

На правах рукописи



Мурманский Илья Борисович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ
МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ПАРОСТРУЙНЫХ
ЭЖЕКТОРОВ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК
ПАРОВЫХ ТУРБИН**

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Екатеринбург – 2018

Работа выполнена на кафедре «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

- Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Аронсон Константин Эрленович
- Официальные оппоненты: **Хоменок Леонид Арсеньевич**, доктор технических наук, профессор, ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ»), г. Санкт-Петербург, заведующий аналитическим отделом;
- Шемпелев Александр Георгиевич**, доктор технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Вятский государственный университет», г. Киров, профессор кафедры теплотехники и гидравлики
- Ведущая организация: ОАО «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт», г. Москва

Защита состоится «28» июня 2018 г. в 12:00 на заседании диссертационного совета Д 212.285.07 на базе ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» по адресу: 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19, аудитория И-420 (зал Учёного совета).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», <http://lib.urfu.ru/mod/data/view.php?d=51&rid=278425>

Автореферат разослан «___» мая 2018 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Аронсон Константин Эрленович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Выработка в значительной степени существующими паротурбинными установками (ПТУ) своего паркового ресурса и ограниченность инвестирования средств на поддержание состояния оборудования приводят к возникновению трудноустраняемых дефектов (коробления фланцев турбин и др.), вызывающих попадание воздуха в вакуумную систему. В установленных на ТЭС турбоагрегатах повсеместно встречается превышение присосов воздуха свыше нормативных значений до 5—6 раз. Существующие проблемы эксплуатации определяют необходимость разработки новых высокопроизводительных и экономичных основных и вспомогательных эжекторов, отсасывающих воздух из вакуумных систем турбоустановок.

Результаты исследований газодинамических процессов в эжекторах и режимов их работы широко представлены в трудах Г.Н. Абрамовича, М.Д. Миллионщикова, Ю.Н. Васильева, Л.Д. Бермана, Е.Я. Соколова, А.В. Робожева, М.Е. Дейча, Н.М. Зингера, Г.Г. Шкловера, Г.И. Ефимочкина, М.И. Путилова, А.М. Лещинского, О.О. Мильмана, А.И. Белевича, В.Г. Цегельского, А.В. Соболева и др.

Необходимо также отметить, что в последние десятилетия в мире значительно возрос интерес к исследованию эжекторов в целях их использования в установках различного назначения: холодильных циклах, установках преобразования солнечной энергии, химической энергии топлива в электрическую энергию, нефтеперерабатывающей промышленности и др.

Актуальность совершенствования эжекторов паровых турбин определяется необходимостью поддержания глубокого вакуума в конденсаторах турбин при повышенных присосах воздуха. Эжекторы, разработанные в 50—80-х годах прошлого века, не соответствуют современным требованиям в части надёжности и эффективности конденсационной установки. Новые возможности совершенствования эжекторов связаны с появлением современных методов экспериментальных и расчётных исследований, накопившимся опытом расчёта, разработки, испытаний и эксплуатации эжекторов.

В настоящей работе предложено рассматривать вопросы совершенствования многоступенчатых пароструйных эжекторов паровых турбин в аспекте их повреждаемости; разработки более надёжных конструкций; обобщения опыта эксплуатации и геометрических характеристик эжекторов; испытаний; уточнения методики расчёта, исследования особенностей взаимного влияния струйных аппаратов и промежуточных охладителей.

Работа выполнена на кафедре «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института и соответствует приоритетным направлениям развития науки, технологий и техники РФ (производственные и энергосберегающие технологии), а также критическим технологиям РФ (производство электроэнергии и тепла на органическом топливе) из перечня, утвержденного президентом РФ 30.03.2002.

Исследования выполнялись на основе госбюджетных и договорных НИР, а также договоров о научном сотрудничестве с АО «Уральский турбинный завод». Часть исследований выполнена в рамках грантов РФФИ на научные проекты, выполняемые молодыми учеными под руководством кандидатов и докторов наук в научных организациях Российской Федерации.

Объектом исследования и разработки являются многоступенчатые пароструйные эжекторы конденсационных установок паровых турбин.

Целью исследования является совершенствование многоступенчатых пароструйных эжекторов для повышения экономичности и надёжности конденсационных установок паровых турбин.

Задачи исследования сформулированы следующим образом:

- Проведение обследований и промышленных испытаний различных типовых размеров пароструйных эжекторов в различных условиях эксплуатации на ТЭС для оценки показателей эффективности эжекторов и надёжности их функционирования в составе конденсационных установок.
- Обобщение и анализ геометрических характеристик серийных пароструйных эжекторов.
- Исследование газодинамических процессов в струйных аппаратах и промежуточных охладителях многоступенчатых пароструйных эжекторов.
- Разработка уточнённой методики расчёта многоступенчатых пароструйных эжекторов паровых турбин на основе обобщения результатов испытаний, анализа геометрических характеристик серийных эжекторов и численных исследований газодинамики в струйных аппаратах.
- Разработка нового многоступенчатого пароструйного эжектора повышенной производительности для конденсационных установок паровых турбин и проведение экспериментальных исследований эжектора в условиях эксплуатации на ТЭС.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- Выявлены и обобщены связи между геометрическими параметрами, рабочими характеристиками и назначением (для конденсационных или теплофикационных турбин) многоступенчатых пароструйных эжекторов. Обобщение

проведено на основе исследования 24 серийных эжекторов в части анализа положения «эффективного сечения», в котором инжектируемая смесь достигает (или преодолевает) скорость звука; основного геометрического параметра эжектора (отношения площадей критических сечений камеры смешения и сопла); различных значений осевого положения сопла; распределения степеней сжатия в многоступенчатых эжекторах; изменения критических диаметров сопел по ступеням эжектора.

- Разработана уточнённая методика конструкторского и поверочного расчётов многоступенчатых пароструйных эжекторов на основе анализа и обобщения результатов проведённых промышленных испытаний, обобщения геометрических характеристик серийных эжекторов, а также численного моделирования. Уточнение методики конструкторского расчёта проведено в части уменьшения расходов рабочего пара, определения положения «эффективного сечения», выбора основного геометрического параметра эжектора, распределения степеней сжатия по ступеням эжектора. Разработанная методика поверочного расчёта позволяет определять характеристики ступеней эжектора при заданных геометрических размерах струйных аппаратов и долях расхода конденсирующегося в промежуточных охладителях пара.

- Выявлен газодинамический эффект существенного изменения давления паровоздушной смеси в промежуточных охладителях эжектора. Давление паровоздушной смеси на выходе из охладителей уменьшается по сравнению с давлением на входе на величину $\Delta P = 1,0 \dots 4,0$ кПа или увеличивается на величину $\Delta P = 1,0 \dots 8,6$ кПа. Разработана физико-математическая модель, описывающая эффект повышения давления как скачок давления в формируемой на входе в теплообменник двухфазной двухкомпонентной среде.

Все основные научные результаты подтверждены экспериментально.

Достоверность и обоснованность результатов работы обеспечивается использованием апробированных методик измерений и метрологически поверенных приборов при проведении экспериментальных исследований; хорошим согласованием результатов испытаний эжекторов с данными других авторов, а также с результатами расчетов по уточненной автором методике; успешным функционированием разработанного эжектора ЭПО-3-80 в составе конденсационной установки турбины К-200-130 ЛМЗ Сургутской ГРЭС-1 на протяжении более полутора лет.

Теоретическая и практическая значимость работы:

- Разработана уточнённая методика для расчёта многоступенчатых пароструйных эжекторов в широком диапазоне параметров их функционирования.
- Разработана расширенная схема измерений многоступенчатых эжекторов, позволяющая подробно исследовать параметры функционирования эжектора, в том числе газодинамическое сопротивление промежуточных охладителей.
- Зафиксирован газодинамический эффект существенного изменения давления в промежуточных охладителях многоступенчатого эжектора.
- Разработаны и обоснованы мероприятия по совершенствованию конструкций многоступенчатых пароструйных эжекторов.
- Разработаны технические решения, позволяющие повысить эффективность и надёжность многоступенчатых пароструйных эжекторов.
- Обобщены и проанализированы результаты промышленных испытаний 34 серийных эжекторов различных заводов-изготовителей.

Реализация результатов работы. Результаты работы используются при модернизации серийных эжекторов, расчёте и проектировании новых высокоэффективных эжекторов для конденсационных установок турбин ТЭС. Модернизировано и установлено на ТЭС более 50 многоступенчатых пароструйных эжекторов конденсационных установок турбин мощностью от 50 до 500 МВт. Уточнённая методика расчёта многоступенчатых пароструйных эжекторов уже использована для разработки ряда высокоэффективных эжекторов, повышающих экономичность конденсационных установок паровых турбин. Разработанный эжектор ЭПО-3-80 апробирован и успешно функционирует в составе турбины К-200-130 ЛМЗ, в конденсаторе которой поддерживается давление близкое к нормативному, несмотря на присосы воздуха в ЧНД около 120-130 кг/ч при нормативном значении 21 кг/ч. Успешная реализация нового эжектора подтверждена актом внедрения от Сургутской ГРЭС-1. Разработки в части повышения эффективности и надёжности многоступенчатых пароструйных эжекторов используются ЗАО «Нестандартмаш», ООО «Энерготех-Эжектор» – подтверждено актами внедрения.

Ряд полученных результатов используются в ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина» в учебных курсах «Теплообменные аппараты турбоустановок» и «Тепловые и атомные электростанции».

Основные положения, выносимые на защиту:

- Результаты статистического анализа надёжности оборудования конденсационных установок ПТУ.

- Результаты сравнительных экспериментальных исследований серийных эжекторов конденсационных установок в различных условиях эксплуатации.
- Результаты обобщения геометрических и конструктивных параметров эжекторов.
- Разработанная уточнённая методика конструкторского и поверочного расчётов многоступенчатых пароструйных эжекторов паровых турбин.
- Результаты экспериментальных исследований разработанного по уточнённой методике эжектора ЭПО-3-80 с изменяющимся осевым положением сопла, в том числе зафиксированный газодинамический эффект существенного изменения давления в промежуточных охладителях эжектора.
- Физико-математическая модель, описывающая газодинамический эффект повышения давления в промежуточных охладителях многоступенчатых эжекторов.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием (г. Екатеринбург, 2014, 2015, 2016), XX и XXI Школах-семинарах молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках» (г. Звенигород, 2015; г. Санкт-Петербург, 2017); Пятой международной конференции «Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках» (г. Казань, 2015); Международной конференции «IX Семинар вузов по теплофизике и энергетике» (г. Казань, 2015); Научно-практической конференции «Энергетика. Экология. Энергосбережение» к 25-летию образования НПВП «Турбокон» (г. Калуга, 2016); Первой и Второй научно-технических конференциях молодых ученых Уральского энергетического института (г. Екатеринбург, 2016, 2017); Международной конференции «ICMF 2016 — 9th International conference of multiphase flow», (Италия, г. Флоренция, 2016); XV Минском международном форуме по тепло- и массообмену (республика Беларусь, г. Минск, 2016); Международной конференции «Wessex Energy Quest 2016» (г. Анкона, Италия, 2016); Юбилейной конференции Национального комитета РАН по тепло- и массообмену «Фундаментальные и прикладные проблемы газодинамики и теплообмена»; Международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии» (XIX Бенардосовские чтения) (г. Иваново, 2017); Международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетике» (г. Москва, 2017).

Публикации. Основные положения и выводы изложены в 33 печатных работах, в том числе в 6 статьях, опубликованных в научных журналах, включенных в перечень рецензируемых научных изданий, определенный ВАКом (5 Scopus, 2 WoS); свидетельстве о регистрации программного комплекса, патенте на полезную модель, патенте на изобретение, 2 учебных пособиях для студентов.

Личный вклад автора заключается в постановке задач исследования; сборе, обработке и анализе данных о конструктивных и геометрических характеристиках оборудования; выполнении статистических и расчётных исследований; непосредственном участии в апробации результатов исследований; разработке уточнённой методики расчёта эжектора; разработке схемы измерений, планировании и выполнении экспериментальных исследований нового эжектора; обработке и интерпретации экспериментальных данных; разработке модели для объяснения эффекта повышения давления в промежуточных охладителях эжектора; подготовке публикаций по выполненной работе.

Структура и объем диссертации. Квалификационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы из 141 наименования и приложения. Материал изложен на 176 страницах машинописного текста, включая приложения, содержит 50 рисунков, 12 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, отражены научная новизна и практическая значимость полученных результатов, приведены основные защищаемые положения.

В главе 1 представлен анализ различных конструктивных особенностей, влияющих на эффективность и надёжность функционирования существующих серийных эжекторов таких заводов-изготовителей, как УТЗ, ХТЗ, ЛМЗ, КТЗ. Проведён аналитический обзор литературных источников, посвящённых основным направлениям совершенствования струйных аппаратов эжекторов, исследованию газодинамических процессов в газоструйных эжекторах, повышению эффективности функционирования и расширению диапазонов работы эжекторов, существующим методикам расчёта газоструйных эжекторов, используемым различными заводами-изготовителями. В результате проведённого анализа сформулированы цель и задачи исследования.

В главе 2 представлены результаты исследований, необходимых для уточнения базовой методики и разработки уточнённой методики расчёта многоступенчатых пароструйных эжекторов.

На основе обобщения статистической информации по отказам более 500 турбоустановок мощностью от 100 до 500 МВт за 25-летний период эксплуатации проведён анализ повреждаемости турбин и оборудования технологических подсистем ПТУ. Установлено, что на долю конденсационных установок приходится до 13 % отказов ПТУ. Доля эжекторов в отказах конденсационных установок — 23 %. При этом, практически каждый отказ эжектора приводит к останову турбины.

В результате обследования более чем 100 эжекторов выявлены характерные дефекты, определяемые недостатками конструкций, условиями эксплуатации и ремонта эжекторов. Сформулированы рекомендации по совершенствованию конструкций эжекторов.

Представлен анализ промышленных испытаний 34 серийных эжекторов в условиях ТЭС. Показано несоответствие большинства рабочих и паспортных характеристик эжекторов. Это связано как с техническим состоянием эжекторов, так и с конкретными условиями получения характеристик на заводе-изготовителе оборудования и на ТЭС.

Обоснован выбор методики расчёта Соколова Е.Я., Зингера Н.М. в качестве базовой, на основе которой разработана уточнённая методика конструкторского и поверочного расчётов пароструйного эжектора. Для определения предельного коэффициента инжекции используется уравнение

$$U_{\text{пр}} = \left(\mu \frac{F_3}{F_{\text{кр}}} - \frac{1}{q_{\text{рн}}} \right) \frac{K_{\text{н}}}{K_{\text{р}}} \cdot \frac{\Pi_{\text{н}^*}}{\Pi_{\text{р}^*}} \cdot \frac{a_{\text{р}}}{a_{\text{н}}} \cdot \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{р}}}, \quad (1)$$

где μ — отношение площади сечения, где инжектируемый поток достигает скорости звука, к площади сечения цилиндрической части камеры смешения; $F_3, F_{\text{кр}}$ — площади цилиндрической части камеры смешения и критического сечения сопла; $q_{\text{рн}}$ — газодинамическая функция — приведенная массовая скорость рабочего потока, равная отношению $F_{\text{кр}}$ к площади сечения рабочего потока при давлении $P_{\text{н}}$; $K_{\text{н}}, K_{\text{р}}$ — показатели адиабаты инжектируемого и рабочего потоков; $\Pi_{\text{н}^*}, \Pi_{\text{р}^*}$ — относительное критическое давление инжектируемого (н) и рабочего (р) потока; $a_{\text{р}}, a_{\text{н}}$ — критическая скорость рабочего и инжектируемого потоков; $P_{\text{н}}, P_{\text{р}}$ — полное давление инжектируемого и рабочего потоков.

Уточнение методики проведено в части определения положения «эффективного сечения», в котором подсасываемая смесь достигает скорости звука; выбора основного геометрического параметра $F^* = F_3 / F_{\text{кр}}$ (отношения площади сечения цилиндрической части камеры смешения к площади критического сечения сопла) для каждой ступени; расчёта величины $q_{\text{рн}}$.

Для оценки положения «эффекивного сечения» выполнены сбор, анализ и обобщение геометрических размеров струйных аппаратов и параметрах работы эжекторов, функционирующих в составе различных паротурбинных установок.

$$\mu = \frac{F_{\text{эфф}}}{F_3}, \quad (2)$$

где $F_{\text{эфф}}$ – площадь эффективного сечения.

На основе обобщения рабочих характеристик для ряда эжекторов различных заводов-изготовителей определены значения коэффициента μ , при которых рабочие и расчётные характеристики совпадают. Для эжекторов УТЗ и ЛМЗ $\mu = 1,35 \dots 1,5$, для эжекторов ХТЗ — $\mu = 1,0 \dots 1,1$. Установлена связь между параметром μ и основным геометрическим параметром эжектора F^* . Заводами-изготовителями выбраны следующие соотношения указанных параметров: при $F^* = 25 \dots 30$ $\mu = 1,35 \dots 1,5$, при $F^* = 60 \dots 70$ $\mu = 1,0 \dots 1,1$.

Для уточнения методики в части выбора основного геометрического параметра обобщены данные о распределении степеней сжатия по ступеням в многоступенчатых эжекторах различных заводов-изготовителей. Проведенный анализ показал, что критические диаметры сопел, так же как и степени сжатия ступеней, уменьшаются от первой ступени к последней в эжекторах УТЗ и ЛМЗ. В эжекторах ХТЗ, напротив, критические диаметры сопел и степени сжатия от первой ступени к последней возрастают. Анализ позволяет рекомендовать для эжекторов с малым значением основного геометрического параметра первой ступени ($F^* = 25 \dots 30$) уменьшать степени сжатия от первой ступени к последней, а для эжекторов с большим значением основного геометрического параметра первой ступени ($F^* = 60 \dots 70$), напротив, увеличивать. Обоснован различный подход к разработке эжекторов для конденсационных и теплофикационных турбин. Выбор соотношений геометрических параметров эжекторов для конденсационных турбин может основываться на подходе, принимаемом на заводе ХТЗ, а для теплофикационных — на заводе УТЗ.

Расчёт значений осевого положения сопла для эжекторов различных заводов-изготовителей по известным эмпирическим зависимостям показал, что существующие зависимости имеют ограниченное применение и не подходят для большинства серийных конструкций. В связи с этим в разрабатываемой конструкции эжектора предусмотрена возможность изменения осевого положения сопел в условиях эксплуатации на ТЭС.

Для уточнения параметра $q_{\text{рн}}$ выполнено численное моделирование газодинамики в струйном аппарате эжектора (рис. 1). В результате расчета струйного

аппарата показано, что сразу за соплом в приемной камере эжектора возникают характерные скачки уплотнений. Зафиксированные скачки уплотнений соответствуют «бочкообразным» профилям скорости и являются результатом взаимодействия импульсов рабочего и инжектируемого потоков. Вторая группа (зона) скачков уплотнений формируется в камере смешения при числе Маха $M < 1$ для инжектируемого потока. Зафиксированные результаты согласуются с результатами известных работ по численному моделированию процессов в струйных аппаратах эжекторов.

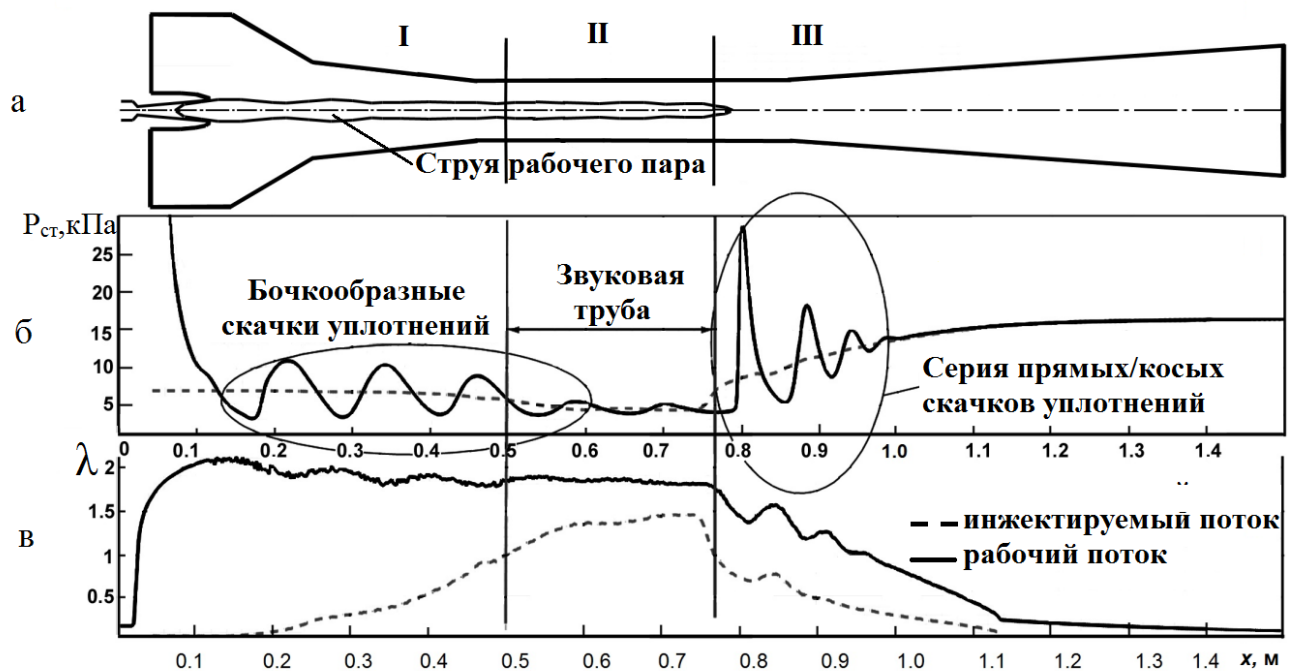


Рис. 1. Распределение относительных скоростей и статических давлений по длине струйного аппарата: *a* — профиль струи; *б* — распределение статических давлений; *в* — распределение скоростей потоков; — — — паровоздушная смесь; — — — рабочий пар; *I* — участок разгона инжектируемого потока; *II* — участок сверхзвукового течения инжектируемого потока; *III* — участок торможения инжектируемого потока

Предложено определение участка, расположенного между двумя группами (зонами) скачков уплотнений, как «звуковой трубы», в которой звуковой (сверхзвуковой) инжектируемый поток гасит скачки уплотнений в рабочем потоке. По мнению автора, сильные скачки уплотнений после участка «звуковой трубы» (в цилиндрической части камеры смешения и, особенно, в диффузоре) приводят к возрастанию волнового сопротивления и уменьшению степени сжатия в ступени эжектора. Установлена связь между протяжённостью «звуковой трубы» и осевым положением сопла.

Установлено, что для расчёта эжектора с давлением рабочего пара $P_{рп} = 0,5$ МПа необходимо принять форму струи рабочего пара с постоянным диаметром от выходного сечения сопла до цилиндрической части камеры смешения, что определяет методику расчёта газодинамических функций (в частно-

сти, $q_{рн}$) для оценки предельного коэффициента инжекции. На основе результатов численного моделирования принята рекомендация расчёта предельных режимов эжектора по зависимостям для второго предельного режима.

Разработана методика поверочного расчёта, позволяющая определять характеристику I ступени эжектора, а также последующих ступеней при известной доле расхода конденсирующегося в промежуточных охладителях пара. Получено свидетельство о регистрации программного комплекса расчета по данной методике.

В главе 3 представлены результаты разработки и экспериментальных исследований нового эжектора ЭПО-3-80, разработанного для турбины К-200-130 ЛМЗ. Необходимость разработки высокоэффективного эжектора определяется повышенными присосами воздуха в ЧНД — около $G_{\text{возд}} = 120...130$ кг/ч при нормативных значениях $G_{\text{возд}} = 21$ кг/ч. Повышенные присосы воздуха вызывают отклонение фактического вакуума в конденсаторе от нормативного и, как следствие, пережоги топлива около 300 т у.т. в месяц.

Расчёт нового эжектора ЭПО-3-80 проведён на основе уточнённой методики с учётом необходимости обеспечить повышенную производительность и пониженное давление всасывания в эжекторе для работы в составе конденсационной турбины. Эжектор изготовлен и установлен на ТЭС. Для определения производительности (паспортной характеристики) разработанного многоступенчатого эжектора проведён поверочный расчёт по разработанной методике. Производительность эжектора, согласно результатам расчёта, составляет $G_{\text{возд}} = 110$ кг/ч по «сухому» воздуху, при этом давление в приёмной камере I ступени $P_1 = 2,2$ кПа.

С учётом результатов проведённого анализа конструктивных недостатков и характерных повреждений серийных эжекторов разработан ряд технических решений, реализованных в новом эжекторе. Разработана конструкция эжектора с присоединительными размерами, аналогичными размерам серийного эжектора ЭП-3-700, с вертикальными выносными охладителями, расположенными триангулярно. Поверхности теплообмена выполнены с U-образными трубками. Разработан узел закрепления сопла, позволяющий изменять осевое положение сопла (расстояние между критическими сечениями сопла и диффузора) с шагом 7 мм для настройки струйных аппаратов эжектора под конкретные условия эксплуатации. Для I ступени диапазон изменения осевого положения составил 110 мм, для II — 25 мм, для III — 65 мм. По результатам разработки конструкций эжектора и узла закрепления сопла получены патенты на полезную модель и изобретение.

Для проведения экспериментальных исследований нового эжектора разработана расширенная схема измерений (рис. 2), содержащая 25 точек измерения. Схема предусматривает определение давлений и температур до и после промежуточных охладителей для исследования газодинамического сопротивления теплообменных аппаратов, определение температур рабочего пара и паровоздушной смеси, а также температур и расхода охлаждающего конденсата после каждого охладителя. Расчётная максимальная относительная погрешность определения давлений не превышает $\pm 1,7\%$, температур — $\pm 0,5\%$. Расчётная максимальная среднеквадратичная погрешность определения перепада давления в охладителях не превышает $\pm 11,3\%$, нагрева охлаждающего конденсата в охладителях — $\pm 9,4\%$.

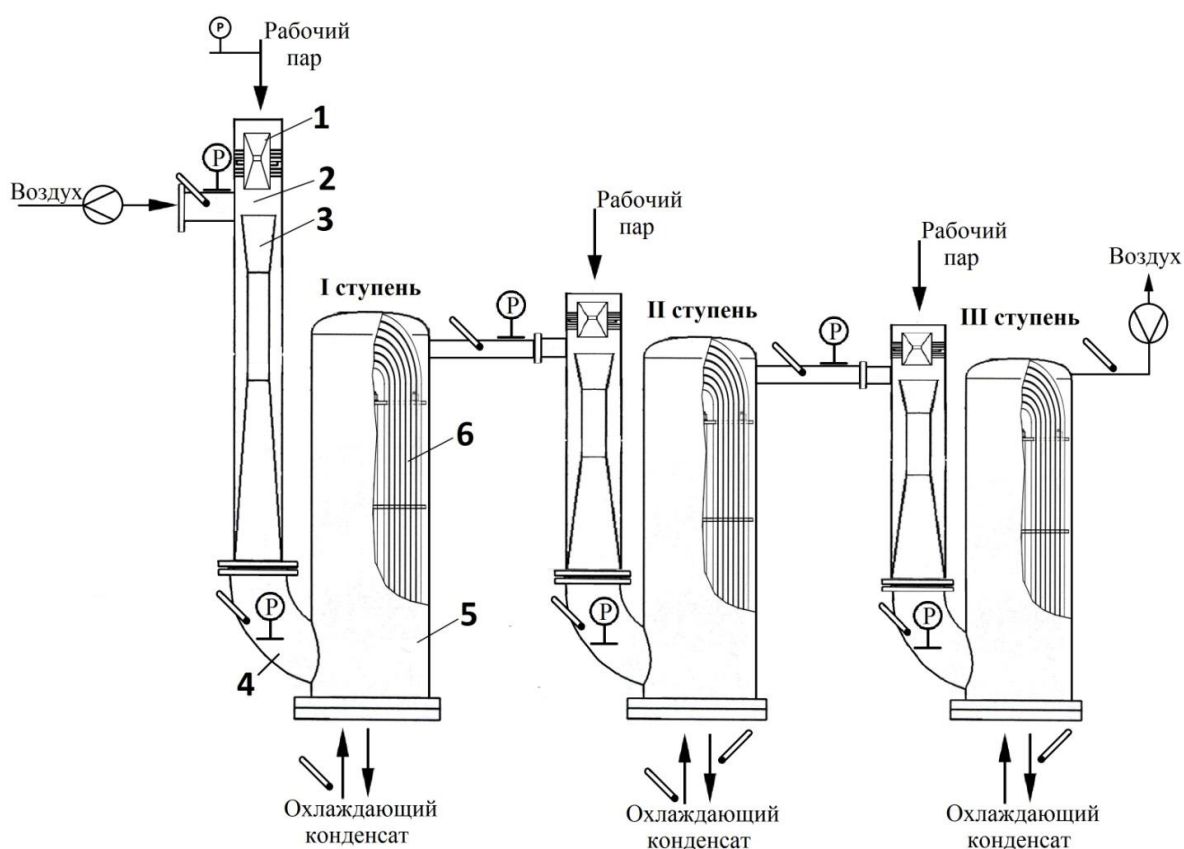


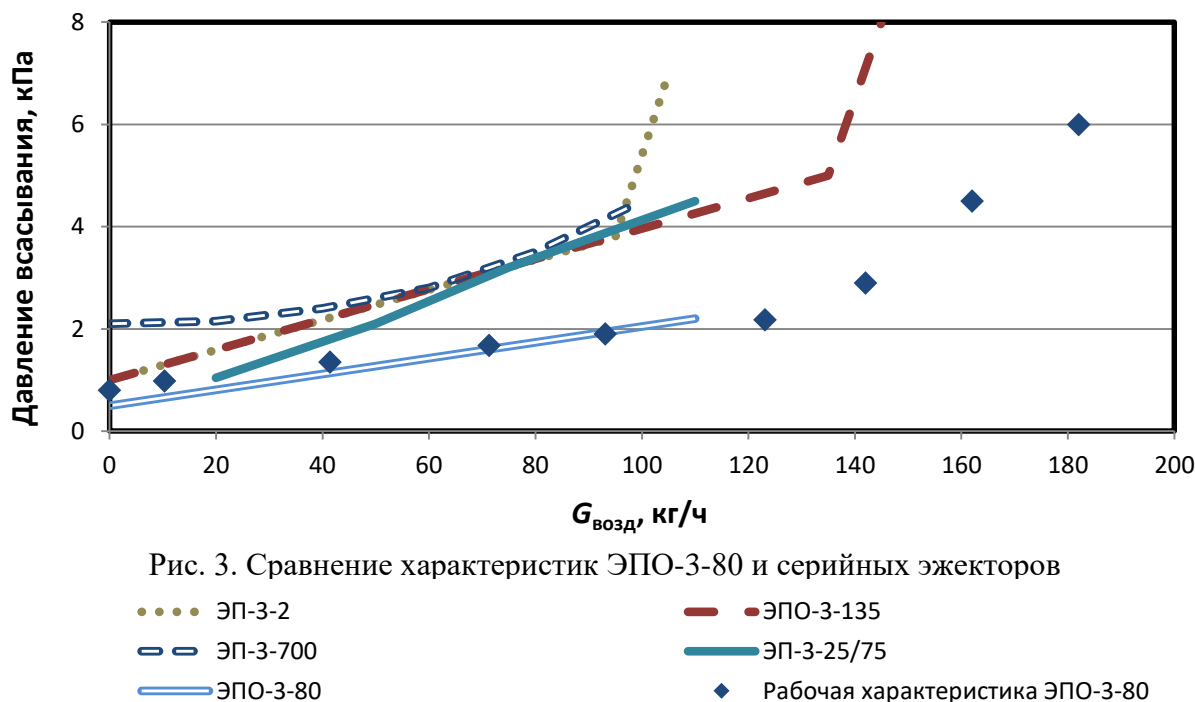
Рис. 2. Схема измерений при экспериментальных исследованиях эжектора:
 1 – сопло; 2 – приёмная камера; 3 – камера смешения; 4 – переходный патрубок;
 5 – промежуточный охладитель; 6 – поверхности теплообмена;

⊕ – измерение давления; — — — — — измерение температуры

Проведены экспериментальные исследования различных режимов функционирования высокоэффективного эжектора в составе конденсационной установки. Выполнена настройка осевого положения сопла под существующие присосы воздуха на турбине. Производительность высокоэффективного эжектора при настроенном положении сопел достигает $G_{\text{возд}} = 140$ кг/ч, при этом давление всасывания — $P_1 = 2,4$ кПа.

Увеличение входной температуры охлаждающего конденсата в диапазоне $t_{ок} = 10...32$ °С не влияет на производительность эжектора, при этом давление всасывания в диапазоне производительности $G_{возд} = 90$ кг/ч...140 кг/ч увеличивается на $\Delta P_1 = 0,5$ кПа. Температура охлаждающего конденсата оказывает более значительное влияние на параметры функционирования промежуточных охладителей, а также на работу II и III ступеней эжектора в связи с изменением доли конденсирующегося в охладителях пара.

Проведён сравнительный анализ рабочих характеристик нового эжектора ЭПО-3-80 с расчётными характеристиками, а также с характеристиками серийных эжекторов различных заводов-изготовителей (рис. 3).



По сравнению с серийным эжектором ЭП-3-700, установленный на его место, эжектор ЭПО-3-80 имеет в 2 раза большую производительность и поддерживает более низкое, на $\Delta P_1 = 1...2$ кПа, давление всасывания во всём диапазоне режимов. По сравнению с рабочими характеристиками других серийных эжекторов эжектор ЭПО-3-80 также показал преимущество в производительности и значении давления всасывания.

Проведены испытания эжектора при совместной работе с конденсатором. Присосы воздуха в ЧНД на момент испытаний составили $G_{возд} = 120...130$ кг/ч. Давление всасывания эжектора достигало $P_1 = 2,4$ кПа, при этом давление в конденсаторе поддерживалось – $P_k = 3,6$ кПа.

В главе 4 представлены результаты исследования газодинамического эффекта, зафиксированного при испытаниях эжектора и связанного с существенным повышением давления паровоздушной смеси в промежуточных охладите-

лях эжектора. При низкой температуре охлаждающего конденсата $t_{1в} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ давление ПВС на входе в охладитель в большинстве режимов ниже, чем на выходе ($\delta P_i = P_{i1} - P_{i2} < 0$). При $t_{1в} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ давление ПВС на входе, напротив, существенно выше, чем на выходе ($\delta P_i = P_{i1} - P_{i2} > 0$). В качестве примера на рис. 4 представлена разность давлений δP_i для промежуточного охладителя I ступени.

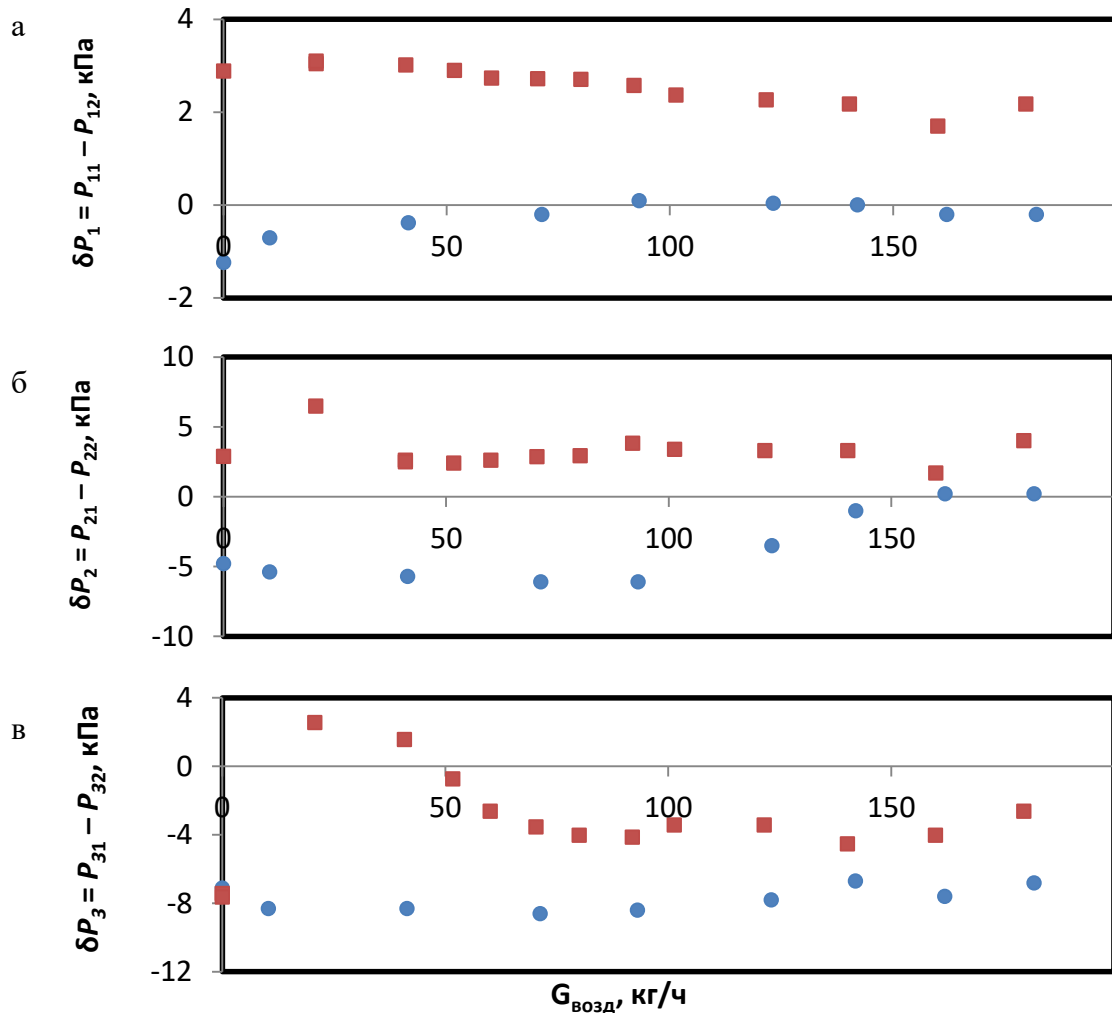


Рис. 4. Разность давлений на входе и выходе промежуточных охладителей ЭПО-3-80:
 а – охладитель I ступени; б – охладитель II ступени; в – охладитель III ступени.

● $t_{1в}=11^\circ\text{C}$ ■ $t_{1в}=32^\circ\text{C}$

Для I ступени эжектора разность давлений на входе и выходе промежуточного охладителя $\delta P_I = P_{11} - P_{12}$ изменяется от $-1,4$ до $+2,8$ кПа. Аналогичная ситуация зафиксирована и для II ступени. При низкой температуре охлаждающей воды $t_{1в} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ изменение давления ПВС в большинстве режимов достигает $\delta P_{II} = P_{21} - P_{22} = -6$ кПа, при $t_{1в} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ — $\delta P_{II} = P_{21} - P_{22} = +4$ кПа. Для III ступени давление ПВС в охладителе, как правило, возрастает от входа к выходу при всех $t_{1в}$, разность давлений достигает величины $\delta P_{III} = P_{31} - P_{32} = -8,6$ кПа.

Существенные различия δP в промежуточных охладителях эжектора определяются, по мнению автора, взаимодействием предвключенных и подключен-

ных (последующих) пароструйных ступеней, а также отличием газодинамических и теплообменных процессов при низкой и высокой температурах охлаждающей воды на входе в теплообменники. При низкой температуре охлаждающей воды $t_{1в} = 11$ °С давление ПВС на входе в охладитель I ступени во многих режимах ниже, чем при $t_{1в} = 32$ °С. При этом при $t_{1в} = 11$ °С происходит полная конденсация пара из ПВС. Характеристика приключенной ступени в этом случае определяется только расходом воздуха (весь пар из ПВС конденсируется). При высокой температуре воды на вход во II (приключенную) ступень поступает паровоздушная смесь (пар в охладителе I ступени конденсируется неполностью).

Зафиксировано, что чем ниже давление на входе в охладитель, тем скачок давлений выше. Повышение скачка давлений в охладителе при уменьшении давления на входе определяется, по нашему мнению, возрастанием скорости потока перед охладителем, связанным с возрастанием удельного объема (уменьшением плотности ПВС). Во II ступени скачок давлений слабее зависит от давления перед охладителем. В III ступени скачок давлений имеет место как при низкой температуре охлаждающего конденсата, так и при высокой. Поскольку давление перед охладителем III ступени достаточно высокое (более 92 кПа), то влияние температуры конденсата на процессы, происходящие в теплообменнике, незначительно. По мнению автора, пар в этом охладителе конденсируется полностью.

Для объяснения эффекта повышения давления паровоздушной смеси от входа к выходу охладителя предложено несколько гипотез.

1. Повышение давления происходит в результате неравновесного конденсационного скачка в высокоскоростном (сверхзвуковом) потоке пара. При повышении скорости пара, снижения его температуры могут возникнуть условия, приводящие к переохлаждению пара относительно температуры насыщения и к последующей неравновесной конденсации. Такой конденсационный скачок приводит к скачку давления в потоке и может наблюдаться в соплах Лавалья. В опытах с эжектором скорости потока перед охладителями составляли в различных режимах 40–200 м/с. В одном из режимов с давлением пара после диффузора I ступени 1,4 кПа скорость потока достигала 450 м/с, но и при этих условиях оставалась дозвуковой. Таким образом, возрастание давления в охладителе из-за неравновесного конденсационного скачка крайне маловероятно.

2. Повышение давления в охладителе может происходить из-за совокупных внешних воздействий, связанных с отводом теплоты от перегретого пара, отводом массы в результате конденсации пара на трубках, изменением сечения ка-

нала при движении газа в теплообменнике. Расчеты повышения давления из-за совокупных внешних воздействий показали, что с помощью данной гипотезы можно объяснить повышение давления в охладителе I ступени; для II и III ступеней расчетные значения разности давлений между входом и выходом из теплообменника в 3—4 раза меньше экспериментальных данных. Таким образом, объяснить повышение давления в промежуточных охладителях многоступенчатых пароструйных эжекторов с помощью эффекта совокупных внешних воздействий на газовый поток затруднительно.

3. Ещё один физический процесс, который может быть использован для объяснения повышения давления в охладителе эжектора, — скачок давления во влажном паре. В данном исследовании полагаем, что возрастание давления ПВС происходит в форме скачка давления в узкой области на входе в теплообменник. Положим, что пар (паровоздушная смесь), попадая в теплообменник со скоростью 40—200 м/с, срывает с поверхности вертикальных теплообменных трубок стекающую пленку конденсата; кроме того, пар захватывает и разбивает стекающие с промежуточных перегородок капли и струйки жидкости. Известно, что срыв капель с поверхности трубок в пучке при спутном или противоточном движении пара и пленки конденсата начинается при скоростях парового потока 15—20 м/с. В случае перекрестного движения пара и конденсата при прочих равных условиях срыв пленки наблюдается при скорости пара в 1,2 раза меньшей, чем в случае соосного движения фаз. На входе в охладитель образуется газопароводяная смесь (туман). Так как скорость звука в двухфазной среде резко падает, поток на входе в охладитель может стать сверхзвуковым, и тогда торможение потока может реализовываться в скачке давления во влажном паре. Для оценки корректности предложенной гипотезы необходимо определить скорость звука во влажной газопароводяной смеси на входе в теплообменник.

Формулировка физико-математической модели выполнена на основе модели течения влажного пара в последних ступенях турбины, предложенной в работах Дейча М.Е.

$$\frac{C_2}{C_1} = \frac{\beta_{пв2} \cdot T_2 \cdot P_1}{\beta_{пв1} \cdot T_1 \cdot P_2}, \quad (3)$$

$$\frac{P_2}{P_1} - 1 = \frac{k}{\beta_{пв1}} \cdot C_1 \cdot (C_1 - C_2), \quad (4)$$

$$r_1 \cdot \beta_{п1} + h_{пк1} \cdot \beta_{пк1} + h_{в1} \cdot \beta_{в1} + k \cdot R \cdot T_1 \cdot C_1^2 / 2 = r_2 \cdot \beta_{п2} + h_{пк2} \cdot \beta_{пк2} + h_{в2} \cdot \beta_{в2} + k \cdot R \cdot T_1 \cdot C_2^2 / 2, \quad (5).$$

где индексы «1, 2» — параметры среды до и после скачка; «к, в, п» — параметры конденсата (влаги), воздуха и пара; «пв» — пар-воздух (газовый компонент);

«пк» — пар-конденсат; переменные: $C = w / \sqrt{k \cdot R \cdot T}$ — безразмерная скорость; w — скорость; T, P — температура, давление; ρ — плотность компонента; r, h — теплота фазового перехода, теплосодержание; $\beta = (m_{\text{п}} + m_{\text{к}}) / (m_{\text{п}} + m_{\text{к}} + m_{\text{в}})$ — весовая доля компонента; $\beta_{\text{п}} = m_{\text{п}} / (m_{\text{п}} + m_{\text{к}} + m_{\text{в}})$ — доля пара, (здесь m — масса компонента); $\beta_{\text{пк}}$ — доля пара и конденсата; $\beta_{\text{в}} = m_{\text{в}} / (m_{\text{п}} + m_{\text{к}} + m_{\text{в}})$ — доля воздуха.

Для расчёта использованы уравнения сохранения массы, импульса и энергии (3)—(5). Для вывода уравнения неразрывности использовано уравнение состояния идеального газа. Масса (расход) пара перед теплообменником определяется как сумма расхода рабочего пара и пара, образующегося из испарившейся влаги на входе в теплообменник. Степень сухости влажного пара (x) определяется обычным образом, через весовую долю пара в пароводяной смеси.

В соответствии с полученным решением уравнений сохранения степень сухости пара в различных режимах работы эжектора для I его ступени $x < 0,75$. Для второй и третьей ступени $x < 0,09$. Степень сухости пара до и после скачка давления изменяется незначительно. Для образования влажного пара, согласно полученным данным, требуется до 10 % влаги, находящейся на трубках в охладителе в виде капель конденсата.

В результате расчёта установлено, что для всех трех ступеней на входе в охладители эжектора число Маха становится $M > 1$. В качестве примера на рис. 5 приведено число Маха для потока паровоздушной смеси до скачка и за скачком.

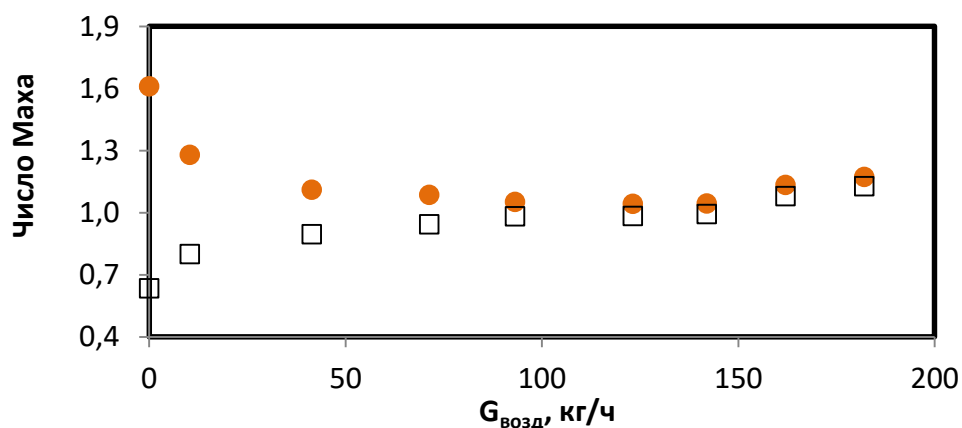


Рис. 5. Число Маха для потока ПВС в промежуточном охладителе I ступени

● Перед скачком □ За скачком

Из графика видно, что скорость потока до скачка превышает скорость звука ($M > 1$), за скачком — скорость дозвуковая. Повышение давления в охладителе может быть реализовано в скачке давлений при торможении сверхзву-

кового потока влажного пара в соответствии с предложенной физико-математической моделью.

Существенное снижение давления в охладителях I и II ступеней может быть связано со значительным газодинамическим сопротивлением. При высокой температуре охлаждающего конденсата пар в охладителе конденсируется неполностью. При этом расход паровоздушной смеси, поступающий через охладитель в следующую ступень, в несколько раз превышает расход воздуха, что приводит к возрастанию газодинамического сопротивления.

Полученные результаты обосновывают необходимость дальнейшего пересмотра и уточнения методики расчета многоступенчатых пароструйных эжекторов в части влияния газодинамических процессов в промежуточном охладителе на давление в последующей за ним ступени.

В главе 5 представлена оценка технико-экономической эффективности применения эжектора для конденсационных установок турбин конденсационного и теплофикационного типов. На рис. 6 представлена ретроспектива (по среднемесячным данным) отклонения фактической величины вакуума в конденсаторе турбины К-200-130 ЛМЗ от нормативного значения. Данные представлены за 2016 г. при работе в составе турбины двух эжекторов ЭП-3-700 и за 2017 г. при работе одного нового эжектора ЭПО-3-80.

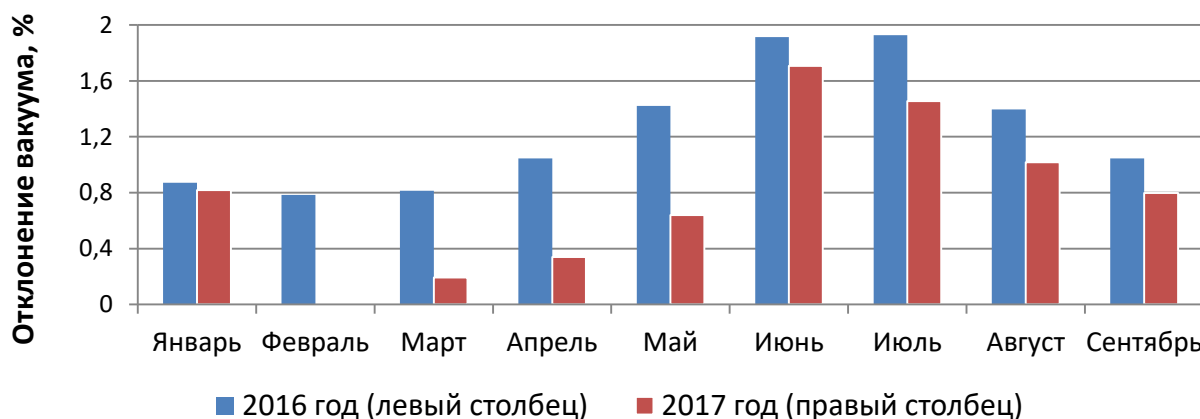


Рис. 6. Ретроспектива отклонения фактического значения вакуума в конденсаторе от нормативной величины

Из графика видно, что превышение нормативного вакуума над фактическим в 2016 г. составило от 0,8 до 1,9 %. При включении в работу эжектора ЭПО-3-80 и отключении штатных серийных эжекторов (2017 г.) отклонение вакуума уменьшилось в среднем на $\Delta V = 0,5$ %, что соответствует выработке турбиной дополнительной мощности $N = 0,87$ МВт. Принимая удельный расход топлива равным $b = 323$ т у.т./кВт-ч, стоимость топлива 3000 руб/т и среднюю наработку турбины 6000 ч / г, полученный экономический эффект составляет более 5 млн руб./г.

Проведён анализ эффективности применения нового эжектора для теплофикационных турбин с минимальным пропуском пара в отсек за регулирующей теплофикационной диафрагмой. Оценка влияния отклонения вакуума в конденсаторе выполнена на основе расчёта турбины Т-250/300-240 УТЗ при работе в теплофикационном режиме с расходом пара в конденсатор 10...80 т/ч. Установлено, что при углублении вакуума на $\Delta V = 0,5 \%$ величина дополнительно вырабатываемой мощности достигает $\Delta N = 378$ кВт, что составляет 0,15 % от общей мощности турбины. Дополнительная выработка мощности соответствует возможному экономическому эффекту примерно 630 тыс. рублей в отопительный сезон.

Проведённые исследования подтверждают целесообразность разработки и реализации новых эжекторов как для конденсационных, так и для теплофикационных паровых турбин.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. По результатам анализа повреждений более чем 500 ПТУ представлено распределение отказов турбин и их технологических подсистем. Установлено, что из всех отказов конденсационных установок, приводящих к останову турбины, 23 % отказов приходится на долю эжекторов. По данным обследования более 100 серийных эжекторов выявлены характерные дефекты, связанные с конструктивными недостатками, условиями эксплуатации и качеством ремонта эжекторов.

2. На основе обобщения результатов промышленных испытаний 34 серийных многоступенчатых пароструйных эжекторов в различных условиях эксплуатации установлено, что рабочие характеристики эжекторов не всегда соответствуют паспортным характеристикам. Это связано как с состоянием самих эжекторов, так и с конкретными условиями, в которых получают рабочие и паспортные характеристики.

3. На основе анализа результатов испытаний (сравнения экспериментальных рабочих и расчетных характеристик), геометрических характеристик 24 типоразмеров серийных многоступенчатых эжекторов установлен ряд закономерностей и связей между геометрическими параметрами эжекторов. Установлено, что для эжекторов с малым значением основного геометрического параметра F^* первой ступени (25...30) «эффективное сечение», в котором скорость инжестируемого потока достигает скорости звука, расположено в средней части конфузора камеры смешения (параметр $\mu = 1,35...1,50$). При этом степени сжатия уменьшаются от первой ступени к последней. У эжекторов с большим значением F^* первой ступени (60...70) «эффективное сечение»

расположено в цилиндрической части камеры смешения или близко к ней (параметр $\mu = 1,0 \dots 1,1$), а степени сжатия увеличиваются от первой ступени к последней. Показано, что разные заводы-изготовители турбин придерживаются различного подхода к разработке эжекторов. Для конденсационных турбин выбирается подход с большим значением основного геометрического параметра эжектора первой ступени, а для теплофикационных — с малым.

4. По результатам численного моделирования газодинамики струйного аппарата эжектора предложено определять зону перехода от первого участка скачков уплотнений ко второму участку как «звуковая труба», в которой скачки уплотнений в рабочем потоке гасятся инжектируемым потоком. Длина «звуковой трубы» связана с осевым положением сопла. Предложено для уточнения методики расчета эжектора принимать постоянными диаметр струи рабочего потока от выходного сечения сопла до цилиндрической части камеры смешения; также принимаются одинаковыми значения статических давлений рабочего и инжектируемого потока в критическом «эффективном сечении».

5. С использованием выбранной базовой методики и результатов проведенных исследований разработана уточнённая методика конструкторского и поверочного расчётов многоступенчатого пароструйного эжектора.

6. На основе уточненной методики расчета и анализа конструктивных особенностей и недостатков серийных эжекторов рассчитан, разработан, изготовлен и установлен на ТЭС новый эжектор ЭПО-3-80 для турбины К-200-130 ЛМЗ с высокими присосами воздуха $G_{\text{возд}} = 120\text{—}130$ кг/ч в ЧНД. Разработана расширенная схема измерений, позволяющая определять в том числе и газодинамическое сопротивление промежуточных охладителей. Рабочая характеристика эжектора сопоставлена с расчётной характеристикой и характеристиками других эжекторов. Показана высокая эффективность нового эжектора.

7. В результате проведенных исследований выявлен газодинамический эффект существенного изменения давления паровоздушной смеси в промежуточных охладителях эжектора. Давление паровоздушной смеси на выходе из охладителей уменьшается по сравнению с давлением на входе в охладитель на величину $\Delta P = 1,0 \dots 4,0$ кПа или увеличивается на величину $\Delta P = 1,0 \dots 8,6$ кПа. Предложена физико-математическая модель, описывающая эффект повышения давления как скачок давления в формируемой на входе в теплообменник двухфазной двухкомпонентной смеси. Полученные результаты обосновывают необходимость дальнейшего уточнения методики расчета многоступенчатых пароструйных эжекторов в части влияния газодинамических процессов в промежуточном охладителе на давление в следующей за ним ступени.

8. Применение нового эжектора позволяет получить существенный технико-экономический эффект при использовании его как в составе конденсационных, так и теплофикационных турбин с повышенными присосами воздуха в вакуумную систему. Максимальный экономический эффект для турбины К-200-130 составляет более 5 млн руб./год. Максимальный расчетный эффект для теплофикационной турбины Т-250/300-240 УТЗ, работающей в режиме с полностью закрытой диафрагмой, составит до 630 тыс. руб. за отопительный период.

9. Перспективы дальнейшей разработки темы диссертационного исследования заключаются в следующем:

- исследование газодинамических процессов в струйных аппаратах эжекторов, направленное на совершенствование параметров функционирования эжекторов;
- уточнение методики расчёта многоступенчатых пароструйных эжекторов в части влияния газодинамических процессов в промежуточных охладителях на давление в следующих за ними ступенях;
- совершенствование конструкций многоступенчатых эжекторов для различных типов турбоустановок и условий эксплуатации.

СПИСОК ОСНОВНЫХ ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ Статьи, опубликованные в рецензируемых научных журналах и изданиях, определенных ВАК

1. Мурманский И.Б. Надежность пароструйных эжекторов турбоустановок / Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Мурманский Б.Е., **Мурманский И.Б.**, Желонкин Н.В. // Научно-технический журнал «Надежность и безопасность энергетики». – 2016. – № 2 (33) – С. 60-64; 0,4 п.л./0,1 п.л.

2. Murmanskii I.B. Increasing the reliability of steam-jet ejectors in power plant turbines / A.Y. Ryabchikov, K.É. Aronson, Y.M. Brodov, B.E. Murmanskii, **I.B. Murmanskii**, N.V. Zhelonkin, S.I. Khaet // Power Technology and Engineering. – 2017. – 50(5) – С. 546-548; 0,3 п.л./0,1 п.л. (Scopus).

3. Murmanskii I.B. Analysis of experimental characteristics of multistage steam-jet ejectors of steam turbines / K.E. Aronson, A.Y. Ryabchikov, Y.M. Brodov, D.V. Brezgin, N.V. Zhelonkin, **I.B. Murmanskii** // Thermal Engineering. – 2017 – 64(2) – С. 104-110; 0,4 п.л./0,1 п.л. (Scopus).

4. Murmanskii I.B. Functioning efficiency of intermediate coolers of multistage steam-jet ejectors of steam turbines / K.E. Aronson, A.Y. Ryabchikov, Y.M. Brodov, N.V. Zhelonkin, **I.B. Murmanskii** // Thermal Engineering. – 2017. – 64(3) – С. 170-175; 0,5 п.л./0,2 п.л. (Scopus).

5. Murmanskii I.B. Ejectors of power plants turbine units efficiency and reliability increasing / K.E. Aronson, A.Yu. Ryabchikov, **I.B. Murmanskii** and others // Journal of Physics Conference. – 2017. – № 891 – UNSP 012249; 0,6 п.л./0,3 п.л.(Scopus, WoS).

6. Murmanskii I.B. Investigation of the effect of pressure increasing in condensing heat-exchanger / **I.B. Murmanskii**, K.E. Aronson, Yu M. Brodov и др. // Journal of Physics Conference Series. – 2017. – № 891 – UNSP 012122; 0,6 п.л./0,2 п.л. (Scopus, WoS).

Патенты и программы

7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2016611885 Российская федерация. Программный комплекс для ЭВМ «Конструкторский и поверочный расчет пароструйных эжекторов» / Аронсон К.Э., **Мурманский И.Б.**, Брезгин Д.В., Рябчиков А.Ю., Чубаров А.А., Бродов Ю.М.; заявитель и патентообладатель Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – №20156185492, заявл. 17.09.2015; зарегистрировано в реестре программ для ЭВМ 12.02.2016.

8. Патент на полезную модель №170935 Российская федерация, МПК F04F5/00. Пароструйный трёхступенчатый эжектор / Бродов Ю.М., Купцов В.К., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., **Мурманский И.Б.**, Желонкин Н.В., Брезгин Д.В.; заявитель и патентообладатель Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – №2016119824; заявл. 23.05.2016; опубл. 15.05.2017, Бюл. 14. – 9 с.

9. Патент на изобретение №2645635 Российская федерация, МПК F04F5/30. Пароструйный трёхступенчатый эжектор / Бродов Ю.М., Купцов В.К., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., **Мурманский И.Б.**, Желонкин Н.В., Брезгин Д.В., Хае́т С.И.; заявитель и патентообладатель Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – № 2016126736; заявл. 04.07.2016; опубл. 26.02.2018, Бюл. 6. – 4 с.

Другие публикации

10. Мурманский И.Б. Надёжность пароструйных эжекторов паротурбинных установок ТЭС / Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., **Мурманский И.Б.**, Хае́т С.И. // Энергетик. – 2016. – № 12 – С. 40-41; 0,4 п.л./0,1 п.л.

11. Мурманский И.Б. Пароструйный эжектор для паровых турбин ПГУ ЗАО «УТЗ» / Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Брезгин Д.В., Желонкин Н.В., **Мурманский И.Б.**, Чубаров А.А. // Академия энергетики. – 2016. – №1(69)– С.30-35;0,4 п.л./0,1 п.л.

12. Murmanskii I.B. Gas dynamics and heat-and-mass transfer in multistage steam jet pumps with intermediate condensers / Brodov Yu.M., Aronson K.E., Ryabchikov A.Yu., Brezgin D.V., **Murmanskii I.B.**, Zhelonkin N.V. // Energy Production and Management in the 21st Century II, vol. 205. – 2016. – С. 105-113; 0,8 п.л./0,3 п.л. (Google scholar).

Учебные пособия

13. Эжекторы конденсационных установок паровых турбин: учеб. пособие / Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Брезгин Д.В., **Мурманский И.Б.** – Екатеринбург: Изд. УрФУ. – 2015. – 131 с.

14. Надежность оборудования паротурбинных установок: учебное пособие / Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Мурманский Б.Е., **Мурманский И.Б.**, Ниренштейн М.А., Новосёлов В.Б., Плотников П.Н., Рябчиков А.Ю. – Екатеринбург: Изд. УрФУ. – 2017. – 144 с.

Также по теме диссертации опубликованы тезисы докладов: 9 тезисов докладов международных конференций, 8 – всероссийских конференций, 2 – региональных конференций.