

Научно-технический журнал

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Выпуск #3 (2026)

Энергетические системы и комплексы

Дудкин М.М. Обзор возможностей повышения эффективности пылеугольных ТЭС

Корнякова О.Ю. Математическая модель течения фреона R407C в трубе испарителя

Низамутдинов В.Р. Математическая модель оптимизации положения и размеров технологических проходов при размещении ФЭП на крыше

Турбомашины и поршневые двигатели

Лазарев Л.Я., Фадеев В.А. Исследование влияния предварительной закрутки потока и вращения гребней на течение пара и характеристики надбандажного лабиринтного уплотнения турбинной ступени

0 журнале

Краткая информация

Журнал «Тепловые электрические станции» – ежеквартальный научно-технический рецензируемый журнал.

Журнал публикует материалы о современном состоянии науки и техники в области тепловой энергетики, теплотехники, турбомашиностроения и смежных областях. Освещает вопросы рационального и эффективного использования топливно-энергетических ресурсов, экологически чистых и безотходных технологий, возобновляемых источников энергии, теплофикации, решения наиболее важных научно-технических проблем в области энергетики. Журнал рассчитан на ученых и специалистов, работающих на электростанциях и предприятиях энергомашиностроительной промышленности, инженеров-исследователей, научно-педагогических работников и обучающихся по профильным направлениям.

Журнал находится в открытом доступе. За публикацию рукописей плата с авторов, включая студентов и аспирантов, не взимается. Авторский гонорар за издание статей не начисляется.

Журнал «Тепловые электрические станции» индексируется в РИНЦ.

История переименований

С 2013 г. по 2025 г. «Энерго- и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере: материалы Международной научно-технической конференции студентов, аспирантов, ученых».

С апреля 2025 г. переименован в «Тепловые электрические станции».

Разделы журнала

1. Энергетические системы и комплексы.
2. Турбомашины и поршневые двигатели.
3. Краткие сообщения. Успехи в области энергетики и турбомашиностроения.

Учредитель и издатель

ФГАОУ ВО «Южно-Уральский
государственный университет
(национальный исследовательский
университет)»

Редакционная коллегия

Главный редактор:

Осинцев К.В., доктор техн. наук

Зам. главного редактора:

Пшениснов Н.А., канд. техн. наук

Члены редколлегии:

Кирпичникова И.М., доктор техн. наук

Соломин Е.В., доктор техн. наук

Возмилов А.Г., доктор техн. наук

Ганджа С.А., доктор техн. наук

Тягунов М.Г., доктор техн. наук

Горожанкин А.Н., доктор техн. наук

Задорожная Е.А., доктор техн. наук

Леванов И.Г., доктор техн. наук

Редакция

Технический редактор:

Левашова И. В.

Контакты

Адрес редакции:

454080, г. Челябинск, просп. В.И.

Ленина, д. 76

Телефоны:

+7 (351) 267-93-95

+7 (952) 527 67 24

E-mail:

thermalpowerplants@mail.ru

Веб-сайт:

<https://tes.susu.ru>

ISSN (эл. версии): 3033-5590

Научно-технический журнал ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Выпуск #3 (2026)

Содержание

Энергетические системы и комплексы

Дудкин М.М. Обзор возможностей повышения эффективности пылеугольных ТЭС	2
Корнякова О.Ю. Математическая модель течения фреона R407C в трубе испарителя	6
Низамутдинов В.Р. Математическая модель оптимизации положения и размеров технологических проходов при размещении ФЭП на крыше	10

Турбомашины и поршневые двигатели

Лазарев Л.Я., Фадеев В.А. Исследование влияния предварительной закрутки потока и вращения гребней на течение пара и характеристики надбандажного лабиринтного уплотнения турбинной ступени	14
---	----

Энергетические системы и комплексы

ОБЗОР ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ ТЭС

- Дудкин М.М., доктор техн. наук, ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск, Россия

A REVIEW OF POTENTIAL FOR IMPROVING THE EFFICIENCY OF COAL-FIRED THERMAL POWER PLANTS

- Dudkin M.M., D.Sc., South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk, Russia

Актуальность темы заключается в изучении потенциала для дальнейшего увеличения коэффициента полезного действия (КПД) тепловых электростанций, работающих на органическом топливе. Отмечается, что даже при увеличении доли природного газа, угольные энергоблоки продолжают появляться в угледобывающих регионах. В связи с этим, новые ТЭС ориентированы на два ключевых аспекта: усовершенствование процессов и оборудования для сжигания органического топлива, а также внедрение экономически оправданных технологий, использующих низкопотенциальные и возобновляемые источники энергии. В качестве иллюстрации можно привести пример строительства новых ТЭЦ и автономных систем генерации с возможностью хранения тепловой и электрической энергии. В заключение сформулированы наиболее перспективные подходы к повышению эффективности тепловых электростанций, что имеет важное экономическое значение.

Ключевые слова: топливо, теплота, электроэнергия, тепловая электростанция.

The topic's relevance lies in exploring the potential for further increasing the efficiency of fossil-fuel-fired thermal power plants. It is noted that even with the increasing share of natural gas, coal-fired power units continue to appear in coal-mining regions. Therefore, new thermal power plants are focused on two key aspects: improving processes and equipment for burning fossil fuels, and implementing cost-effective technologies using low-potential and renewable energy sources. This can be illustrated by the construction of new thermal power plants and autonomous generation systems with the ability to store thermal and electrical energy. In conclusion, the most promising approaches to improving the efficiency of thermal power plants are formulated, which has significant economic implications.

Key words: low-potential energy, heat, electricity, thermal power plant.

Введение

Эффективность работы тепловых электростанций, особенно новых проектируемых, должна быть повышена за счет использования более широкого диапазона температур.

Таким образом, можно повышать температуру верхнего источника теплоты и понижать тем-

пературу нижнего для увеличения термического КПД.

КПД пылеугольных тепловых электростанций (ТЭС) обычно составляет 33-40 % – это сравнительно невысокий показатель. Определим основные элементы ТЭС, из-за которых существуют ограничения базового технологического цикла. ТЭС работают по пароводяному циклу,

который физически не позволяет достичь высокого КПД. Даже в идеальных условиях часть энергии неизбежно теряется – прежде всего из-за необходимости охлаждать пар после турбины до относительно низкой температуры: потери в котле; потери в турбинной установке; расход энергии на собственные нужды; потери в электроэнергетическом оборудовании [1].

Современные тепловые электростанции работают в основном на природном газе, поддерживая нормы экологических выбросов на низком уровне. Для пылеугольных энергоблоков помимо систем очистки дымовых газов от золовых частиц необходимо предусматривать стабильную работу систем топливоприготовления, топливоподачи, смешения реагентов и поддержания горения.

Одним из вариантов современного оборудования – это ПГУ (парогазовая установка), которая сочетает два типа турбин (газовую и паровую) для более эффективного производства электроэнергии. В качестве основного топлива используется природный газ.

Этапы работы ПГУ следующие. По газовому циклу: природный газ сжигается в камере сгорания; образующиеся горячие газы вращают газовую турбину; турбина приводит в действие первый электрогенератор – вырабатывается «первая часть» электроэнергии; после газовой турбины газы всё ещё очень горячие (около 500–550 °C). По паровому циклу: горячие газы из газовой турбины поступают в котёл-утилизатор; в котле-утилизаторе они нагревают воду и превращают её в пар; пар подаётся в паровую турбину, которая вращает второй электрогенератор и вырабатывается дополнительная «вторая часть» электроэнергии.

Актуальность темы исследования

Тенденции развития энергетической отрасли страны связаны со строительством новых энергоблоков тепловых электростанций, работающих на базе парогазовых установок.

Дальнейшее повышение КПД ТЭС должно быть связано с использованием возобновляемой энергетики и низкопотенциальных источников энергии.

Технологические схемы промышленных предприятий, тепловые схемы ТЭЦ в частности, постоянно совершенствуются. Предлагаются

различные методы их оптимизации, в том числе многопараметрические. Однако даже при проведении самых простых оптимизаций становится понятно, что не используются низкопотенциальные источники теплоты и возобновляемые источники энергии, которые могли бы увеличить термический КПД тепловой электрической станции.

Рекомендуемые методы повышения эффективности ТЭС

При надстройке основного цикла дополнительными устройствами, в том числе низкопотенциальными и возобновляемыми источниками энергии, используется более широкий диапазон температур, а также дополнительные источники теплоты, что приводит к увеличению полезной работы на тепловом оборудовании электростанции. Таким образом, при проведении исследования используются методы термодинамического анализа.

Результаты

Добиться этой стабильности можно для существующего оборудования наладкой режимов. Однако в связи с выработкой запасов проектного топлива ТЭС приходится искать варианты его замены, что влечет перенастройку работы всех систем работы котельного агрегата [2]. Методики настройки работы котла при факельном сжигании угольной пыли представлены в работе. Методики позволяют перенастроить работу малозатратными способами [3].

Для существующих ТЭС возможен еще один вариант повышения КПД – это совершенствование технологии сжигания органического топлива в парогенераторах [4].

Данное направление развивается за счет разработки новых горелочных устройств, которые, например, для пылеугольных энергоблоков снижают тепловые потери от механического и химического недожогов, а также потери с уходящими газами. Кроме того, новые горелочные устройства позволяют наладить режимы работы котлов, снизить ошлакование поверхности нагрева, тем самым избежать аварийных остановов котла и поддерживать номинальную паропроизводительность.

Обсуждение

Во-первых, качество угля, безусловно, влияет на эффективность работы ТЭС. Высокая зольность (до 30–40 %) означает, что большая часть массы угля будет сжигаться без теплового эффекта. Влага в угле (10–15 %) требует дополнительной энергии на испарение. Нестабильный состав (различия в калорийности, содержании серы и летучих веществ) затрудняет настройку оптимального режима горения.

Во-вторых, старые энергоблоки (особенно построенные десятилетия назад) работают менее эффективно по сравнению с современными: поверхности нагрева менее эффективны; системы автоматизации устарели; турбины и котлы физически изношены.

В-третьих, оборудование для очистки газов создаёт дополнительное сопротивление потоку газов, из-за чего требуется больше энергии на работу дымососов и вентиляторов.

Таким образом, перейдем к главной цели работы – рекомендациям по повышению КПД ТЭС:

1. Переход на сверхкритические параметры пара (более высокие давление и температура) позволяет поднять КПД до 45 %. Данная рекомендация применима для вновь строящихся энергоблоков.

2. Газификация угля для пылеугольных ТЭС с комбинированным циклом (ПГУ) даёт существенный прирост эффективности.

3. Оптимизация размола угля и процессов горения снижает потери от недожога.

Низкий КПД пылеугольных ТЭС обусловлен как фундаментальными физическими ограничениями, так и технологическими особенностями работы на твёрдом топливе. Частично улучшить показатели можно за счёт модернизации, но серьёзный рост эффективности требует перехода на иные технологические схемы.

Выводы

Проведен анализ методов повышения энергетической эффективности ТЭС. Предложены варианты применения технологий сжигания органического топлива, увеличивающих КПД котельных агрегатов, а также использования возобновляемых источников энергии, как надстройки основного цикла тепловой электрической станции.

Список литературы

1. Пилова, Е. П. Повышение экономической эффективности недропользования при применении на ТЭС обогащенных углей / Е. П. Пилова // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2005. – № 9. – С. 130-134.

2. Замалиева, А. Т. Повышение надежности, энергетической и экологической эффективности систем газоочистки на ТЭС / А. Т. Замалиева, М. Г. Зиганшин // Надежность и безопасность энергетики. – 2018. – Т. 11, № 4. – С. 288-293. – DOI 10.24223/1999-5555-2018-11-4-288-293.

3. Васильев, А. Р. Повышение энергетической эффективности и экологической безопасности ТЭС / А. Р. Васильев, С. А. Кострюков // XXIX Региональная конференция молодых ученых и исследователей Волгоградской области. Направление «Инновационные и цифровые технологии»: тезисы докладов XXIX Региональной конференции молодых ученых и исследователей Волгоградской области, Волжский, 28 октября – 17 2024 года. – Волжский: ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», 2025. – С. 22-25.

4. Борисов, Г. М. Повышение эффективности работы ТЭС при организации контроля параметров и диагностики эксплуатационного состояния теплоэнергетического оборудования / Г. М. Борисов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2007. – № 2(46). – С. 34-36.

References

1. Pilova, E. P. Increasing the Economic Efficiency of Subsoil Use with the Use of Enriched Coals at Thermal Power Plants / E. P. Pilova // Mining Information and Analytical Bulletin. – 2005. – No. 9. – Pp. 130-134.

2. Zamalieva, A. T. Increasing the Reliability, Energy, and Environmental Efficiency of Gas Cleaning Systems at Thermal Power Plants / A. T. Zamalieva, M. G. Ziganshin // Reliability and Safety of Energy. – 2018. – Vol. 11, No. 4. – Pp. 288-293. – DOI 10.24223/1999-5555-2018-11-4-288-293.

3. Vasiliev, A. R. Improving the energy efficiency and environmental safety of thermal power plants / A. R. Vasiliev, S. A. Kostryukov // XXIX Regional Conference of Young Scientists and Researchers of the Volgograd Region. Direction «Innovative and Digital Technologies»: abstracts of reports of the XXIX Regional Conference of Young Scientists

and Researchers of the Volgograd Region, Volzhsky, October 28 – 17, 2024. – Volzhsky: FSBEI VO «NRU «MPEI», 2025. – Pp. 22-25.

4. Borisov, G. M. Improving the efficiency of thermal power plants when organizing parameter

monitoring and diagnostics of the operational state of heat and power equipment / G. M. Borisov // Energy Saving and Water Treatment. – 2007. – No. 2 (46). – Pp. 34-36.

Сведения об авторе

Дудкин Максим Михайлович – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Электропривод, мехатроника и электромеханика», ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)», г. Челябинск, Россия, dudkinmm@susu.ru.

About the author

Dudkin Maxim Mikhailovich – D. Sc., Associate Professor, professor of the Department of Electric Drives, Mechatronics and Electromechanics, South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk, Russia, dudkinmm@susu.ru.

Дата поступления рукописи: 29.01.2026

Дата принятия рукописи: 18.09.2026

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ ФРЕОНА R407C В ТРУБЕ ИСПАРИТЕЛЯ

- **Корнякова О.Ю.**, ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск, Россия

A MATHEMATICAL MODEL OF R407C FREON FLOW IN AN EVAPORATOR TUBE

- **Kornyakova O.Yu.**, South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk, Russia

Целью настоящей работы является разработка и численная реализация математической модели движения фреона R407C в трубе испарителя с учётом: изменения агрегатного состояния хладагента вдоль канала; потерь давления на трение (с использованием корреляции Локхарта–Мартинелли и поправки Chisholm); потерь на ускорение потока вследствие изменения плотности смеси; постоянного теплового потока на стенке трубы. Модель ориентирована на последующее применение в задачах оптимизации конструкции испарителя (подбор диаметра, длины и режима работы), а также на интеграцию в более широкие расчётные схемы (например, при моделировании всей системы теплового насоса или при оценке надёжности тепловой сети).

Ключевые слова: тепловой насос, хладагент, математическая модель, испаритель.

The aim of this work is to develop and numerically implement a mathematical model of R407C freon flow in an evaporator tube, taking into account: changes in the aggregate state of the refrigerant along the channel; frictional pressure losses (using the Lockhart–Martinelli correlation and the Chisholm correction); flow acceleration losses due to changes in mixture density; and constant heat flux on the tube wall. The model is designed for subsequent use in evaporator design optimization problems (selection of diameter, length, and operating mode), as well as for integration into broader calculation schemes (e.g., when modeling the entire heat pump system or when assessing the reliability of a heating network).

Key words: heat pump, refrigerant, mathematical model, evaporator.

Введение

В современных системах теплоснабжения и холодильных установках испарители тепловых насосов играют ключевую роль в обеспечении эффективного теплосъёма и стабильности рабочих параметров. Одним из критически важных аспектов проектирования испарителей является корректный расчёт гидродинамических и тепловых характеристик двухфазного потока хладагента, поскольку потери давления в трубной системе напрямую влияют на энергопотребление компрессора и общую энергоэффективность установки [1].

Фреон R407C, широко применяемый в тепловых насосах и кондиционерах, характеризуется сложной зависимостью термодинамических свойств от давления и температуры, а также выраженной неоднородностью параметров в зоне кипения. При этом распределение массового паросодержания по длине трубы определяет как интенсивность теплообмена, так и величину гидравлических потерь, включая вклад трения и ускорения потока [2].

Существующие инженерные методики зачастую используют упрощённые корреляции либо ограничиваются оценкой интегральных характеристик, что не позволяет полноценно учитывать

локальные изменения параметров вдоль канала. В связи с этим актуальной задачей является построение одномерной стационарной математической модели течения R407C в прямой трубе, позволяющей детально описывать распределение давления, температуры и паросодержания с учётом фазовых переходов и гидравлических потерь [3].

Материалы и методы

Сформулируем постановку задачи. Рассматривается одномерное стационарное течение хладагента R407C в прямой трубе испарителя длиной L и внутренним диаметром D . На входе заданы массовый расход $\dot{m}$, давление p_{in} и температура $T_{in} < T_{sat}(p_{in})$. По длине трубы к стенке подводится постоянный тепловой поток q'' .

Требуется определить распределение по длине трубы: давления $p(x)$, температуры $T(x)$, массового паросодержания $x_v(x)$, скорости смеси $w(x)$ и составляющих потерь давления.

Основные допущения: одномерное течение, параметры осреднены по сечению, стационарность, тепловой поток q'' постоянен по длине. Учёт потерь на трение (корреляция Локхарта–Мартинелли с поправкой Chisholm) и на ускорение. Гравитационные потери пренебрежимо малы (горизонтальная труба).

Массовый расход постоянен:

$$\dot{m} = \rho_m w A = \text{const} \quad (1)$$

где ρ_m – средняя плотность смеси, w – средняя скорость

$$A = \frac{\pi D^2}{4}. \quad (2)$$

Массовое паросодержание:

$$x_v = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}}, \quad (3)$$

$$\dot{m} = \dot{m}_l + \dot{m}_g \quad (4)$$

Средняя плотность двухфазной смеси:

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{x_v}{\rho_g} + \frac{1 - x_v}{\rho_l}. \quad (5)$$

Приращение энтальпии на элементе длины dx :

$$dh = \frac{q'' P_{\text{perim}} dx}{\dot{m}}, \quad (6)$$

где $P_{\text{perim}} = \pi D$

Энтальпия в текущем сечении:

$$h(x + dx) = h(x) + dh. \quad (7)$$

Паросодержание в зоне кипения:

$$x_v = \frac{h - h_l(p)}{h_g(p) - h_l(p)}, \quad (8)$$

где $h_l(p)$, $h_g(p)$ – энтальпии насыщенной жидкости и насыщенного пара при давлении p .

Скорости жидкой и паровой фаз:

$$w_l = \frac{\dot{m}(1 - x_v)}{\rho_l A}, \quad (9)$$

$$w_g = \frac{\dot{m} x_v}{\rho_g A}. \quad (10)$$

Числа Рейнольдса:

$$Re_l = \frac{\rho_l w_l D}{\mu_l}, \quad (11)$$

$$Re_g = \frac{\rho_g w_g D}{\mu_g}. \quad (12)$$

Коэффициенты трения:

$$f_l = \begin{cases} 0,079 Re_l^{-0,25}, & Re_l > 2300, \\ 16/Re_l, & Re_l \leq 2300; \end{cases} \quad (13)$$

$$f_g = \begin{cases} 0,079 Re_g^{-0,25}, & Re_g > 2300, \\ 16/Re_g, & Re_g \leq 2300. \end{cases} \quad (14)$$

Потери давления для однофазных течений:

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_l = \frac{f_l}{2D} \rho_l w_l^2, \quad (15)$$

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_g = \frac{f_g}{2D} \rho_g w_g^2. \quad (16)$$

Параметр Мартинелли:

$$X = \sqrt{\frac{(dp/dx)_l}{(dp/dx)_g}}. \quad (17)$$

Множитель двухфазности ($C=20$):

$$\phi^2 = 1 + CX + \frac{1}{X^2}, \quad (18)$$

Потери на трение в двухфазном потоке:

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_f = \phi^2 \left(\frac{dp}{dx}\right)_l. \quad (19)$$

Изменение плотности смеси приводит к потерям на ускорение:

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_a = \frac{d(\rho_m w^2)}{dx} \approx \frac{\Delta(\rho_m w^2)}{\Delta x}. \quad (20)$$

В численной реализации используется конечная разность:

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_{a,i} = \frac{(\rho_{m,i} w_i^2) - (\rho_{m,i-1} w_{i-1}^2)}{\Delta x}. \quad (21)$$

Для горизонтальной трубы:

$$\frac{dp}{dx} = \left(\frac{dp}{dx}\right)_f + \left(\frac{dp}{dx}\right)_a. \quad (22)$$

Перепад давления на шаге:

$$\Delta p_i = \left.\frac{dp}{dx}\right|_i \Delta x. \quad (23)$$

Давление на следующем шаге:

$$p_{i+1} = p_i - \Delta p_i. \quad (24)$$

Алгоритм расчёта

Пусть N – число шагов по длине, $\Delta x = L/N$. Тогда для каждого шага $i=0, \dots, N-1$:

1. Вычислить приращение энтальпии по формуле (6).
2. Обновить энтальпию по формуле (7).
3. Определить состояние (жидкость, двухфазная зона, пар) и вычислить $x_{v,i}$, T_i , $\rho_{l,i}$, $\rho_{g,i}$, $\mu_{l,i}$, $\mu_{g,i}$.

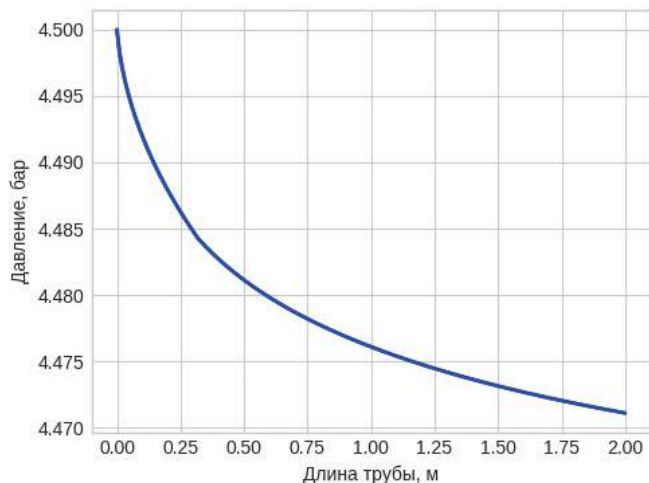


Рис. 1. Распределение давления по длине трубы

4. Рассчитать скорости фаз, числа Рейнольдса, коэффициенты трения.

5. Найти потери на трение через корреляцию Локхарта–Мартинелли.

6. Оценить потери на ускорение через конечные разности.

7. Суммировать потери и обновить давление по формуле (24).

Граничные условия

На входе ($x=0$): $p_0 = p_{in}$, $T_0 = T_{in}$, $h_0 = h(p_{in}, T_{in})$, $x_{v,0} = 0$ (переохлаждённая жидкость). На выходе ($x=L$) значения определяются интегрированием по шагам.

Результаты

Решение этой задачи может быть получено численно с применением Python 3.14. Результаты численного моделирования представлены на рисунках 1, 2.

Выводы

1. Зона кипения занимает существенную часть длины трубы. Рост массового паросодержания происходит нелинейно: на начальном участке преобладает нагрев переохлаждённой жидкости, далее следует интенсивная зона кипения с быстрым ростом массового паросодержания, а на выходе возможен небольшой участок перегрева пара.

Это важно учитывать при проектировании испарителя: длина активной зоны теплообмена

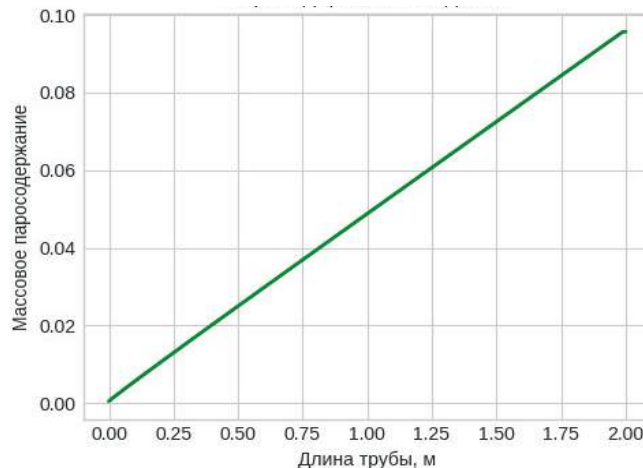


Рис. 2. Распределение паросодержания по длине трубы

должна покрывать именно участок с ростом паросодержания.

2. Давление монотонно снижается по длине трубы. Суммарные потери давления складываются из потерь на трение и потерь на ускорение. При этом доминирующим фактором являются потери на трение, особенно в двухфазной зоне, где рост паросодержания приводит к увеличению скорости паровой фазы и, как следствие, к росту коэффициента сопротивления.

3. Характер изменения градиента давления нелинеен. На участке переохлаждённой жидкости градиент давления относительно мал. В зоне кипения он резко возрастает и достигает максимума при умеренных значениях массового паросодержания, а затем может немного снижаться при дальнейшем росте паросодержания.

Список литературы

1. Дудкин, М. М. Оценка эффективности использования тепловых насосов на ТЭС / М. М. Дудкин, К. В. Осинцев, О. Ю. Корнякова // Современные вызовы и их влияние на развитие науки и образования: анализ и практические решения : Сборник статей Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Киров, 28 июня 2024 года. – Уфа: Общество с ограниченной ответственностью «Аэтерна», 2024. – С. 11-14.

2. Научные подходы к решению задачи совместных процессов пузырькового кипения фреона и его движения в змеевике / А. А. Ковалев, Я. С. Болков, К. В. Осинцев, О. Ю. Корнякова // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2024. – № 6. – С. 32-48. – DOI 10.31857/S0002331024060028.

Сведения об авторе

Корнякова Ольга Юрьевна – старший преподаватель кафедры «Промышленная теплоэнергетика», ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)», г. Челябинск, Россия, kornyakovaoi@susu.ru.

About the author

Kornyakova Olga Yuryevna – Senior Lecturer, Department of Industrial Thermal Power Engineering, South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk, Russia, kornyakovaoi@susu.ru.

Дата поступления рукописи: 22.07.2026

3. Thorat S., Dale O., Hambarde M. Experimental investigation on flow boiling of R407C in plain horizontal copper tube, International Engineering Research Journal. (2020). https://www.researchgate.net/publication/342522182_Experimental_investigation_on_flow_boiling_of_R407C_in_plain_horizontal_copper_tube.

References

1. Dudkin, M. M. Evaluation of the efficiency of using heat pumps at thermal power plants / M. M. Dudkin, K. V. Osintsev, O. Yu. Kornyakova // Modern challenges and their impact on the development of science and education: analysis and practical solutions: Collection of articles of the All-Russian scientific and practical conference with international participation, Kirov, June 28, 2024. - Ufa: Limited Liability Company «Aeterna», 2024. - Pp. 11-14.

2. Scientific approaches to solving the problem of joint processes of nucleate boiling of freon and its movement in a coil / A. A. Kovalev, Ya. S. Bolkov, K. V. Osintsev, O. Yu. Kornyakova // Bulletin of the Russian Academy of Sciences. Power Engineering. - 2024. - No. 6. - Pp. 32-48. – DOI 10.31857/S0002331024060028.

3. Thorat S., Dale O., Hambarde M. Experimental investigation on flow boiling of R407C in plain horizontal copper tube, International Engineering Research Journal. (2020). https://www.researchgate.net/publication/342522182_Experimental_investigation_on_flow_boiling_of_R407C_in_plain_horizontal_copper_tube.

Дата принятия рукописи: 18.09.2026

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПТИМИЗАЦИИ ПОЛОЖЕНИЯ И РАЗМЕРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОХОДОВ ПРИ РАЗМЕЩЕНИИ ФЭП НА КРЫШЕ

- **Низамутдинов В.Р.**, ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск, Россия

A MATHEMATICAL MODEL FOR OPTIMIZING THE POSITION AND SIZE OF TECHNOLOGICAL PASSAGES FOR ROOFTOP SOLAR PANEL INSTALLATIONS

- **Nizamutdinov V.R.**, South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk, Russia

В настоящей работе предлагается смешанно-целочисленная линейная модель (MILP), обеспечивающая оптимальное размещение фотоэлектрических панелей на плоской крыше здания с учётом: дискретизации площади крыши и учёта реальных габаритов панелей различных производителей; максимизации суммарной выработки электроэнергии при заданной инсоляции (для условий г. Челябинска); обязательного обеспечения технологических проходов, в том числе гарантированного доступа к каждой панели и выделения зоны входа; возможности учёта стоимостных ограничений и бюджета проекта. Модель позволяет формализовать инженерные требования к размещению оборудования и получить гарантированно оптимальное решение при заданных ограничениях. Её результаты могут быть использованы на этапе предпроектной проработки солнечных электростанций, а также для сравнительного анализа эффективности панелей различных производителей в конкретных климатических и конструктивных условиях.

Ключевые слова: фотоэлектрическая панель, солнечная электростанция, технологические проходы.

This paper proposes a mixed-integer linear model (MILP) that ensures optimal placement of photovoltaic panels on a flat building roof, taking into account: roof area discretization and the actual dimensions of panels from different manufacturers; maximizing total electricity generation under a given insolation (for Chelyabinsk conditions); mandatory provision of technological passages, including guaranteed access to each panel and a designated entry area; and the ability to account for cost constraints and the project budget. The model allows for formalizing engineering requirements for equipment placement and obtaining a guaranteed optimal solution within the given constraints. Its results can be used during the pre-design phase of solar power plants, as well as for comparative analysis of the efficiency of panels from different manufacturers under specific climatic and structural conditions.

Key words: photovoltaic panel, solar power plant, technological passages.

Введение

В современных условиях развития распределённой энергетики размещение фотоэлектрических панелей (ФЭП) на крышах зданий

становится одним из наиболее эффективных способов использования возобновляемых источников энергии. При этом задача оптимального размещения ФЭП носит многокритериальный характер: необходимо одновременно учитывать

технические ограничения (площадь и конфигурация крыши, габариты панелей, требования к обслуживанию), энергетические показатели (коэффициент преобразования, уровень инсоляции) и экономические факторы (стоимость панелей разных производителей, бюджетные ограничения).

Для города Челябинска, где среднегодовой уровень солнечной радиации и климатические условия определяют специфику эксплуатации солнечных установок, особую важность приобретает максимизация выработки электроэнергии при жёстких ограничениях по доступной площади и необходимости обеспечения технологических проходов для обслуживания оборудования. Кроме того, на практике часто требуется рассмотреть варианты установки панелей от разных производителей, отличающихся габаритами, КПД и стоимостью, что усложняет задачу выбора оптимальной конфигурации.

Традиционные подходы, основанные на ручном подборе вариантов или простых эвристиках, не позволяют гарантировать достижение глобального оптимума и не масштабируются при увеличении числа типов панелей и размеров объекта.

В связи с этим актуальной является разработка математической модели, формализующей задачу размещения ФЭП как задачу дискретной оптимизации.

Материалы и методы

Рассматривается задача максимизации суммарной выработки электроэнергии фотоэлектрическими панелями на плоской крыше здания при ограничениях по площади, габаритам панелей, технологическим проходам и доступности обслуживания.

Индексация и параметры, пусть: $I = \{1, \dots, N_x\}$, $J = \{1, \dots, N_y\}$ – множества индексов ячеек дискретной сетки крыши по осям x и y , Δ – шаг дискретизации (м), $L_x = N_x \Delta$, $L_y = N_y \Delta$, P – множество типов панелей, p находится в области P , a_p, b_p – габариты панели типа p (м), η_p – коэффициент преобразования (КПД) панели типа p , G – освещённость на горизонтальной поверхности (Вт/м²), для Челябинска принято $G=500$ Вт/м², w_{min} – минимальная ширина технологического прохода (м), (x_{ent}, y_{ent}) – координаты точки входа/доступа к зоне обслуживания.

Для каждого типа панели p определим количество ячеек по осям:

$$n_p = \left\lfloor \frac{a_p}{\Delta} \right\rfloor \quad (1)$$

$$m_p = \left\lfloor \frac{b_p}{\Delta} \right\rfloor \quad (2)$$

Выработка одной панели типа p :

$$P_p = G \cdot a_p \cdot b_p \cdot \eta_p. \quad (3)$$

Множество допустимых позиций для панели типа p :

$$K_p = \{(i, j) \mid 1 \leq i \leq N_x - n_p + 1, 1 \leq j \leq N_y - m_p + 1\}. \quad (4)$$

Введём бинарные переменные: $x_{p,i,j}$ находится в области $\{0, 1\}$, p в области P , (i, j) в области K_p : $x_{p,i,j} = 1$, если панель типа p установлена с привязкой к ячейке (i, j) (левый нижний угол); $a_{i,j}$ находится в области $\{0, 1\}$, (i, j) в области $I \times J$: $a_{i,j} = 1$, если ячейка (i, j) является технологическим проходом.

Максимизация суммарной выработки:

$$\max_{x,a} \sum_{p \in P} \sum_{(i,j) \in K_p} P_p \cdot x_{p,i,j}. \quad (5)$$

Ограничения модели

1. Непересечение панелей и проходов. Каждая ячейка может быть либо занята панелью, либо являться проходом, но не одновременно:

$$\sum_{p \in P} \sum_{\substack{(i',j') \in K_p \\ (i,j) \in \text{zone}(p,i',j')}} x_{p,i',j'} + a_{i,j} \leq 1, \forall (i,j) \in I \times J, \quad (6)$$

где $\text{zone}(p, i', j')$ – множество ячеек, покрываемых панелью типа p , установленной в позиции (i', j') .

2. Обеспечение доступа к каждой панели. Для каждой установленной панели должен существовать хотя бы один смежный проход (по стороне, не по углу):

$$x_{p,i,j} \leq \sum_{(k,l) \in \text{neigh}(i,j)} a_{k,l}, \forall p \in P, \forall (i,j) \in K_p, \quad (7)$$

где $\text{neigh}(i, j)$ – множество соседних по стороне ячеек (верх, низ, лево, право), попадающих в пределы крыши.

3. Обязательный проход в точке входа. Ячейка, содержащая точку входа, должна быть проходом:

$$a_{i_{ent}, j_{ent}} = 1, \quad (8)$$

где (i_{ent}, j_{ent}) – индексы ячейки, содержащей (x_{ent}, y_{ent}) .

4. Бинарность переменных:

$$x_{p,i,j} \in \{0,1\}, \quad a_{i,j} \in \{0,1\}. \quad (9)$$

Результаты

Оптимальное решение (x^*, a^*) даёт: оптимальное размещение панелей: множество троек (p, i, j) , для которых $x_{p,i,j}^* = 1$, конфигурацию проходов: множество пар (i, j) , где $a_{i,j}^* = 1$, суммарную выработку: $P_{total} = \sum_{p,i,j} P_p x_{p,i,j}^*$.

Статус решения MILP-задачи (например, Optimal) подтверждает, что найдено глобально оптимальное размещение при заданных ограничениях.

Основные показатели решения сведены в таблицу 1.

На рисунке 1 представлено оптимальное размещение фотоэлектрических панелей (тип А, красный цвет) и технологических проходов (серый цвет) на плоской крыше здания. Вход в зону обслуживания выделен красной точкой.

Статус Optimal означает, что MILP-модель нашла глобально оптимальное решение при заданных ограничениях (площадь, проходы, габариты панелей). 40 панелей – это итоговое количество установленных модулей типа А (в текущей кон-

Таблица 1 – Итоговые показатели оптимального размещения ФЭП

Показатель	Значение
Статус решения	Optimal
Установлено панелей	40 шт.
Суммарная выработка	6460,0 Вт
Площадь крыши	12×8=96 м ²
Средняя освещённость (Челябинск)	500 Вт/м ²

фигурации другие типы не вошли в оптимальное решение из-за соотношения площади, КПД и стоимости). - 6460 Вт — суммарная расчётная выработка при средней освещённости 500 Вт/м² (для Челябинска). В реальных расчётах значение можно уточнить по месячным данным солнечного атласа. - Технологические проходы обеспечивают доступ к панелям для обслуживания и соответствуют минимальной ширине 1 м.

Выводы

По итогам работы математической модели оптимизации размещения фотоэлектрических панелей для условий Челябинска можно сделать следующие выводы:

1. Статус «Optimal» означает, что модель нашла наилучшее возможное размещение панелей при всех заданных ограничениях – вручную или простыми подборками такого результата добиться сложно.

2. На крыше площадью 96 м² (12×8 м) установлено 40 панелей типа А. При уровне инсоля-

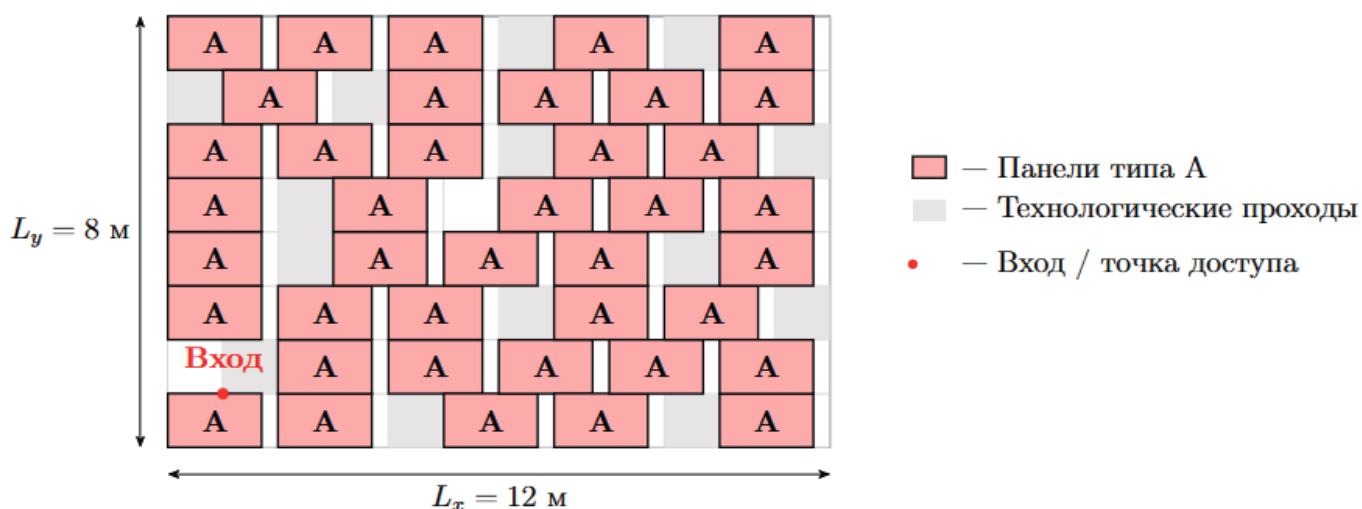


Рис. 1. Оптимальное размещение ФЭП и проходов на крыше здания (12×8 м) для условий г. Челябинска

ции 500 Вт/м² суммарная выработка составила 6460 Вт. Такое количество и расположение — результат компромисса: учтены габариты панелей, их КПД и необходимость оставить проходы для обслуживания.

3. Модель гарантирует, что рядом с каждой панелью есть проход шириной не менее 1 м, а ячейка с точкой входа обязательно остаётся свободной. Это важно для регулярного осмотра, чистки и ремонта.

4. В модель заложены параметры для разных типов панелей — габариты, КПД и стоимость. Если добавить в расчёт панели других производителей, модель сама пересчитает лучший вариант: либо максимальную выработку, либо оптимальное соотношение «цена — мощность».

Список литературы

1. Возможности использования возобновляемых источников энергии для независимого энергообеспечения промышленного предприятия ООО «Челябинскспецгражданстрой» / В. Р. Низамутдинов, И. А. Моисеев, И. А. Берсенева [и др.] // Вестник Южно-Уральского государ-

ственного университета. Серия: Энергетика. — 2023. — Т. 23, № 1. — С. 89-98. — DOI 10.14529/power230109.

2. Moiseev I.A., Shishkov A.N., Berseneva I.A., Osintzev K.V. Simulation of the operation of the solar panel of the pilot plant in the Ansys software package // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. 2022; Vol. 990 (1). P. 012059. DOI: 10.1088/1755-1315/990/1/012059.

References

1. Possibilities of using renewable energy sources for independent power supply of the industrial enterprise Chelyabinskspetsgrazhdanstroy LLC / V. R. Nizamutdinov, I. A. Moiseev, I. A. Berseneva [et al.] // Bulletin of the South Ural State University. Series: Power Engineering. - 2023. - Vol. 23, No. 1. - P. 89-98. - DOI 10.14529/power230109.

2. Moiseev I.A., Shishkov A.N., Berseneva I.A., Osintzev K.V. Simulation of the operation of the solar panel of the pilot plant in the Ansys software package // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. 2022; Vol. 990 (1). P. 012059. DOI: 10.1088/1755-1315/990/1/012059.

Сведения об авторах

Низамутдинов Вадим Ринатович — аспирант кафедры «Промышленная теплоэнергетика», ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)», г. Челябинск, Россия, pte@susu.ac.ru.

About the authors

Nizamutdinov Vadim Rinatovich — postgraduate student, Department of Industrial Thermal Power Engineering, South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk, Russia, pte@susu.ac.ru.

Дата поступления рукописи: 20.07.2026

Дата принятия рукописи: 18.09.2026

Турбомашины и поршневые двигатели

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ЗАКРУТКИ ПОТОКА И ВРАЩЕНИЯ ГРЕБНЕЙ НА ТЕЧЕНИЕ ПАРА И ХАРАКТЕРИСТИКИ НАДБАНДАЖНОГО ЛАБИРИНТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

- Лазарев Л.Я., канд. техн. наук, ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», г. Москва, Россия
- Фадеев В.А., канд. техн. наук, ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», г. Москва, Россия

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF PRELIMINARY FLOW SWIRL AND FIN ROTATION ON STEAM FLOW AND THE CHARACTERISTICS OF THE OVER-SHROUD LABYRINTH SEAL OF A TURBINE STAGE

- Lazarev L.Ya, Ph.D., National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow, Russia
- Fadeev V.A., Ph.D., National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow, Russia

Лабиринтные уплотнения являются основным способом уменьшения утечек рабочего тела между статором и ротором турбомашин. В нормативных документах по расчёту лабиринтных уплотнений, разработанных около 40 лет назад (в 1986 г.), закрутка потока перед уплотнением и вращение гребней уплотнения, относятся к неучтённым факторам, «которые могут оказывать существенное влияние». Ещё в конце 20 века в МЭИ были проведены расчётные и экспериментальные исследования, показавшие, что закрутка потока перед уплотнением является неотъемлемым атрибутом процесса течения в уплотнениях турбомашин. Однако абсолютное большинство журнальных публикаций и до сего дня касается исследований уплотнений с осевым входом потока и без вращения гребней. В статье анализируются результаты численного исследования модели надбандажного уплотнения одной из ступеней паровой турбины при переменном угле выхода потока из соплового аппарата $\alpha_l = \text{var}$. Предложена методика постановки граничных условий для модели уплотнения, в которой наиболее полно достигается адекватность натурным условиям. Показано, что изменение закрутки потока в пределах $\alpha_l = 13^\circ \div 90^\circ$ приводит к уменьшению расхода утечки более, чем в 2 раза, из-за возрастания потерь давления на местных сопротивлениях (уступ, выступ, колено, гребень и др.), являющимися основными геометрическими элементами уплотнения, в связи со сменой характера их обтекания. Закрутка, также, значительно изменяет крутящий момент на бандаже и осевое усилие на нём. Вращение бандажу существенно сказывается на крутящем моменте и слабо влияет на расход утечки. Обнаружен эффект энерго-массообмена на границах между областью подвода и отвода рабочего тела с областью уплотнения, особенно сильно проявляющийся при $\alpha_l > 35^\circ$.

Ключевые слова: турбомашины, надбандажное уплотнение, расчетная модель, закрутка потока, вращение гребней, утечка, крутящий момент, осевая сила.

Labyrinth seals are the main means of reducing working-fluid leakage between the stator and rotor of turbomachines. In the regulatory documents for labyrinth-seal design, developed about 40 years ago (in 1986), pre-swirl of the flow ahead of the seal and rotation

of the seal fins are classified as unaccounted-for factors that may have a significant effect. As early as the end of the 20th century, computational and experimental studies conducted at MPEI (Moscow Power Engineering Institute) showed that flow pre-swirl ahead of the seal is an intrinsic feature of the flow process in turbomachine seals. However, to this day the vast majority of journal publications still deal with seals having axial flow inlet and no fin rotation.

This paper analyzes the results of a numerical study of a model of the over-shroud (above-shroud) seal of one stage of a steam turbine at a variable flow exit angle from the nozzle vane $\alpha_l = \text{var}$. A method for setting the boundary conditions for the seal model is proposed that achieves the closest possible correspondence to actual operating conditions.

It is shown that varying the flow swirl within the range $\alpha_l = 13^\circ$ to 90° reduces the leakage flow rate by more than a factor of 2, owing to increased pressure losses at local resistances (step, protrusion, elbow, fin, etc.) — the main geometric elements of the seal — as a result of the change in the character of the flow around them. Swirl also significantly changes the torque on the shroud and the axial force acting on it. Rotation of the shroud has a substantial effect on torque but only a weak effect on leakage flow rate. An energy–mass exchange effect was found at the boundaries between the supply/discharge region of the working fluid and the seal region, which is especially pronounced at $\alpha_l > 35^\circ$.

Key words: turbomachines, over band seal, computational model, flow twist, ridge rotation, leakage, torque, axial force.

Введение

Получение и анализ новых данных о структуре течения с учётом предварительной закрутки потока перед уплотнением и вращения гребней может привести к повышению экономичности и надёжности турбомашин за счёт уменьшения утечек в уплотнениях между неподвижными и вращающимися деталями, что является актуальной задачей.

В большинстве случаев использования лабиринтных уплотнений в турбомашинах угол направления потока на гребень отличен от 90° [1,2]. В надбандажных уплотнениях этот угол близок к углу выхода потока из соплового аппарата, составляющего обычно от 12° до 35° [3]. Таким образом, каноническая картина описания течения в лабиринтном уплотнении, изложенная в нормативном документе [4], является лишь частным случаем.

Из большого числа публикаций по исследованию уплотнений, проведённых при осевом входе потока, удалось найти лишь несколько, в которых уплотнение исследуется при предварительной закрутке (отличии направления скорости от осевого) потока на входе. Так в [5] утверждается, что закрутка потока практически не влияет на расход в уплотнении, и подразумевается, что не изменяет ни картину течения в лабиринте, ни величину аэродинамических сил в уплотнениях, а,

в [6], наоборот, получено её существенное влияние на характеристики различных типов уплотнений.

Сложилась парадоксальная ситуация, когда в большей части работ (в основном учебных и научных организаций [7, 8] течение в уплотнениях описывают и изучают без учёта закрутки на входе, а, вторая «практики» из фирм и НИИ, например [9], придумывает средства побороть закрутку с целью уменьшения динамических сил в уплотнениях. На наш взгляд, противоречивость этих результатов во многом связана с неадекватностью моделей эксперимента в [5] и расчёта в [6] натурным условиям работы надбандажного уплотнения в ступени турбомшины.

Экспериментальное исследование кинематики процесса течения в уплотнениях на моделях, не говоря уже о натурных условиях, затруднено ввиду малости величины зазоров (от 0,3 до 2 мм), которые соразмерны даже самым миниатюрным измерительным трубкам.

Бурное развитие в 21 веке расчётных методов исследования, в основе которых лежат современные, уточнённые и дополненные уравнения гидрогазодинамики, решаемые эффективными методами на мощных вычислительных устройствах и многократно тестированные на конкретных примерах, дают возможность детального исследования течения в моделях, отвечающих натурным условиям.

Опыт проведенных исследований [10] показал необходимость соблюдения определённых требований к формированию численной модели надбандажного уплотнения:

1. Предварительная закрутка, являющаяся неотъемлемым атрибутом течения в натурных условиях, должна быть непременно учтена при формировании модели, что связано с существенной зависимостью сопротивления (потерь полного давления) модели от величины закрутки.

2. Обязателен учёт в граничных условиях вращения гребней, так как это непосредственно влияет на величину закрутки потока в уплотнении, а также, на величину и направление вязкого энергообмена между поверхностью гребней и потоком, зависящего от разницы окружной скорости гребня и скорости потока.

К этим требованиям, как оказалось в результате дополнительных исследований, необходимо добавить условие соблюдения адекватности граничных условий модели и природы на выходе из уплотнения, так как от этого зависят результаты не только смещения потока утечек с потоком за рабочим колесом, но и параметры внутри самого уплотнения.

Цель проведения данного исследования - уточнение структуры течения в лабиринтных уплотнениях при различных углах входа ($\alpha_l = 13^\circ \div 90^\circ$) потока в уплотнение и при вращающихся элементах бандаж в области уплотнения.

Основная часть

Для исследования выбрана упрощённая модель надбандажного лабиринтного уплотнения над рабочим колесом 1-ой ступени ЧСД турбины К-220-12,8-3Р (рисунок 1, а, с).

Расчётная модель уплотнения состоит из трёх частей: «СА» (1) - кольцевой осесимметричный канал, имитирующий сопловой аппарат (рисунок 1, б, д), надбандажное уплотнение «УПЛ» (2) и «ВЫХОД» (3). В связи с ограниченными возможностями используемой вычислительной техники и целесообразностью создания более подробной сетки в области «УПЛ» (при ограничениях по величине суммарного количества элементов в модели), реальное течение в лопаточном сопловом аппарате имитируется безлопаточным кольцевым закрученным потоком в области «СА». С той же целью в модели исключена и область рабочего колеса с вращающимися

лопатками, отсутствие которой компенсируется соответствующим заданием граничных условий на выходе **бб1** из области «СА» и границе **д1д2** на входе в область «ВЫХОД».

На входе в «СА» задаются 3 составляющих вектора скорости (радиальная – всегда равна нулю, а заданием двух других варьируется закрутка потока $\alpha_l = var$), давление ($p_0 = 2,4 \text{ МПа} = const$) и температура полного торможения ($T_0 = 813 \text{ К} = const$). На выходе **бб1** из области «ВХОД» задаётся среднее, определяемое по уравнению радиального равновесия, статическое давление $p_l = 2,1 \text{ МПа} = const$.

На входе **д1д2** в область «ВЫХОД» для каждого $\alpha_l = var$ задаётся нормальная к границе скорость, равная осевой составляющей скорости для каждого конкретного α_l на границе **о1о2** входа в домен «СА». Такое задание граничных условий обосновано предположением, что при всех значениях $\alpha_{l\varphi} = var$ ступень турбины с моделируемым надбандажным уплотнением работает вблизи оптимального значения параметра u/c_φ , при котором угол выхода потока из РК в абсолютном движении $\alpha_2 \approx 90^\circ$, а осевые составляющие абсолютных скоростей в сечениях ступени примерно одинаковы ($c_{0a} \approx c_{1a} \approx c_{2a}$). Кроме того, на этой границе задана статическая температура пара за рабочим колесом T_2 , полученная из предварительного двумерного расчёта ступени – прототипа для различных $\alpha_{l\varphi} = var$ (при условии, что $u/c_\varphi \approx opt$, а степень реактивности ступени $\rho = 0,25$ – постоянна).

Заметим, что эта температура для вариантов ступеней с $\alpha_{l\varphi} = var$, рассчитанных по методике МЭИ (А.В. Щегляев, 1986 г.) меняется мало, так как КПД этих ступеней отличается, в основном, величиной потерь с выходной скоростью, а не потерями в лопаточных аппаратах. Обратим внимание на то, что при таком задании условий рабочее тело в области «ВЫХОД» будет иметь полную энтальпию (из-за отданной работы в РК) на $\sim 60 \text{ кДж/кг}$ ниже, чем притекающий из области «УПЛ» поток утечек, что не может не сказаться на результатах их взаимодействия вблизи границы **вг** между доменами. На выходе из области «ВЫХОД» задаётся статическое давление $p_2 = 2,0 \text{ МПа} = const$ (осредняемое с учётом радиального равновесия).

Интерфейс между областями 1 и 2 – коническая поверхность с образующей **аб** с условием General Connection (None). Поверхность бандаж

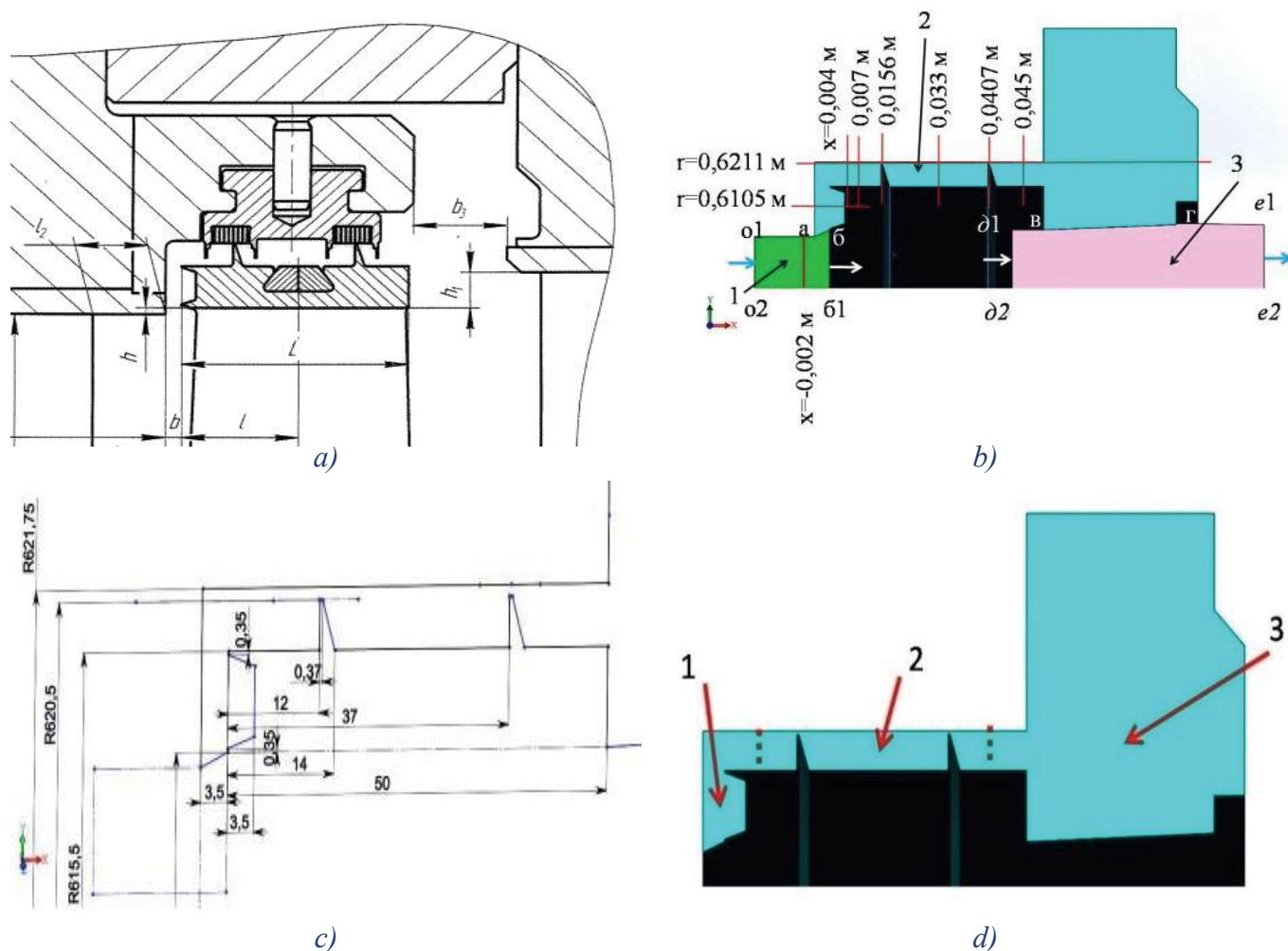


Рис. 1. Характеристики расчётной модели надбандажного уплотнения.

a) вид на уплотнение 1-ой ступени ЧСД турбины К-225-12,8-3Р ЛМЗ;

b) сборка модели уплотнения с разметкой положения расчётных сечений:

1-«СА», 2-«УПЛ», 3-«ВЫХОД»; аб и вг – интерфейсы между доменами;

c) размеры уплотнения;

d) границы характерных областей домена «УПЛ»:

1-«ВХОД»; 2-«ЛАБ»; 3-«ВЫХ из ЛАБ»

рабочего колеса, соприкасающаяся с областью 2 «УПЛ» выделена как вращающаяся с частотой 3000 об/мин ($u_{\text{бано}} \approx 193$ м/с) «стенка» с шероховатостью 0,01 мм. Бандаж вращается в сторону направления окружной составляющей скорости потока в области «СА»; отношение скоростей $u_{\text{бано}}/c_1 \approx 0,7$ (c_1 – средняя скорость на выходе из области «СА»). Граница между областями 1 и 3 – интерфейс **вг** – также имеет тип General Connection (None).

Расчёты проведены в среде CFX ANSYS в предположении: течение – осесимметричное, стационарное. Рабочее тело – идеальный водяной пар, моделируемый как газ с постоянной теплоёмкостью.

Модель турбулентности: стандартная $k-\varepsilon$, сеточное разрешение – пристеночные функции.

Сеточная модель содержит примерно 6 млн. элементов.

На рисунке 2, а приведены кривые изменения расхода утечки через уплотнение в зависимости от угла α , при вращающихся и неподвижных поверхностях бандажа. Основное изменение расхода (уменьшение более чем в 2 раза) наблюдается при росте угла α , от 13° до $\sim 60^\circ$. Расход утечки для расчёта с неподвижным бандажом во всём диапазоне изменения величины закрутки оказался больше, как и в [11], чем для вращающегося бандажа; с ростом α , влияние вращения на расход утечки постепенно падает с 0,14 кг/с (5,5 %) до 0,05 кг/с (3,7 %).

Полученные данные не коррелируют с известными данными [1 - 5] и требуют подробных объяснений. Объяснения будем искать в анализе по-

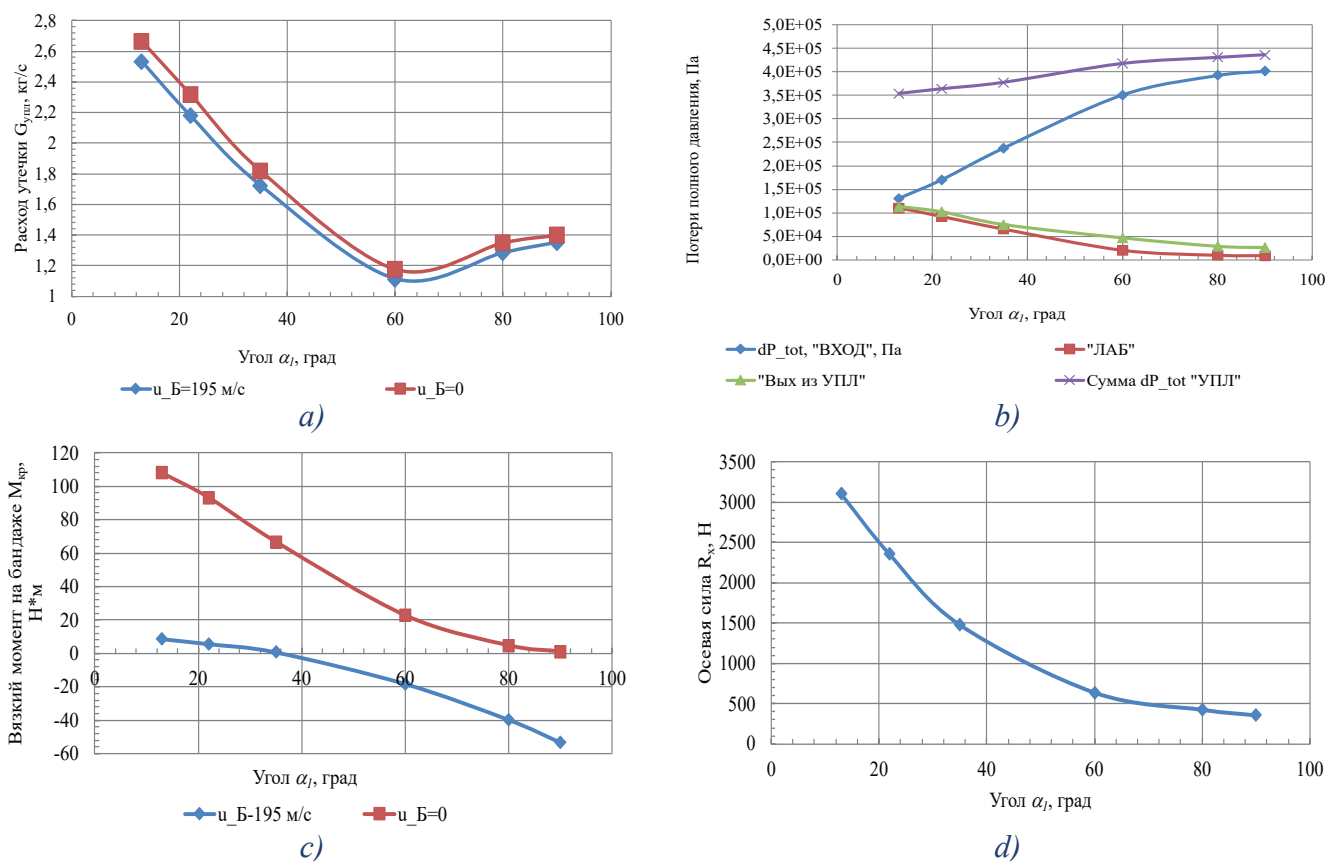


Рис. 2. Зависимости интегральных характеристик от угла α_l : а) расход утечки; б) потери полного давления; в) крутящий момент на бандеже; г) осевая сила на бандеже.

лученных в исследовании данных о изменении параметров и структуры течения в модели при изменении закрутки на входе. В характерных частях модели было построено большое количество «измерительных» сечений (рисунок 1, б), из которых можно было извлекать осреднённые и «местные» значения параметров течения.

На рисунках 3 а, б показано изменение значений статического и полного давлений в выбранных сечениях («Вход в СА», «Перед отбором на УПЛ», «Вход в УПЛ», « $r=0,6105$ », « $\alpha=0,004$ » и т.д.) вдоль течения потока утечек. Отметим резкое падение давлений в окрестностях интерфейса **аб** (особенно сильное при $\alpha_l > 35^\circ$), что косвенно сигнализирует об изменении характера течения в этой области. На входном участке при углах $\alpha_l = 13^\circ \div 35^\circ$ поведение статического давления (рисунок 3, а) диктуется изменением проходной площади радиальной входной части (расширение – сужение) и имеет волнообразный характер. Это свидетельствует о том, что при малых углах α_l течение потока во входной части уплотнения носит упорядоченный, а не хаотический (отрывной) характер.

Этот вывод наглядно подтверждают картины поля векторов скоростей в продольном сечении

входной части (рисунок 4, а–д). На рисунках показаны вектора скорости потока, начало которых в данный момент времени находится в плоскости ХУ, а на самой плоскости изображены тангенциальные проекции вектора скорости на плоскость.

При $\alpha_l = 13^\circ$ в продольном сечении входной части уплотнения (рисунок 4, а) поток утечки представляет собой кольцевое вращательное («закрученное») течение с векторами скорости практически перпендикулярными к плоскости ХУ, что хорошо иллюстрируется графиками изменения модуля вектора скорости и его проекций вдоль линии **аб** пересечения интерфейса с плоскостью ХУ (рисунок 4, а₁).

Для $\alpha_l = 13^\circ$ на большей части длины линии **аб** модуль вектора скорости совпадает с окружной компонентой c_u , а радиальная (расходная) компонента c_r лишь вблизи уступа ($0 < x < 0,3$ мм) имеет малые отрицательные (> -20 м/с) значения. Для $\alpha_l = 35^\circ$ эта зона составляет уже почти половину длины **аб**, а максимум отрицательных значений c_r достигает до -40 м/с (рисунок 4, б₁).

Однако картины расположения векторов скоростей (рисунок 4, а и б) на плоскости ХУ вблизи уступа на входе в уплотнение отнюдь не свидетельствуют об отрывном (возвратном) течении

в традиционном понимании этого явления. В данном случае на участке возле уступа происходит вязкое взаимодействие двух вращательных течений, при котором более скоростное (в «СА») эжектирует часть линий тока из области «УПЛ», имеющих меньший уровень компоненты скорости c_r .

При $\alpha_l = 90^\circ$ величина окружной компоненты мала и модуль вектора скорости уже определяется величинами осевой c_x и радиальной c_r компонент скорости (рисунок 4, c_l). В этом случае мы имеем классическую отрывную картину обтекания прямоугольного уступа стенки статора (рисунок 4, c) с образованием «стоячего» вихря, с расположением большинства линий тока вблизи плоскости ХУ (за исключением линий, контактирующих с вращающейся поверхностью бандажа).

При $\alpha_l = 35^\circ$ и 60° на большей части границы **аб** доминирующее влияние на величину модуля вектора скорости c_l оказывает окружная компонента скорости c_u ; увеличивающиеся значения компонент c_x и c_r (рисунок 4, b_l и c_l) заставляют концы векторов c_l отклоняться от нормали к продольному сечению и образовывать местные винтообразные жгуты внутри основного кольцевого вращательного движения (рисунок 4, b и c).

Кривые распределения давления полного торможения в поперечных сечениях модели вдоль оси Х (рисунок 3, b) демонстрируют, что уже на интерфейсе между «СА» и «УПЛ» происходит интенсивное снижение p_{tot} при увеличении α_l , что ещё раз подтверждает (особенно при $\alpha_l > 35^\circ$) интенсивное взаимодействие между доменами «СА» и «УПЛ».

Сравнение распределения p_{tot} по радиусу в поперечных сечениях «Перед отб. на утечку» и на выходе из «СА» (рисунок 5, a и b) это наглядно демонстрируют – в первом сечении (a) значения p_{tot} при $\alpha_l = var$ лежат на одной кривой, а в сечении области «СА» за отбором на утечку (b) они расслаиваются для различных α_l , свидетельствуя о более интенсивном взаимодействии между доменами «СА» и «УПЛ» при $\alpha_l > 35^\circ$.

Описанная картина объясняет и низкие значения статического давления (ниже значения на выходе из модели) на входном участке домена «УПЛ» (рисунок 3, a) при больших значениях α_l – близкий к осевому поток в «СА» с большой скоростью эжектирует более медленные частички из области «УПЛ». Так как на этих режимах отсутствует «закрутка» потока в рассматриваемой области, создающая градиент давлений по радиусу, то статическое давление остаётся пони-

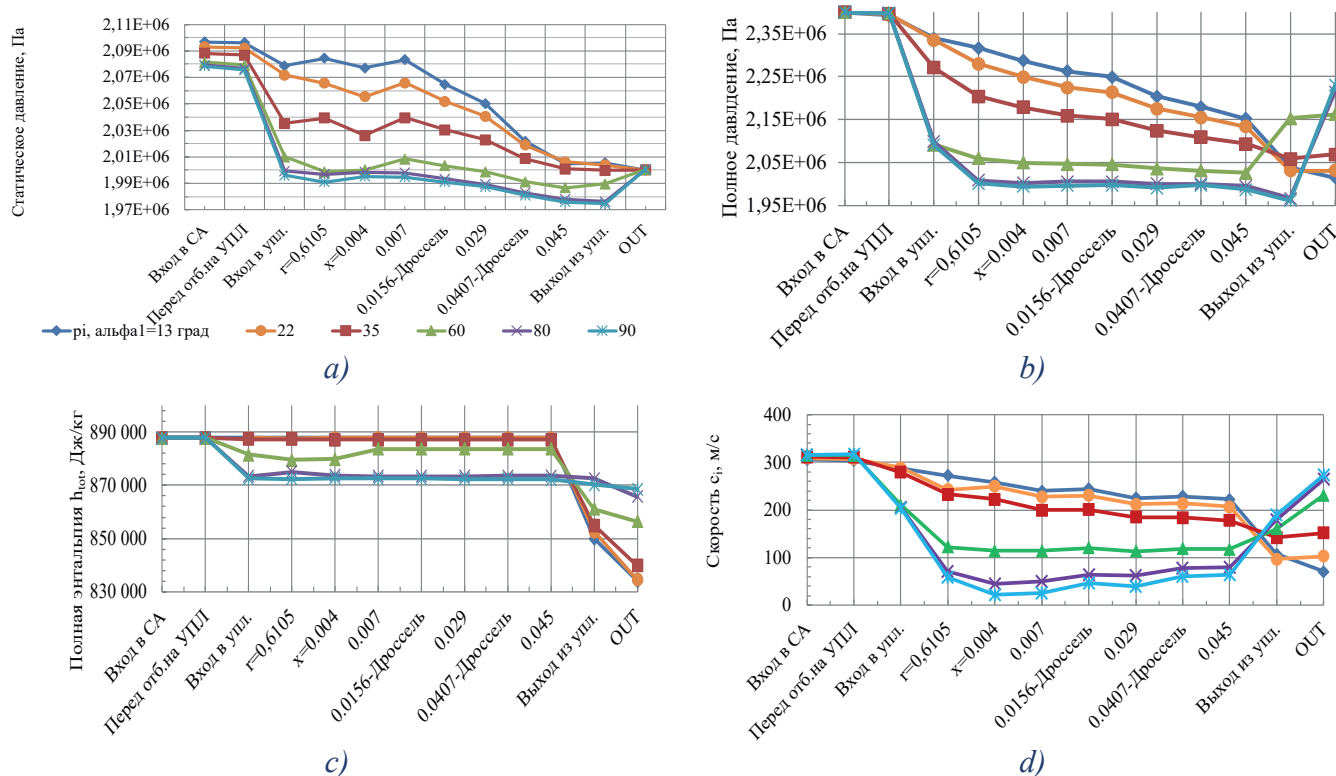
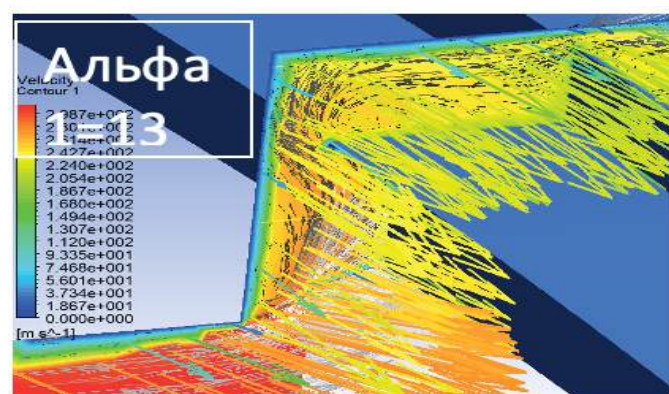
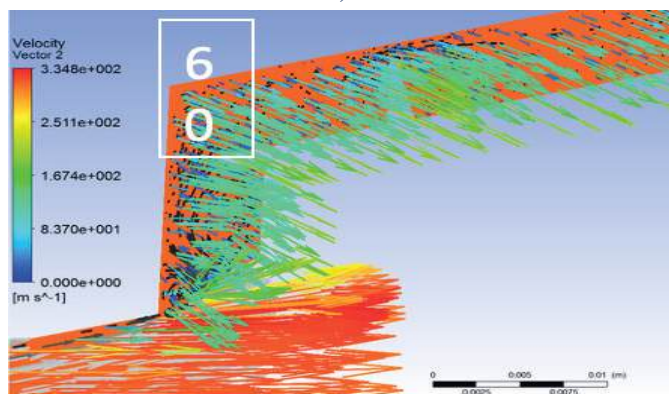


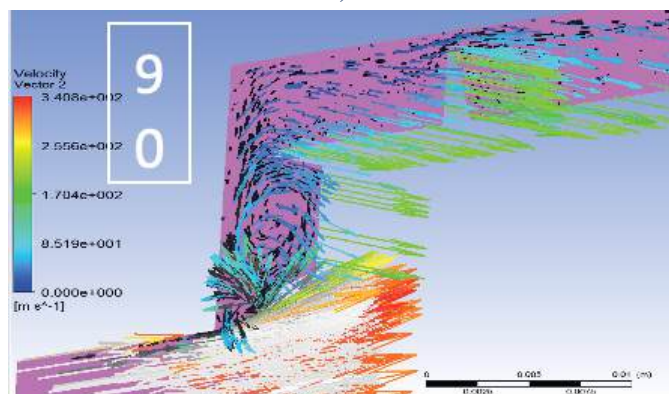
Рис. 3. Изменение статических p_{st} (a), полных давлений p_{tot} (b) и энтальпий h_{tot} (c), скорости c (d) вдоль уплотнения при $\alpha_l = 13^\circ \div 90^\circ$



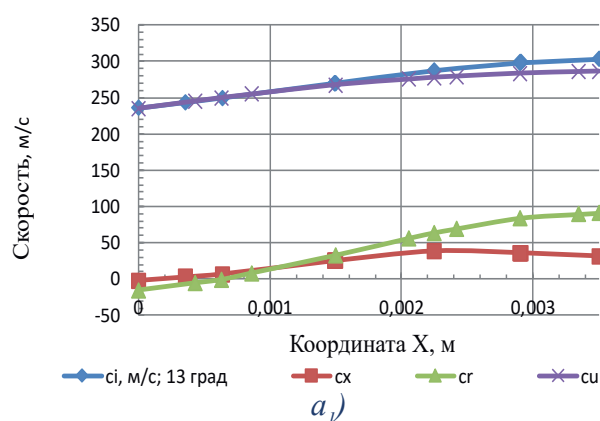
a)



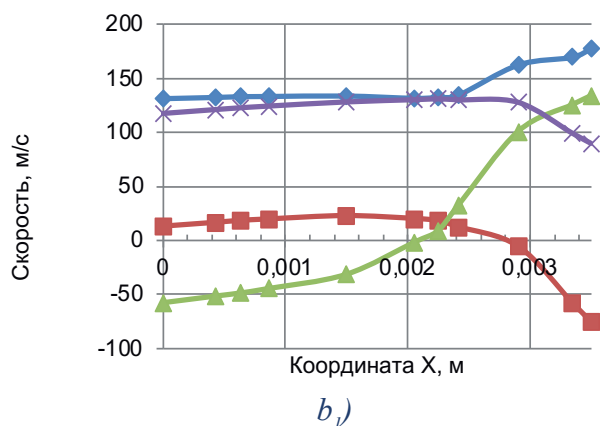
b)



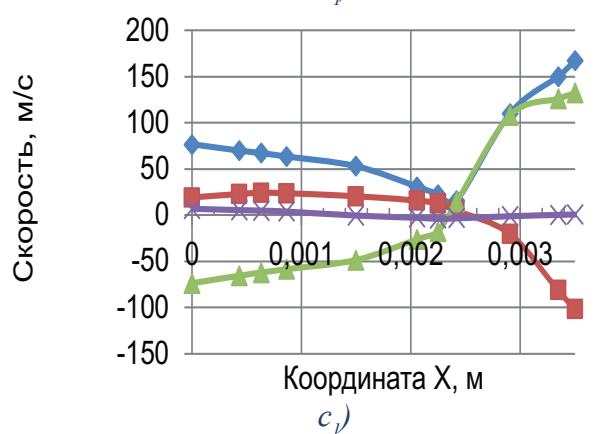
c)



a1)



b1)



c1)

Рис. 4. Поле векторов скорости и их проекций на плоскость XY (a, b, c) и изменение компонент вектора скорости по длине интерфейса ab на входе в надбандажное уплотнение для различных значений угла α_i (a, $\alpha_i - \alpha_i = 13^\circ$; b, $\alpha_i - \alpha_i = 60^\circ$; c, $\alpha_i - \alpha_i = 90^\circ$)

женным вплоть до сечения $x = 0,007$ перед гребнями уплотнения (рисунок 3, a).

Интенсивный массообмен между «СА» и «УПЛ» является, по-видимому, и причиной сопутствующего энергообмена между всеми доменами модели, проявляющегося в уменьшении значений энтальпии полного торможения h_{tot} в домене «УПЛ» (рисунок 3, c) даже в сечении на выходе из «СА» (рисунок 6, c).

Этот результат, не может быть объяснён иначе как влиянием области «ВЫХОД», в которой поток (после РК) с пониженным уровнем полной энтальпии каким – то, пока не понятным явле-

нием переноса (вроде термодиффузии), передаёт вверх по потоку (в «УПЛ» и даже в «СА») информацию о своём присутствии в составе модели.

Изложенное выше показывает, что предварительные знания об объекте исследования, основанные на накопленных ранее знаниях, оказались во многом неполными. Чтобы облегчить последовательное описание, анализ и понимание полученных в данном исследовании результатов, кажется целесообразным дать описание общей физической картины течения в модели, которая сложилась у авторов уже после окончания данного исследования.

Оказалось, что разделение модели на последовательно расположенные области «СА», «УПЛ» и «ВЫХ» и предположение о том, что изменение характера течения при $\alpha_l = var$ в выше расположенной области может влиять только на течение в ниже расположенных по потоку областях, оказалось неверным. На самом деле по мере уменьшения «закрутки» (возрастание α_l от 13° до 90°) окрестности модели (по обе стороны от интерфейса *аб* между доменами «СА» и «УПЛ») становятся зонами энергомассообмена нарастающей интенсивности, сопровождающегося взаимным проникновением частичек (молей) рабочего тела разных доменов, проявляющегося в изменении полей полного давления и полной энтальпии как в «СА», так и в «УПЛ». Аналогичная картина наблюдается и по обе стороны интерфейса *вг* между доменами «УПЛ» и «ВЫХ».

Сравнение поведения компонент скорости на линии *вг* границы между областями «УПЛ» и «ВЫХОД» (рисунок 6) действительно свидетельствует об интенсивном взаимодействии по-

токов в них при $\alpha_l > 35^\circ$. Так, если при $\alpha_l = 13^\circ$ и 35° расход из домена «УПЛ» передаётся равномерно вдоль границы *вг* (расходная скорость $c_r < 0$ и примерно одинакова), образуя область смещения сильно закрученного потока ($c_u > 100$ м/с) из «УПЛ» с осевым течением сравнительно малой скорости ($c_x \approx 70$ м/с) в домене «ВЫХОД», в которой перенос количества движения осуществляется в сторону более слабого течения в области «ВЫХОД», то при $\alpha_l > 35^\circ$ осевой поток большой скорости ($c_i > 200$ м/с) в области «ВЫХОД» стимулирует (за счёт эжекции) поток утечки к образованию в передней части границы *вг* образование медленно вращающегося винтового шнура (рисунок 6, *b*), а при дальнейшем падении «закрутки» (при росте α_l) перетекание части рабочего тела из области «ВЫХОД» в «УПЛ» (рисунок 6, *b*, *h* и *c*) с образованием винтового шнура в выходной части области «УПЛ» (рисунок 6, *c*).

Анализ изменения осреднённых по расходу величин статического p_{st} и полного давления p_{tot} в поперечных сечениях проточной части уплотне-

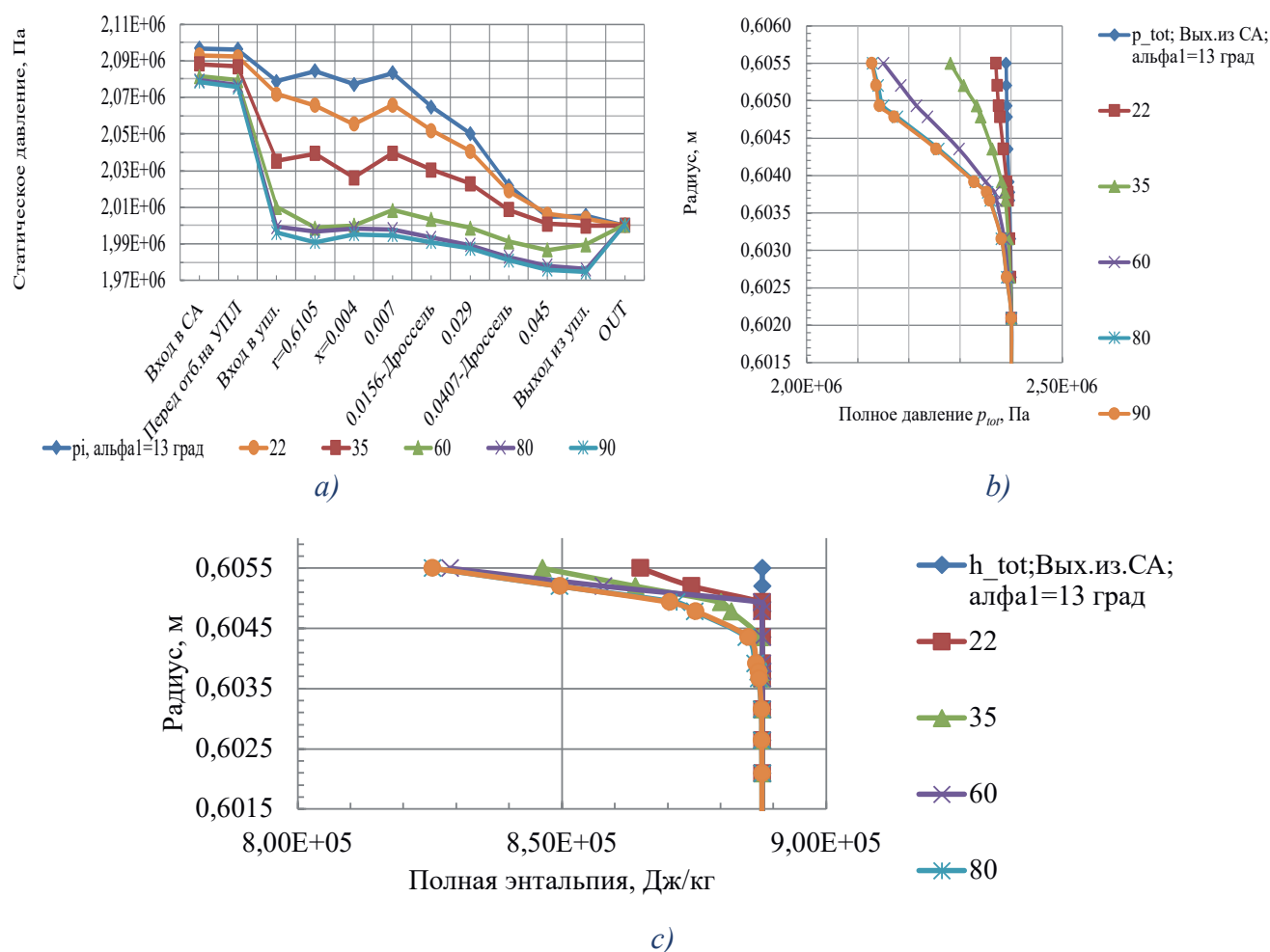


Рис. 5. Сравнение полей полных давлений и полной энтальпии в сечениях «Перед отб. на утечку» (a) и за «СА» (b, c)

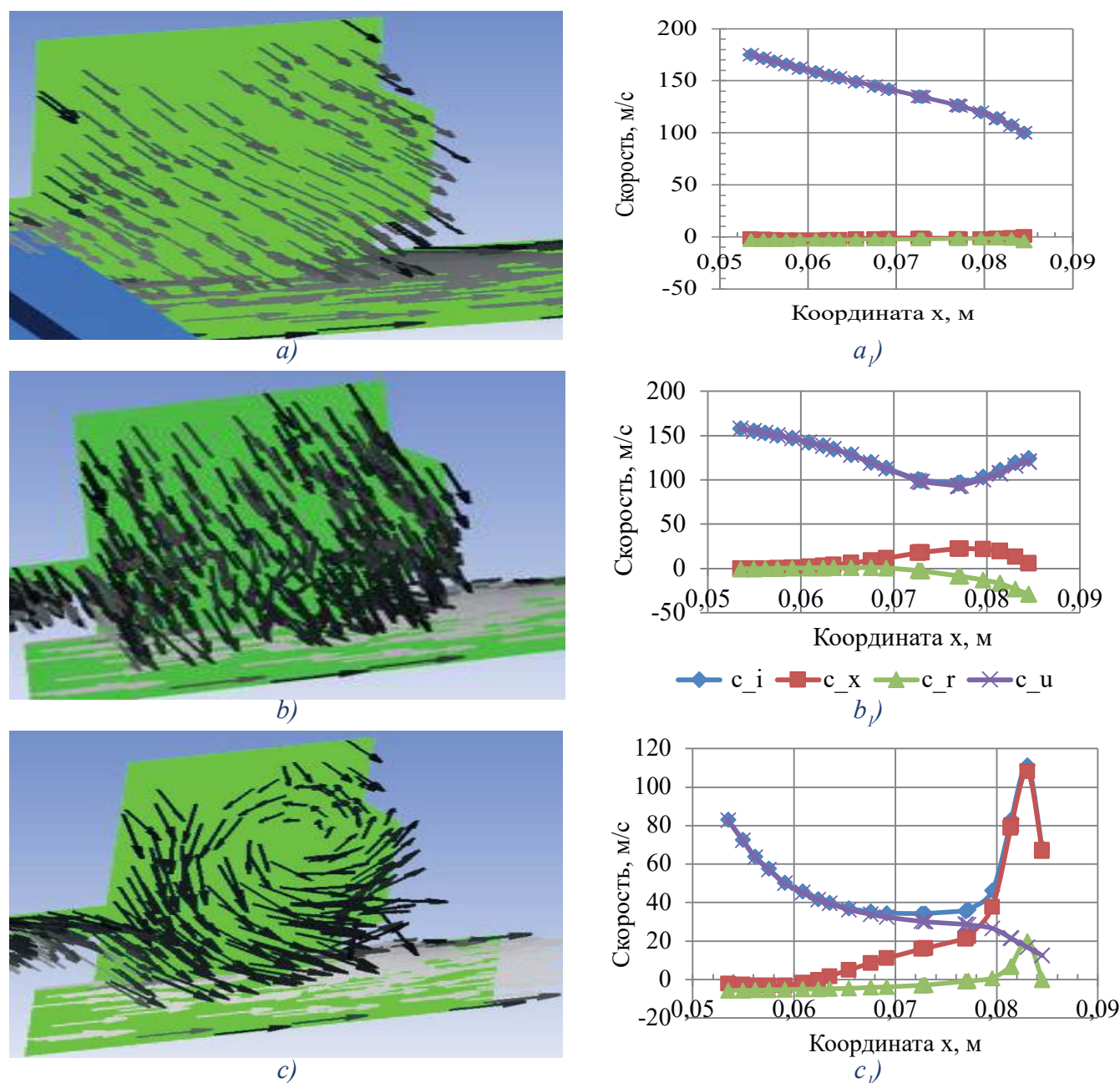


Рис. 6. Картины векторов скорости в зоне «ВЫХ» домена «УПЛ» и изменение компонент векторов скорости вдоль линии ω_2 пересечения интерфейса с плоскостью XY ($a, a_i - \alpha_l = 13^\circ$; $b, b_i - \alpha_l = 35^\circ$; $c, c_i - \alpha_l = 90^\circ$)

ния (рисунок 3, a, b) показывает, что угол закрутки потока α_l на входе особенно сильно изменяет ход кривых в передней и задней зонах области «УПЛ» несмотря на то, что статическое давление за СА и область «ВЫХОД» – фиксированы. Это указывает на целесообразность всю область «УПЛ» условно разделить на три части (рисунок 1, d): «ВХОД» – от сечения «Перед отб. на УПЛ» $x = -0,002$ м (имея в виду, что интерфейс ab находится в зоне взаимодействия потоков в областях «СА» и «УПЛ») до сечения $x = 0,007$ м (1); надбандажная часть уплотнения с вращающимися гребнями – лабиринт «ЛАБ» с координатой

$0,007 \leq x \leq 0,045$ м (2) и «ВЫХ» от $x = 0,045$ м до границы ω_2 (3).

Картина изменения статических и полных давлений (рисунок 3, a и b) заставляет вернуться к РТМ [4], в которых термин «давление» не разделяется на «статическое давление» и «давление полного торможения» (или «полное давление»), молчаливо предполагая, что в сечении перед уплотнением после полного дросселирования, попавших в уплотнение струек из зазора между сопловым аппаратом и рабочим колесом, давление на входе в лабиринт будет близко к статическому давлению в периферийных струйках

сечения между сопловым аппаратом и рабочим колесом. Расчёт расхода утечек (в РТМ) рекомендуется проводить по разнице между этим (статическим) давлением и статическим давлением p_2 за уплотнением, молчаливо предполагая его равным статическому давлению перед рабочим колесом.

Результаты расчётов (рисунок 3, *a* и *b*) показывают, что значения статического и полного давления перед входом в участок уплотнения «ЛАБ» с гребнями тем более разные, чем больше «закрутка» (меньше α_l) потока перед отбором рабочего тела на уплотнение. Это объясняется сильной зависимостью потерь полного давления

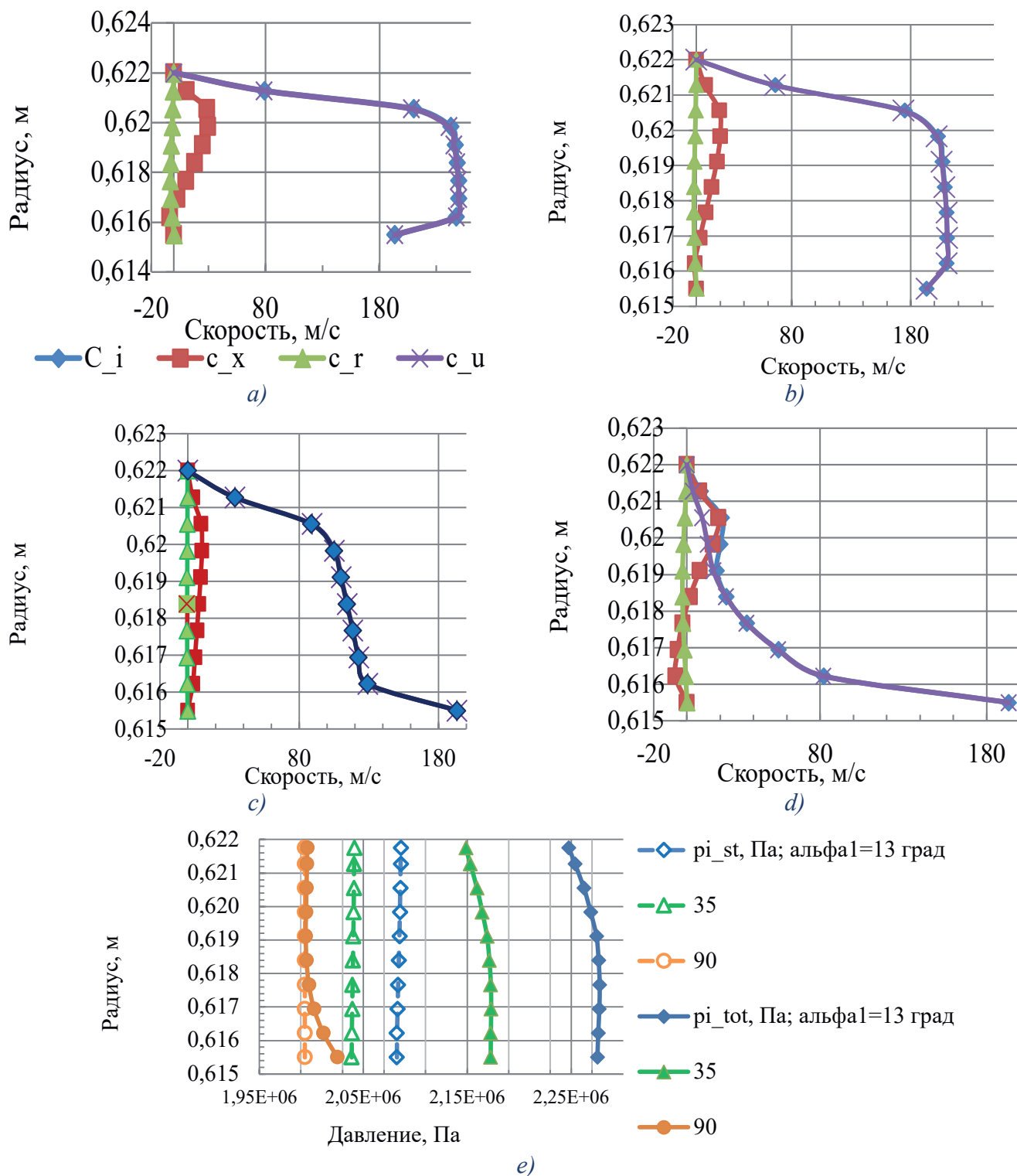


Рис. 7. Изменение компонент вектора скорости (*a* ÷ *d*), статического и полного давления (*e*) по радиусу в сечении $x=0,007$ м по радиусу для $\alpha_l = 13^\circ \div 90^\circ$ (*a* – $\alpha_l = 13^\circ$; *b* – $\alpha_l = 35^\circ$; *c* – $\alpha_l = 60^\circ$; *d* – $\alpha_l = 90^\circ$)

на участке «ВХОД» от угла α_l (рисунок 2, *b*), что связано с описанной выше картиной обтекания местных сопротивлений типа «уступ», внезапное расширение, прямоугольное кольцевое «колесо» при различной «закрутке» потока.

Параметры на входе в участок «ЛАБ» (2) области «УПЛ» ($x = 0,007$ м), на котором расположе-

ны гребни лабиринта (рисунок 1, *d*), полностью определяются характером течения на участке «ВХОД» домена «УПЛ». При $\alpha_l = 13^\circ \div 35^\circ$ отчетливо выделяется (рисунок 7, *a* и *b*) ядро потока с постоянной величиной модуля вектора скорости c_i (практически совпадающей с окружной компонентой скорости c_u); на периферии ядро смы-

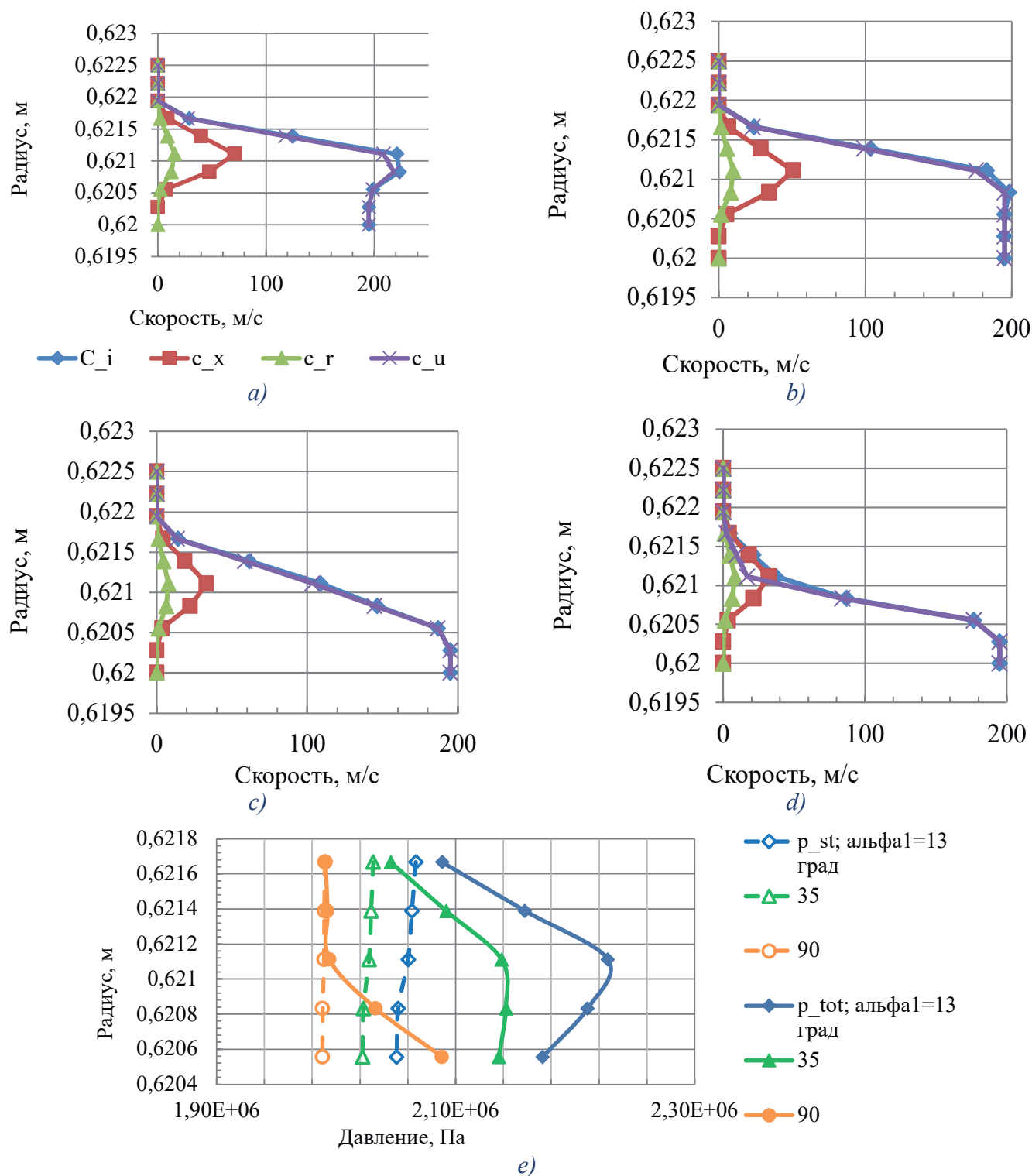


Рис. 8. Изменение компонент вектора скорости (*a* ÷ *d*), статического и полного давления (*e*) по радиусу в сечении $x=0,0156$ м по радиусу для $\alpha_l = 13^\circ \div 90^\circ$ (*a* – $\alpha_l = 13^\circ$; *b* – $\alpha_l = 35^\circ$; *c* – $\alpha_l = 60^\circ$; *d* – $\alpha_l = 90^\circ$)

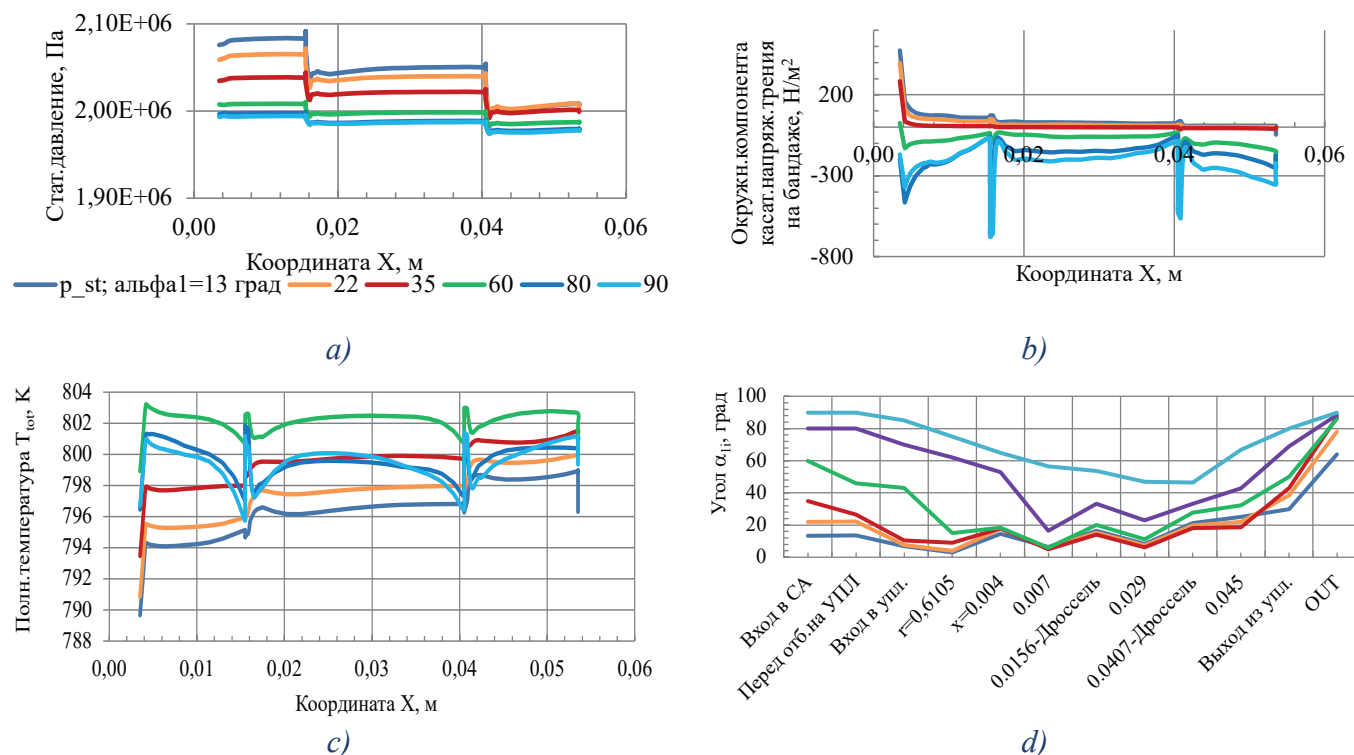


Рис. 9. Распределение статического давления (а), касательного напряжения (б), полной температуры (с) по поверхности бандаж и текущего значения угла α_{II} вдоль модели (д) для $\alpha_I = 13^\circ \div 90^\circ$

кается с вязким слоем на неподвижной стенке, в корне - с вязким слоем на вращающемся бандаже. При $\alpha_I = 90^\circ$ ядро течения разрушается – в корневой части сечения модуль скорости c_i близок к окружной компоненте скорости c_u , величина которой достаточно велика, что определяется взаимодействием с вязким слоем на бандаже, а на периферии модуль скорости c_i определяется величиной осевой компоненты скорости c_x (рисунок 7, d).

Профиль осевой компоненты по радиусу (отрицательные значения c_x в корневой части) указывает на существование на участке перед первым гребнем слабо закрученного вихревого шнура даже при отсутствии «закрутки» в «СА» (рисунок 4, c).

Статическое давление по радиусу (рисунок 7, d) в сечении $x = 0,007$ м остаётся практически постоянным при всех α_I (из – за малой «веерности» канала в этом сечении), а значения полных давлений на периферии (вблизи статора) немного меньше, чем вблизи бандаж (из – за больших потерь в «неподвижном» пограничном слое на статоре, чем во «вращающемся» пограничном слое на бандаже).

«Хорошо» закрученный поток наблюдается

при значениях $\alpha_I = 13^\circ \div 60^\circ$ и в зазоре ($x = 0,0157$ м) над первым гребнем (рисунок 8, a, b и c). При больших углах α_I в верхней части зазора в величине модуля вектора скорости превалирует осевая компонента вектора скорости, а закрутка потока сохраняется только вблизи бандаж (рисунок 8, d). Профиль осевой компоненты вектора скорости практически симметричен (с максимумом посредине зазора), значения которого уменьшаются с ростом α_I .

Отметим необычный факт – в зазоре (1,25 мм) над гребнем (в минимальном проходном сечении модели) максимальное по радиусу значение модуля вектора скорости (при $\alpha_I = 13^\circ \div 35^\circ$) оказывается меньше его максимального значения в гораздо более «широком» (6,25 мм) сечении $x = 0,007$ м (рисунок 9, a и b). Видимо в узком сечении над гребнем тормозящее влияние вязкого слоя на стенке статора оказывается сильнее, чем подкрутка потока вязким слоем на остром гребне.

Рассчитанное распределение скорости c_i по сечениям модели (рисунок 3, d) «не вяжется» с ожидаемым, если анализировать его на основе изменения площадей проходных сечений от входа к выходу модели.

Так, площадь в сечении « $r = 0,6105$ » в два раза больше, чем площадь в сечении «Вход в упл.», в сечении « $x = 0,007$ » и « $x = 0,029$ » больше, чем площадь в сечении « $x = 0,0157$ » и « $x = 0,0407$ » (в зазорах над гребнем) примерно в 4 раза, а кратного изменения величины скорости в сравниваемых сечениях (рисунок 3, *d*) не наблюдается.

Объяснением этого «парадокса» является особенные свойства «закрученного» потока, который при преодолении местных сопротивлений различного типа («уступы», «выступы», внезапные расширения и сужения, «колена» и др.) «соблюдает» уравнение неразрывности за счёт изменения в них (рисунок 9, *c*) наклона линий тока (местного угла «закрутки» α_i).

Именно в сечениях « $r=0,6105$ » (внезапное расширение), « $x=0,004$ » (выход из «колена»), « $x=0,0157$ » и « $x=0,0407$ » («внезапное сужение + гребень + внезапное расширение») наблюдаются существенные изменения значений местного угла «закрутки» α_i . Пожалуй, в плоских потоках аналогом описанных явлений можно считать «косое» обтекание крыльев с прямолинейной входной кромкой или прямое обтекание «стреловидных» крыльев. В нашей модели к этим особенностям добавляется ещё и вращение поверхности бандажа.

В отличие от представленного на рисунке 3, *a* плавного распределения осреднённого статического давления по сечениям области «ЛАБ», значения местных значений статического давления на вращающейся поверхности бандажа (рисунок 9, *a*) носит ярко выраженный ступенчатый характер, с небольшим всплеском давления непосредственно перед гребнями и с резким падением давления за ними, при плавном небольшом повышении давления на участках до-, между и за гребнями.

Характер взаимодействия потока с вращающейся поверхностью бандажа отлично иллюстрируется кривыми изменения значений окружной компоненты касательного напряжения τ_{wu} (Wall Sheer) вдоль координаты X (рисунок 9, *b*). Общая тенденция изменения τ_{wu} вдоль X для всех значений α_i объясняется характером изменения разницы значений окружной компоненты скорости течения c_u и окружной скорости вращения поверхности бандажа u_o .

При $\alpha_i = 13^\circ \div 35^\circ$ $c_u > u_o$, $\tau_{wu} > 0$ и сила трения, направленная в сторону вращения РК создаёт, приложенный к бандажу положительный

крутящий момент (рисунок 2, *c*). Для $\alpha_i = 35^\circ$ до сечения $x \approx 0,029$ м $c_u > u_o$, а, затем, c_u становится меньше u_o и сила трения, приложенная к бандажу направлена против вращения РК. В результате суммарный крутящий момент, направленный в сторону вращения РК оказывается близким к нулю.

При $\alpha_i > 35^\circ$ вдоль всего бандажа компонента c_u скорости потока меньше u_o и τ_{wu} — положительно (рисунок 9, *b*) и $M_{кр}$ на бандаже становится отрицательным (рисунок 2, *c*), т.е. вращение бандажа приводит к передаче работы извне к потоку на участке «ЛАБ». Обращает на себя внимание поведение кривых τ_{wu} при $\alpha_i > 80^\circ$ на поверхности гребней, выражающееся в всплеске отрицательных значений τ_{wu} . По-видимому, это связано с замедлением скорости потока в локальных (почти «стоячих») вихрях в зонах непосредственно перед и за гребнями почти до нуля (рисунок 4, *c*) и разница $c_u - u_o$ здесь резко возрастает по сравнению с участками между гребнями, где скорость $c_u \approx c_i$ составляет всего $40 \div 110$ м/с (рисунок 3, *d*).

Описанный выше энергообмен между поверхностью вращающегося бандажа и потоком в «ЛАБ» отражается на поведении кривых значений температуры полного торможения T_{wtot} на стенке вдоль координаты X (рисунок 9, *c*). При $\alpha_i = 13^\circ \div 35^\circ$ T_{wtot} на всей поверхности бандажа оказывается меньше $T_0 = 800$ К (благодаря отдаче работы от потока к бандажу при $c_u > u_o$), постепенно приближаясь к ней при увеличении x по мере уменьшения разности $c_u - u_o$. При $\alpha_i = 60^\circ$ при всех x $c_u > u_o$, работа от бандажа передаётся потоку, вследствие чего $T_{wtot} > T_0$.

При $\alpha_i = 80^\circ$ и 90° направление энергообмена остаётся тем же, но понижение $T_{wtot} < T_0$ уже вызывается более сильным влиянием взаимодействия области «УПЛ» с областью «ВЫХ», в которой полная энтальпия (рисунок 3, *c*), а, следовательно и полная температура отработанного в РК пара ниже.

Описанная картина течения потока в области «ЛАБ» даёт возможность объяснить не совсем очевидный вид кривой величины потерь полного давления на этом участке домена «УПЛ» в зависимости от угла α_i (рисунок 2, *b*). Казалось бы, с ростом угла α_i на входе в «УПЛ» (рисунок 3, *e*) коэффициент сопротивления обтекания гребня должен возрастать (из-за перехода от «косого» направления потока перед гребнем к «прямому»),

под углом $\alpha_{li} \rightarrow 90^\circ$), а, вместе с ним должна увеличиваться и потеря полного давления, а она как раз падает. Объясняется это тем, что, во-первых, местное значение угла α_{li} перед гребнем (рисунок 9, *d*) остаётся малым (из – за «подкрутки» бандажом) вплоть до значений $\alpha_{li} = 80^\circ \div 90^\circ$, а, следовательно, коэффициент сопротивления при обтекании гребня растёт незначительно, и, во-вторых, с ростом α_l резко снижается модуль скорости c_i перед гребнями (рисунок 3, *d*), от квадрата величины которого зависит потеря полного давления.

Распределение статического давления по поверхности бандаж (рисунок 9, *a*) даёт возможность определить величину осевой силы на бандаж (рисунок 2, *d*) в зависимости от угла α_l . Оказалось, что при постоянной степени реактивности ($\rho = 0,25$) виртуальных ступеней с различным углом выхода α_l из соплового аппарата, величина осевой силы, действующая на поверхность бандаж уменьшается почти на порядок (при росте $\alpha_l \rightarrow 90^\circ$), что объясняется значительным ростом сопротивления входной части «ВХОД» области «УПЛ», сопровождающимся падением статического давления на передней части бандаж, а, также, характером взаимодействия потоков в доменах модели на границах *ab* и *вг* (рисунок 1, *d*).

Заключение

1. Подтверждена необходимость точного соблюдения геометрического и кинематического подобия модели и натуры при моделировании надбандажного уплотнения ступени турбомашин, особенно в областях отбора утечки за сопловым аппаратом и взаимодействия утечки с потоком за рабочим колесом, так как несоблюдение их искажает реальные параметры течения в уплотнении.

2. Обнаружено значительное влияние закрутки потока перед надбандажным уплотнением на расход утечки и, соответственно, на параметры течения в области лабиринта (давлений, векторов скоростей), особенно заметное при углах потока $\alpha_l < 35^\circ$, характерных для ступеней турбомашин.

Установленный эффект связан с принципиально отличающимися картинами обтекания характерных для конструкций надбандажных уплотнений местных сопротивлений (прямоу-

гольного уступа на входе в уплотнение, колена на входе в лабиринт, гребней и др.) при различной закрутке α_l потока на входе, что и влияет на суммарное сопротивление (потери полного давления) уплотнения.

3. При малых $\alpha_l = 13^\circ \div 35^\circ$ в величине суммарных потерь полного давления вклады сопротивлений областей «ВХОД», «ЛАБ» и «ВЫХОД» примерно одинаковы, а при $\alpha_l \rightarrow 90^\circ$ большая часть потерь полного давления сосредоточена в области «ВХОД», что приводит к снижению уровня скоростей в других частях уплотнения и к минимальным потерям в них.

4. Изменение закрутки потока на входе (угла α_l) сказывается и на направлении энергообмена между вращающимся бандажом и потоком – при малых $\alpha_l < 35^\circ$ поток в уплотнении через вязкое взаимодействие передаёт работу бандажу (а через него и рабочему колесу ступени), а при $\alpha_l > 35^\circ$, наоборот, с бандаж энергия передаётся потоку пара.

5. При изменении α_l от $13^\circ \rightarrow 90^\circ$ осевая сила на бандаже уменьшается почти на порядок, что связано с возрастанием сопротивления входной части уплотнения из-за отрывного обтекания местных сопротивлений при больших скоростях потока на входе в уплотнение.

6. Требуется дополнительных исследований и объяснений механизм, обнаруженного в расчётах (при $\alpha_l > 35^\circ$) эффекта «проникновения» (влияния) пониженного уровня полных энтальпий в области за рабочим колесом вверх по потоку вплоть до входа в область «ЛАБ» надбандажного лабиринтного уплотнения.

7. Описанные в статье принципиальные отличия характеристик течения в надбандажном уплотнении с большой ($\alpha_l \approx 13^\circ \div 35^\circ$) предварительной закруткой, упомянутые в п. 2, заключающиеся в практически безотрывном обтекании местных сопротивлений (прямоугольного уступа на входе в уплотнение, колена на входе в лабиринт, гребней и др.) с образованием во всей области уплотнения установившегося вращательного движения потребуют разработки новой методики для инженерных расчётов интегральных характеристик уплотнений. Кроме того, требуется критическая оценка известных способов снижения расхода утечек в уплотнениях и поиск новых решений.

Список литературы

1. Серков С.А. Определение аэродинамических сил в уплотнениях турбомашин, вызывающих низкочастотную вибрацию, и выработка рекомендаций по повышению устойчивости движения ротора: дис. канд. техн. наук. М.: МЭИ, 1983.

2. Петрунин Б.Н. Исследование аэродинамических сил в уплотнениях турбомашин и экспериментальное обоснование расчетной методики: дис. канд. техн. наук. М.: МЭИ, 1991.

3. Костюк А.Г. Теоретический анализ аэродинамических сил в лабиринтных уплотнениях турбомашин // Теплоэнергетика. 1972. № 11. С. 29–33.

4. РТМ108.020.33-8886. Уплотнения лабиринтные стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров. Проектирование и расчет. Л.: ЦКТИ, 1986.

5. Дмитриев, С. С. Экспериментальные исследования влияния вращения ротора и закрутки потока перед уплотнениями на расход утечки / С. С. Дмитриев, Б. Н. Петрунин, М. Э. А. Э. Ахмед // Теплоэнергетика. – 2021. – № 2. – С. 16-27. – DOI 10.1134/S0040363621010124.

6. Ziang X., Jiao Y., Qu X., Zhao Z., Huo G., Huang K, Inlet preswirl dependence research on three different labyrinth seals, Tribology International, Volume 176, 2022, 107929, ISSN 0301-679X, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107929>.

7. Андросович И.В. Математическое моделирование и оптимизация лабиринтного уплотнения газотурбинного двигателя с учётом прочностных свойств // Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29. № 2. С. 107 – 117. DOI: 10.34759/vst-2022-2-107-117

8. Ing. Michal Čížek. Analýz a proudění v labyrintových ucpávkách malého turbovrtulového motoru. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní, ústav letadlové techniky. Disertační práce. Praha, 2021

9. Zhigang Li, Jun Li, Shizhu Wang, Dawei J, Gaohui Xiao, Xuefei Zhai. Numerical Investigations on the Aerodynamic Performance of Turbine Stage and Rotor dynamic Characteristics of Stator Seal with Consideration of Supplementary Steam. Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada. GT2015-42549

10. Лазарев Л.Я., Фадеев В.А. Методика экспериментальных и расчетных исследований надбандажных лабиринтных уплотнений турбомашин. Теплоэнергетика, 2020, № 5, с. 14–24

11. X. Jia, H. Zhang, Q. Zheng, S. Fan, and Z. Tian, “Investigation on rotor labyrinth seal system with variable rotating speed,” Int. J. Turbo Jet Engines, vol. 36, no. 1, pp. 19–29, 2019, doi: 10.1515/tjj-2016-0066.

References

1. Serkov S. A. Determination of aerodynamic forces in turbomachine seals that cause low-frequency vibration and development of recommendations for improving the stability of rotor movement: PhD in Engineering Sciences. Moscow: MEI, 1983.

2. Petrunin B.N. Investigation of aerodynamic forces in turbomachine seals and experimental substantiation of calculation methods: PhD. Technical Sciences. Moscow: MEI, 1991.

3. Kostyuk A.G. Theoretic analysis of aerodynamic forces in labyrinth seals of turbomachines // Thermal power engineering. 1972. No.11. pp. 29-33.

4. RTM108.020.33-8886. Labyrinth seals for stationary steam and gas turbines and compressors. Design and calculation. L.: CCTI, 1986.

5. Dmitriev, S. S. Experimental Studies of the Effect of Rotor Rotation and Flow Swirl Upstream of Seals on Leakage Flow Rate / S. S. Dmitriev, B. N. Petrunin, M. E. A. E. Ahmed // Thermal Engineering. – 2021. – No. 2. – P. 16–27. – DOI 10.1134/S0040363621010124.

6. Ziang X., Jiao Y., Qu X., Zhao Z., Huo G., Huang K, Inlet preswirl dependence research on three different labyrinth seals, Tribology International, Volume 176, 2022, 107929, ISSN 0301-679X, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107929>.

7. Androsovich I.V. Mathematical modeling and optimization of the labyrinth seal of a gas turbine engine, taking into account the strength properties // Bulletin of the Moscow Aviation Institute. 2022. Vol. 29.No.2.pp. 107-117.DOI:10.34759/vst-2022-2-107-117

8. Ing. Michal Čížek Analysis conducted by v labyrintových ucpávkách malého turbovrtulového motoru. Czech higher technical education in the field. Faculty of Construction Engineering. Graduation project. Prague, 2021

9. Zhigang Li, Jun Li, Shizhu Wang, Dawei J, Gaohui Xiao, Xuefei Zhai. Numerical Investiga-

tions on the Aerodynamic Performance of Turbine Stage and Rotor dynamic Characteristics of Stator Seal with Consideration of Supplementary Steam. Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada. GT2015-425499.

10. Lazarev L.Ya., Fadeev, V.A. Methods of experimental and computational studies of overband

labyrinth seals of turbomachines. *Teploenergetika*, 2020, No.5, pp.14-24.

11. X. Jia, H. Zhang, Q. Zheng, S. Fan, and Z. Tian, “Investigation on rotor labyrinth seal system with variable rotating speed,” *Int. J. Turbo Jet Engines*, vol. 36, no. 1, pp. 19–29, 2019, doi: 10.1515/tjj-2016-0066.

Сведения об авторе

Лазарев Леонид Яковлевич – кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин (ПГТ), ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»», Москва, Россия, llazarev37@gmail.com

Фадеев Валерий Александрович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры паровых и газовых турбин (ПГТ), ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»», Москва, Россия, FadeevVA@mpei.ru.

About the author

Lazarev Leonid Yakovlevich – Ph.D, Associate Professor at the Department of Steam and Gas Turbines (SGT), National Research University «Moscow Power Engineering Institute» (MPEI), Moscow, Russia, llazarev37@gmail.com.

Fadeev Valery Alexandrovich – Ph.D, Senior Researcher at the Department of Steam and Gas Turbines (SGT), National Research University «Moscow Power Engineering Institute» (MPEI), Moscow, Russia, FadeevVA@mpei.ru.

Дата поступления рукописи: 12.09.2026

Дата принятия рукописи: 18.09.2026

