar{h} в модели, для которой характерна наибольшая интенсификация гидравлического сопротивления в канале ($\psi_\lambda = 5,86$), глубина охлаждения Θ может достигать 12%.

Непосредственно на поверхности с СС, в случае вдува ОВ через систему отверстий в ней, во всех исследованных моделях наблюдались высокие значения глубины охлаждения ($\Theta = 59...65\%$), возрастающие при увеличении относительной высоты канала \bar{H} и относительной глубины СС \bar{h} (рисунок 8).

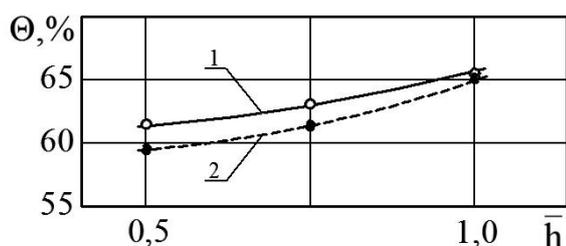


Рисунок 8. Зависимость величины глубины охлаждения Θ на поверхности с сотовой структурой при различных геометрических параметрах модели: 1 - $\bar{H} = 1,0$; 2 - $\bar{H} = 0,5$

При значениях коэффициента вдува $m \geq 15\%$ дальнейшего увеличения глубины охлаждения Θ пластины с СС не происходит.

По результатам экспериментальных исследований гидравлического сопротивления λ_Σ при вдуве ОВ в канал СУ наблюдается различное в зависимости от геометрических параметров СС и канала изменение гидравлического сопротивления λ_Σ , общего расхода $G_{общ}$ и расхода

утечки G_{ym} при увеличении коэффициента вдува m (рисунок 9). Для модели с относительной глубиной СС $\bar{h} = 1,0$ при $\bar{H} = 1,0$, для которой при отсутствии вдува характерны сравнительно невысокие значения степени интенсификации гидравлического сопротивления ($\psi_\lambda = 3,83$), при повышении коэффициента вдува m на

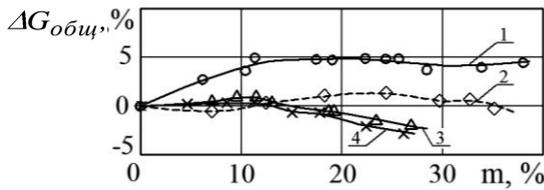


Рисунок 9. Изменение общего расхода $G_{общ}$ в канале с сотовой структурой от коэффициента вдува m :

- 1 – $\bar{H} = 0,5; \bar{h} = 0,5$; 2 – $\bar{H} = 0,5; \bar{h} = 1,0$;
 3 – $\bar{H} = 1,0; \bar{h} = 0,5$; 4 – $\bar{H} = 1,0; \bar{h} = 1,0$

чения гидравлического сопротивления.

Наблюдаемые в ходе экспериментальных исследований эффекты интенсификации гидравлического сопротивления в канале могут быть полезны в случае применения СС неоптимальной, по критерию минимума утечки, глубины ($\bar{h} \geq 0,6$) – за счет вдува ОВ будут достигаться более высокие значения гидравлического сопротивления, что приведет к снижению утечки через уплотнение. При этом благодаря глубоким ячейкам сотовый массив будет сохранять свою целостность и обеспечивать надежность работы при возможном задевании СС элементами ротора.

Глава 4 посвящена модернизации периферийных уплотнений ступени ТВД турбоагрегата ГТК-10-4, направленной на повышение экономичности и надежности работы турбинной ступени. Предлагается конструкция периферийного уплотнения с сотовыми вставками, выполненными из фольги толщиной 0,05 мм и закрепленными пайкой на пластине-подложке. В пазах обоймы 1 располагаются сотовые вставки 2, которые удерживаются в прижатом положении плоскими пружинами 3 и имеют возможность перемещаться в радиальном направлении при касании

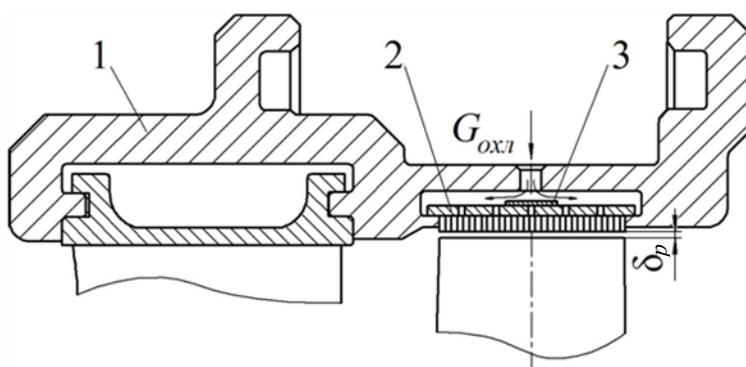


Рисунок 10. Модернизированное периферийное уплотнение рабочего колеса ТВД ГТК-10-4: 1 – обойма; 2 – сотовая вставка; 3 – плоская пружина

блюдается наибольшее по сравнению с другими моделями увеличение гидравлического сопротивления в канале ($\Delta\lambda_{\Sigma} \approx 85\%$ при $m=15\%$).

Снижение величины общего расхода $G_{общ}$ через канал СУ наблюдается для всех моделей, кроме канала с $\bar{h} = 0,5$ и $\bar{H} = 0,5$, для которого характерны наибольшие значения гидравлического сопротивления.

ни лопаток (рисунок 10). В камеры над вставками ТВД подается ОВ, который стабилизирует температуру обоймы и вставок, а также поддерживает упругие свойства пружины. Затем через небольшие отверстия в пластине-подложке воздух

попадает на периферию проточной части, создавая защитную пленку на периферии обоймы и торцах лопаток, подверженных термическому воздействию газового потока.

Для приближенной оценки влияния радиального зазора на относительный КПД $\bar{\eta}'_{ум} = \eta'_{ум} / \eta'_{ум(\delta=0)}$ ступени на основе полуэмпирических зависимостей (рисунок 11) принимается параметр $n = (\delta_p \cdot b_n) / (l_p \cdot t_{cp} \cdot \sin \beta_{2эфф})$, где δ_p – радиальный периферийный зазор рабочего колеса ступени, мм; b_n – хорда рабочей лопатки, мм; l_p – длина рабочей лопатки, мм; t_{cp} – шаг лопаток, мм; $\beta_{2эфф}$ – угол выхода потока из рабочего колеса, рад.

Для рассматриваемой ступени турбоагрегата ГТК-10-4 указанные параметры

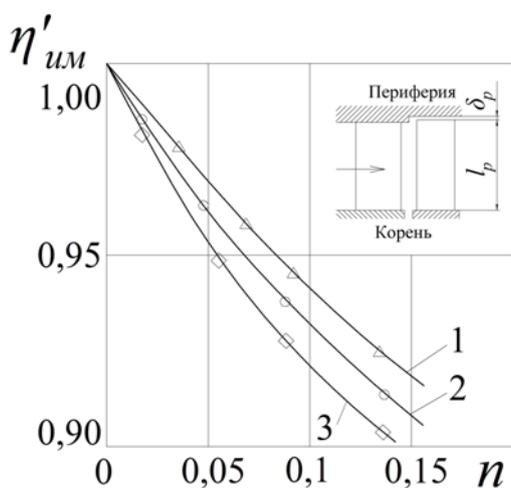


Рисунок 11. Влияние величины зазора δ_p в рабочем колесе на КПД турбинной ступени: 1 – $D_{cp}/l=7$; $\rho''=0,2...0,3$; (сотовое уплотнение); 2 – $D_{cp}/l=5,35$; $\rho''=0,6$ (сотовое уплотнение); 3 – $D_{cp}/l=5,35$; $\rho''=0,2...0,3$ (гладкое уплотнение)

имеют следующие значения: $\delta_p = 2$ мм в исходной конструкции уплотнения; $\delta_p = 1$ мм в модернизированной конструкции уплотнения; $D_{cp}/l_p = 8,4$; $\rho'' = 0,37$; $b_n = 50,5$ мм; $l_p = 153$ мм; $t_{cp} = 37,7$ мм; $\sin \beta_{2эфф} = 0,415$. Для варианта конструкции с величиной зазора $\delta_p = 2$ мм параметр n равен 0,042. В модернизированном варианте с $\delta_p = 1$ $n=0,021$.

Согласно известным экспериментальным зависимостям $\bar{\eta}'_{ум} = f(n)$, показанным на рисунке 11, увеличение относительного КПД $\bar{\eta}'_{ум}$ одной ступени турбины составит приблизительно 2%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Экспериментальные исследования показали, что режимные и геометрические параметры оказывают значительное влияние на теплогидравлические характеристики СУ рабочих колес осевых ГТ и во многом определяют особенности организации подачи ОВ через сотовую поверхность в уплотнение.

2. Экспериментально доказаны эффекты интенсификации гидравлического сопротивления ψ_λ и теплообмена ψ_α в канале СУ, выявлено их возрастание при уменьшении относительной высоты канала \bar{H} и достижение наибольших значений в интервале относительных высот СС $\bar{h} = 0,4...0,6$. Получены критериальные

зависимости, отражающие влияние режимных и геометрических параметров на гидравлическое сопротивление и теплообмен в СУ.

3. Рассчитана энергетическая эффективность применения СС в канале СУ. Выявлено, что отношение величин гидравлического сопротивления и теплообмена $(\psi_\lambda - 1)/(\psi_\alpha - 1)$ в исследованном диапазоне параметров всегда больше 1,0 и имеет минимальные значения 1,22...1,40 при $\bar{h} = 0,50...0,60$ и $\bar{H} = 0,5$. Выполнено сопоставление сотовой поверхности по энергетической эффективности с другими широко применяемыми в практике охлаждения элементов высокотемпературных ГТ способами интенсификации теплообмена.

4. Обнаружены эффекты интенсификации теплообмена на противоположной СС поверхности, достигающие наибольших значений $\psi_\alpha^* = 2,0...2,5$ при $\bar{h} = 0,4...0,6$ и $\bar{H} = 0,5$ и уменьшающиеся при увеличении относительной высоты канала \bar{H} .

5. Экспериментально изучено влияние количества ОВ, подаваемого через сотовую поверхность, на гидравлическое сопротивление СУ. При увеличении коэффициента вдува m , за исключением модели с $\bar{h} = 0,5$ и $\bar{H} = 0,5$, наблюдается повышение гидравлического сопротивления и снижение до 3% общего расхода через СУ, что при прочих равных условиях приведет к увеличению КПД ступени.

6. Установлено влияние количества ОВ, подаваемого через сотовую поверхность, на эффективность охлаждения стенок канала СУ. Как показали опыты, глубина охлаждения пластины с СС и противоположной поверхности канала может достигать 65 и 12% соответственно. Увеличение коэффициента вдува m более 15% для охлаждения поверхности с СС нецелесообразно.

7. Предложено решение установки СУ в качестве периферийных над рабочими лопатками ступени ТВД агрегата ГТК-10-4, позволяющее уменьшить радиальные зазоры до 1 мм и обеспечить повышение относительного КПД ступени до 2%.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ АВТОРОМ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Научные статьи, опубликованные в рецензируемых научных изданиях из перечня ВАК:

1. Шилин, М.А. Модернизация диафрагменных уплотнений цилиндра высокого давления турбины К-500-5,9/3000 / В.Т. Буглаев, В.Т. Перевезенцев, М.А. Шилин, М.А. Постников, В.В. Сметанко, А.Л. Карташов // Энергетические машины и установки. – 2009. – №1. – С. 46-50.

2. Шилин, М.А. Совершенствование конструкции и технологии изготовления сотовых уплотнений турбин для АЭС / В.Т. Буглаев, В.Т. Перевезенцев, А.В. Осипов, М.А. Шилин // Справочник. Инженерный журнал. – 2010. – №8. – С. 30-32.

3. Шилин, М.А. Конструктивно-технологическое совершенствование уплотнений в проточной части турбомашин / В.Т. Буглаев, В.Т. Перевезенцев, А.В.Осипов, М.А. Шилин // Справочник. Инженерный журнал. – 2010. – №10. – С. 27-29.

4. Шилин, М.А. Экспериментальное исследование гидравлических сопротивлений в канале с сотовой структурой / В.Т. Буглаев, В.Т. Перевезенцев, М.А. Шилин // Вестник БГТУ. – 2012. – №3. – С. 84-90.

5. Шилин, М.А. Экспериментальное исследование теплообмена в канале с сотовой структурой / В.Т. Буглаев, В.Т. Перевезенцев, В.М. Шкодин, М.А. Шилин // Вестник БГТУ. – 2013. – №1. – С. 72-79.

Работы, опубликованные в других изданиях:

6. Шилин, М.А. Экспериментальное исследование гидравлического сопротивления и теплообмена в щелевом канале с сотовой структурой / М.А. Шилин // Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании: материалы IV Междунар. науч.-практ. конф. / под ред. И.А. Лагерева. – Брянск: БГТУ, 2012. – С. 33-35.

7. Шилин, М.А. Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик сотовых уплотнений турбин / М.А. Шилин // XXXIX Гагаринские чтения: науч. тр. Междунар. молодеж. науч. конф. – М.: МАТИ, 2013. – Т. 2. – С. 304-306.

8. Шилин, М.А. Анализ и сравнительные характеристики эффективности различных видов уплотнений / В.Т. Буглаев, В.Т. Перевезенцев, В.М. Шкодин, М.А. Шилин // Совершенствование энергетических машин: сб. науч. тр. / под ред. В.В. Рогалева. – Брянск: БГТУ, 2013. – С. 122-129.

9. Сотовое уплотнение турбомашин: пат. на полезную модель №128900, МПК F01D 11/02 / Шилин М.А., Перевезенцев В.Т. – 3 с.

10. Сотовое уплотнение радиального зазора турбомашин: пат. на полезную модель №131814, МПК F01D 11/02 / Шилин М.А., Перевезенцев В.Т. – 3 с.