

На правах рукописи

Скворцов Александр Всеволодович

ПОВЫШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ПУТЁМ
ВПРЫСКА ВОДЫ В ПРОТОЧНУЮ ЧАСТЬ И ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧЕГО
ПРОЦЕССА В КОМПРЕССОРЕ

Специальность 05.04.12.

«Турбомашины и комбинированные турбоустановки»

Автореферат

Диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург - 2010

Работа выполнена в Компании «ИЦ ОАО "ГТ-ТЭЦ ЭНЕРГО» Филиал в г.
Санкт-Петербург

Научный руководитель	доктор технических наук, Ануров Юрий Михайлович.
Официальные оппоненты	доктор технических наук, Зейгарник Юрий Альбертович кандидат технических наук Андреев Константин Дмитриевич
Ведущая организация	ОАО ММП им. В.В. Чернышёва

Защита состоится 22 июня 2010 года в 16-00 на заседании диссертационного совета Д 212.229.06 в ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский Государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, Главное здание, аудитория 215.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ «СПбГПУ».

Автореферат разослан «20» мая 2010 года.

Учёный секретарь

Диссертационного совета Д 212.229.06,
доктор технических наук, профессор

Кортиков Н.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время в связи с уменьшением запасов природного газа, являющегося основным топливом энергетических и газоперекачивающих ГТУ, наблюдается вполне оправданная тенденция к увеличению основных параметров таких установок (КПД, мощность, экология). При этом необходимо принимать во внимание затраты на весь жизненный цикл ГТУ. Здесь можно выделить три основных стадии. *Первая стадия* - это стадия проектирования и изготовления опытного экземпляра установки. На этой стадии для получения заданных параметров установки и максимальных КПД узлов, в частности процесса сжатия, используется оптимизация геометрии венцов и специальная конструкция статора компрессора, кроме этого, в конструкцию может быть заложена возможность впрыска воды для увеличения эффективности работы установки при высоких плюсовых температурах. *Вторая стадия* – это стадия доводки установок. На этой стадии при проведении МВИ подтверждаются параметры установки, заданные в ТЗ. В процессе доводки продолжается процесс совершенствования узлов на более высоком уровне. И здесь также возможно внедрение конструктивных мероприятий. И, наконец, *третья стадия* – процесс эксплуатации двигателя. На работающих двигателях с определённой наработкой, есть проблема, связанная с потерей мощности при больших положительных температурах окружающей среды, когда потери мощности достигают 20% и более. Возврат мощности на этих режимах - организация впрыска воды не только на вход в двигатель, но и в различные сечения по тракту. В настоящее время для энергетических машин определены очень жесткие границы по наличию вредных выбросов. Наиболее сложно обеспечить эти условия на двигателях, находящихся в эксплуатации. Чисто конструктивно вопрос решается заменой камеры и изменением всей системы подачи топлива в КС. Впрыск воды в зависимости от места и режима значительно уменьшает количество вредных выбросов. В частности впрыск воды в количестве 1% от суммарного расхода воздуха через двигатель приводит к уменьшению NO_x примерно на 30%.

Цель работы. Получение простых и эффективных методов улучшения параметров ГТУ (повышение КПД, мощности и снижение вредных выбросов) на всех стадиях ее существования.

Научная новизна диссертационной работы состоит в том, что освоена и апробирована методика и программа расчетов процессов движения и испарения воды в проточной части компрессора. На основании проведенных экспериментальных исследований плоских компрессорных решеток получены более точные выражения для определения угла отставания потока с учетом влияния геометрических параметров. На основе программы расчета течения впрыскиваемой воды, распада на отдельные капли, движения капель и их испарения в потоке воздуха, была определена оптимальная схема впрыска воды в ГТУ. На основе выполненных экспериментальных исследований и проведенного численного эксперимента разработана и апробирована инженерная методика оценки эффективности применения надроторных

устройств с целью оптимизации течения в радиальном зазоре и, соответственно, увеличения эффективности впрыска воды.

Практическая ценность состоит в том, что на базе проведенных расчетов и разработанных рекомендаций по оптимизации впрыска воды в тракт ГТУ, была разработана конструкторская документация, изготовлена материальная часть и проведен эксперимент по впрыску воды в двигатель ГТ-009. В результате эксперимента был подтвержден расчётный эффект.

Достоверность и обоснованность разработанных мероприятий подтверждается проведенными экспериментами по впрыску воды в тракт установки ГТ-009. Полученные экспериментальные данные с высокой степенью достоверности коррелируются с расчетными данными. В плане специальной конструкции статора компрессора (надроторные устройства), был проведен численный эксперимент, в том числе, по визуализации течения в радиальных зазорах двухступенчатого компрессора (с использованием испытаний 5 6 ступени АИ-24 с надроторными устройствами). Обоснованность также подтверждается тем, что предлагаемые изменения в соотношениях получены на базе экспериментальных данных и аналитического исследования уже апробированных методик и программ в этих направлениях.

Апробация работы и публикации. Результаты работы доложены и обсуждены на заседании научно-технического совета ММП им. Чернышева; кафедры ТДУ СПбГПУ; на Международном симпозиуме «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования» С.-Петербург, СПбГПУ, 2007г; на международных научных семинарах «Интерпартнер-ХПИ», Алушта, 2005, 2006, 2007 г; представлены в 14 публикациях.

Автор защищает методику и программу расчетов процессов движения, распыления и испарения впрыскиваемой воды в проточную часть осевого компрессора. Влияния впрыска воды на параметры работы установки в целом. Схему оптимального впрыска воды в тракт установки ГТ-009 с целью повышения ее эффективности. Уточнённые соотношения для определения углов отставания и оптимизации решеток на скоростях обтекания близких к критическим. Методику оценки эффективности различных надроторных устройств.

Личный вклад автора. Все работы проведенные в рамках настоящих исследований – разработка, адаптация и внедрение представленных методик, алгоритмов и программ, подготовка, проведение и обработка результатов, а так же проведение аналитических и расчетно-экспериментальных исследований, написание статей, оформление патентов – выполнены диссертантом лично.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, перечня основных сокращений и обозначений, пяти глав, заключения, списка литературы, иллюстраций и трех приложений. Работа изложена на 149 листах машинописного текста, содержит 13 таблиц и 71 рисунок. Общий объем диссертации составляет 173 листа формата А4.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, определен предмет исследований и представлена общая характеристика работы.

В первой главе приводятся сведения об использовании впрыска воды в ГТУ, в России и за рубежом. В первых установках в воздухозаборной камере размещалось устройство “OMERQOOL”, состоящее из двух слоев синтетической, объемной ткани между которыми протекала вода. Воздух, проходя через волокна ткани, испарял воду и охлаждался. Позднее, с 1975 по 1980 год, в РФ разрабатывались водоиспарительные устройства для охлаждения циклового воздуха перед компрессором ГТУ, построенные на другом принципе. Здесь, в поток воздуха через центробежные форсунки впрыскивалась неподготовленная исходная вода. В 1989–1990 гг. были выполнены работы по охлаждению воздуха на входе в компрессор, работающий в технологическом цикле получения аммиака. Внедренные устройства позволяли снижать температуру воздуха с 40°C до 28°C при температуре полного насыщения воздуха $t_{\text{н}}=23^{\circ}\text{C}$. В отличие от предыдущих опытов, использовались специально разработанные пневматические форсунки, дающие значительно более мелкий распыл воды. В период с 2001 г. по 2008 г. ФГУП ММПП «Салют» совместно с ФГУП ЦИАМ и НПО ЦКТИ был проведен цикл работ по данному вопросу. В частности, был исследован впрыск в компрессор двигателя МЭС-60. Предложена оригинальная методика определения эффективного КПД компрессора, работающего на увлажнённом воздухе. Принятая к использованию формула имеет вид:

$$\eta_{\text{го}} = \frac{R_{\text{м}} (\pi_{\text{е.ае}}^{\frac{\epsilon-1}{\epsilon}} - 1)_{\text{ае}} \cdot (G_{\text{о}})_{\text{ае}}}{(Q_{\text{е}} - 1)_{\text{н}} \cdot (G_{\text{о}})_{\text{н}}}$$

в этих работах, характеристики машины получены дорогостоящим экспериментальным путем, без предварительного моделирования двухфазного течения в проточной части. Не рассматривались особенности рабочего процесса при впрыске воды, и в частности, устойчивость лопаток компрессора к эрозионной и вибрационной опасности. Интенсивные работы по использованию впрыска воды в компрессор для улучшения параметров работы ГТУ за рубежом начались с 1995 года. Основные исследования в этом направлении проводились фирмами Hitachi и Siemens. Имеются сообщения о подобных работах на фирме General Electric, в Китае и др. Во многих работах подробно сообщается о результатах всестороннего изучения параметров ГТУ 501-DSA, Frame 7E, 7FA, Fg6B, LM 6000 и др. при впрыске воды, а также, о новых схемах и конструкциях водораспыливающих устройств. При этом установлено, что подача воды в количестве $\approx 0,7-1,2\%$, в среднем, приводит к росту мощности установки на 10-15%, КПД - на 1-3% и снижает на 20-40% выбросы оксидов азота. Существенный вклад в развитие расчетно-теоретических методов и физических исследований процесса сжатия в осевом компрессоре ГТУ внесен учеными Санкт-Петербургского Государственного Политехнического Университета (ЛПИ), Национального аэрокосмического университета (ХАИ) и отечественными производителями газовых турбин – ЛМЗ, НЗЛ, ГП НПКС «Зоря-Машпроект» и УТМЗ. Проведен обзор материалов по совершенствованию процесса сжатия в ГТУ за счёт оптимизации обтекания решёток профилей и

течения в радиальном зазоре, на базе специальной обработки корпуса компрессора при выполнении НУ. На рисунке 1 представлена обобщённая характеристика решётки, на которой обозначен интервал режима работы решётки по углу атаки. При использовании обобщенных зависимостей, в качестве оптимального из известных режимов многими авторами принят режим, при котором КПД решетки достигает максимального значения.

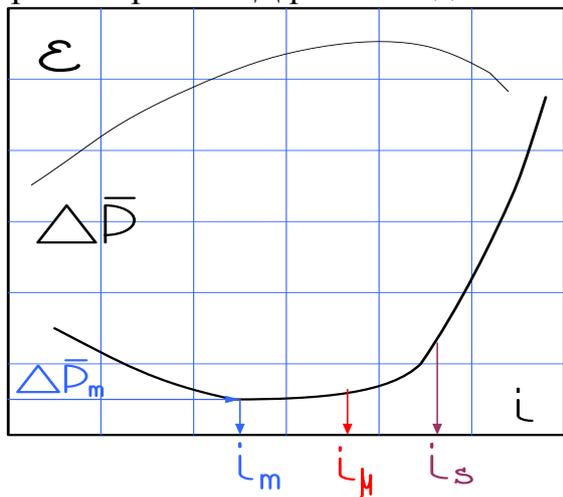


Рисунок 1 – обобщённая характеристика плоской решетки, зависимость потерь в решётке от угла атаки

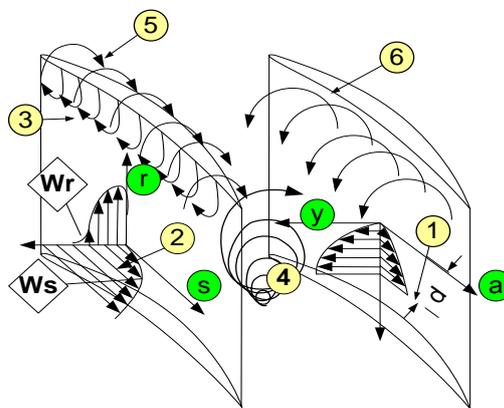


Рисунок 2 – течения в решётке профилей, 1-торцевой погранслои, 2-профильный, 3-соскабливающий эффект, 4-парный вихрь, 5-перетекание в зазоре, 6-вторичные течения

В работе С.А. Довжика, например, этот режим является номинальным и используется для построения обобщенных зависимостей. Расчеты показали, что при номинальном угле атаки i^* коэффициент уменьшения циркуляции k_r близок к своему максимальному значению. При этом, коэффициент профильного сопротивления незначительно выше своей минимальной величины. Угол отставания потока определяется вязкостью. Вязкость в наиболее общем виде определяется коэффициентом падения циркуляции:
$$K_r = \frac{C_v}{C_{vнд}} \approx \frac{\text{tg}\alpha_1 - \text{tg}\alpha_2}{\text{tg}\alpha_1 - \text{tg}\alpha_{2bl}}$$

экспериментальные данные, схематично представленные на рисунке 2, полученные Кампсти, Курамару и др., по результатам термоанемометрирования потока внутри решётки. Из этих данных следует, что при больших радиальных зазорах поперечное перетекание потока через зазор, связанное с образованием вихревого шнура, оказывает определяющее воздействие на развитие пограничного слоя на корпусе. Термоанемометрирование потока также позволило выявить достаточно мощный вихревой шнур, возникающий вследствие свертывания потока при перетекании через радиальный зазор. Интенсивное вихревое движение приводит к появлению местного обратного течения в осевом направлении, что вызывает сильное падение давления в области радиального зазора. Незымом В.Ю. и др. была сделана первая попытка построить инженерную методику оценки повышения КПД компрессорных ступеней с помощью надроторных устройств. Модель основана на статистическом подходе с использованием метода подобия при анализе

уравнений пространственного пограничного слоя в безразмерной форме. Рассмотрена постановка НУ, в виде кольцевых проточек разной глубины и шага. Во второй главе рассмотрены вопросы влияния впрыска воды в воздушный тракт компрессоров современных газотурбинных установок малой и средней мощности. Указанные установки характеризуются наличием регенератора в тепловой. Требуемые исследования для установок такого класса выполнены автором на примере широко распространенной стационарной газотурбинной установки ГТ-009, производимой «Энергомаш (ЮК) Лимитед». Были рассмотрены и проанализированы процессы движения, и испарения воды в проточной части компрессора. Отработан комплекс программ, позволяющий выполнять расчеты этих процессов. Расчеты выполнялись для следующих случаев впрыска воды: различных количеств воды $G_{впр}$ (в процентах от массового расхода воздуха через компрессор); перед различными ступенями компрессора; каплей размерами от 5 мкм и более; при разной относительной высоте смоченной части лопаток $H_m = 0,5...0,9$ в сечении впрыска. Высота считается от втулочных сечений лопаток. Процесс испарения представлен на рисунке 3.

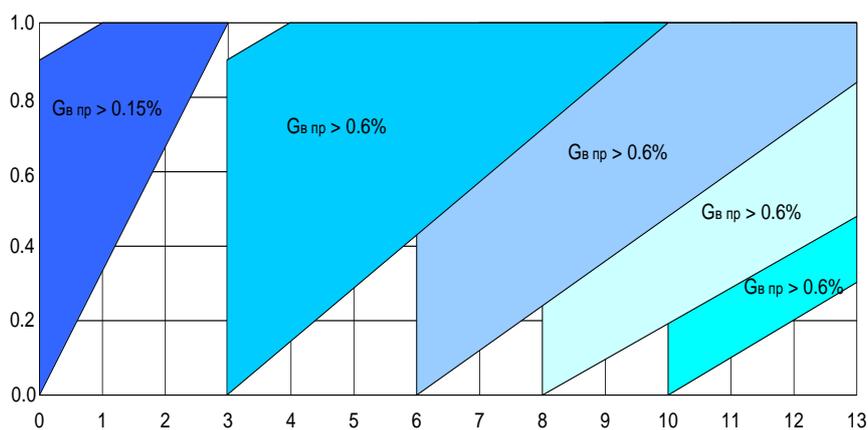


Рисунок 3 – Процесс испарения в компрессоре, в зависимости от ступени впрыска (ордината - относительная высота тракта, абсцисса - ступень впрыска), $G_{впр}$ – относительный расход впрыскиваемой воды в %

При расчёте впрыска воды размер каплей определялся в зависимости от скорости и плотности воздуха в месте впрыска в проточную часть компрессора. Эти диаметры каплей изменялись в пределах 30...50 мкм. Впрыск воды на вход в компрессор характеризуется тем, что сепарация каплей на корпус весьма значительна – практически вся влага после РК второй ступени оказывается на внутренней поверхности корпуса компрессора. Сепарация происходит в основном в осевом зазоре после РК. При впрыске воды в количестве до 0,1%, процесс испарения заканчивается на поверхности корпуса в пределах лопаточного аппарата. При впрыске 0,05% - процесс испарения заканчивается на 8 ступени. При впрыске воды перед третьей ступенью – из-за увеличения плотности воздуха степень сепарации каплей на корпус компрессора снижается, и уменьшаются размеры каплей, образующихся после дробления пленки с выходных кромок лопаток. Размеры каплей в потоке находятся в пределах 47...36 мкм. В этом случае капли в большей степени движутся вместе с потоком воздуха. Полная сепарация каплей на корпус происходит через 6 ступеней. Количество испарившейся влаги вдоль лопаточного тракта примерно 0,46%. Оно сравнительно мало зависит от количества впрыскиваемой воды, так как

испарение происходит со смоченных поверхностей проточной части. Если $G_{\text{впр}} > 0,46\%$, то часть влаги в виде пленки на корпусе компрессора испаряется за лопаточным трактом. При впрыске воды перед 6-ой ступенью сепарация капель происходит на лопатки компрессора. В связи с увеличением плотности потока воздуха уменьшается степень сепарации капель на корпус. Например, при высоте смачиваемости в месте впрыска $H_m = 0,9$ и $G_{\text{впр}} = 0,8\%$, на выходе из компрессора $H_m = 0,37$. Значительно увеличивается и интенсивность испарения воды в пределах тракта компрессора - количество испарившейся воды находится на уровне $0,7\%$. При впрыске воды перед 8-ой ступенью, также основная доля сепарации капель воды происходит на лопатки компрессора. Если впрыскивается воды больше $0,6\%$, то вода не успевает полностью испариться в пределах тракта компрессора. Рассмотрены теоретические предпосылки процессов, происходящих при впрыске воды в газоздушный тракт газотурбинной установки. В работе представлена методика и программа расчёта течения и образования групп капель, их сепарации и испарения. Базой для исходных данных является 2D расчет по известной геометрии проточной части компрессора, определяются параметры потока воздуха и характеристики ступеней. В числе параметров потока воздуха для каждого венца являются - давление, температура, углы входа и выхода из лопаточных венцов. По данным 2D расчёта определяются параметры капель воды при впрыске, их состояние и количество, диаметры, начальные скорости и температуры. Определяются координаты и скорости капель в осевом, окружном и радиальном направлениях, сепарация их на лопатки и корпус компрессора, количество испарившейся воды, в том числе с поверхности капель. В 2D расчёт автором были внесены коррекции в соотношения для определения углов отставания потока и определения характеристик решёток на режимах околоскритического обтекания. В основу определения этих параметров была положена теория плоских решёток, предложенная Блохом, Святогоровым, Комаровым. За исходную структуру формулы угла отставания потока σ_p взято соотношение, в котором добавлен автором параметр $\Delta\sigma_{\text{кр}}$ - влияние закрутки пера лопатки по высоте и уточнено соотношение для угла отставания на режиме максимального качества σ_{μ} :

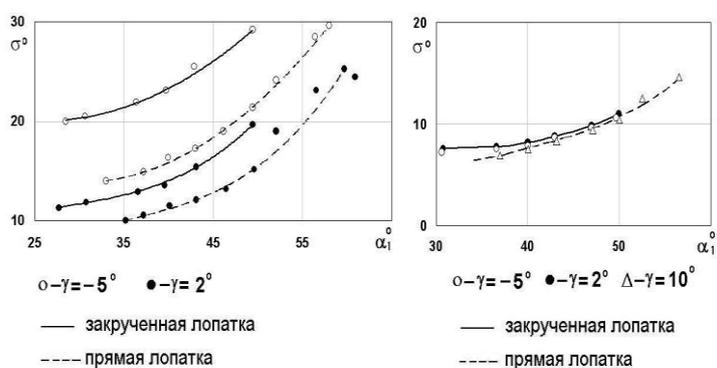
$$\sigma_p = \sigma_{\mu} + \Delta\sigma_{\text{Ca}} + \Delta\sigma_i + \Delta\sigma_h + \Delta\sigma_{\text{кр}}.$$


Рисунок 4 - Изменение угла отставания σ в зависимости от угла α_1 в сечениях $\Delta h = 15$ мм (а)

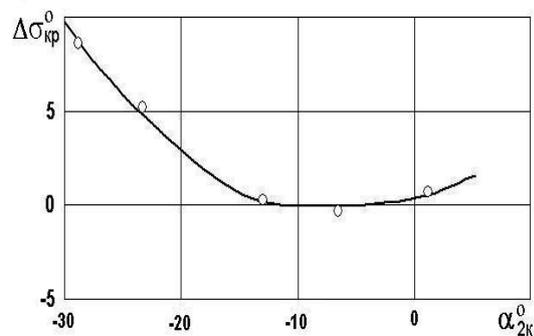


Рисунок 5 - Изменение $\Delta\sigma_{\text{кр}}$ в зависимости от α_{2k} в сечении

и $\Delta h = 80$ мм (б)

$\Delta h = 15$ ммσ

Полученные экспериментальные характеристики прямых компрессорных решеток строились в виде зависимостей, представленных на рисунке 4. Значения углов отставания потока сравнивались с аналогичными значениями, полученными при продувках прямых решеток с постоянным углом установки профилей по высоте лопатки. На рисунке 5 показана полученная в исследованных решетках зависимость влияния величины изменения конструктивного угла выхода из решетки на увеличение отставания потока в решетке ($\Delta\sigma_{кр}$). В конечном результате, было получено соотношение для определения добавки к углу отставания в зависимости от закрутки пера лопатки:

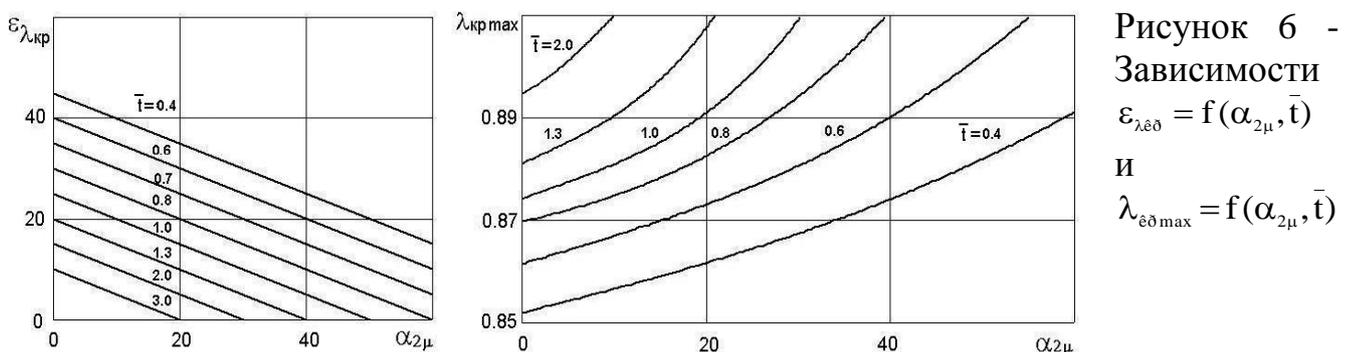
$$\Delta\sigma_{кр} = 3 \cdot \left(\frac{\Delta\alpha_{вт}}{100} \cdot \Delta\bar{\Gamma}_{вт} \right). \text{ На базе экспериментальных характеристик продувок}$$

плоских решёток были уточнены соотношения для угла отставания потока на режиме максимального качества, учитывающие влияние максимальной толщины профиля и густоты решётки при низких её значениях.

$$\sigma_{\mu} = \left(0,21 \cdot \bar{t}^{-2/3} + 0,125 \frac{\alpha_{2\mu}}{100} \right) \cdot \theta + \Delta\sigma_c + \Delta\sigma_{\tau} \cdot \theta, \text{ где } \alpha_2 = \alpha_1 - \theta; \alpha_1 = \alpha_{1max} - \theta; \theta = \frac{\alpha_{1max} - \alpha_2}{4}$$

Автором разработана программа и методика оптимизации обтекания решетки на режиме близкому к критическому. Этому режиму соответствует условие $\lambda_{кр,г} = \lambda_{кр,i}$ (равенство критических скоростей, определяемых течением в горле решётки и углами атаки на входе в решётку). А также угол входа потока в решётку - α_{1max} .

В результате обобщений, на основе экспериментальных характеристик плоских решёток, получены зависимости, для поворота потока в решетке (ϵ), угла выхода потока (α_2) и относительного шага, для случая максимально возможных критических скоростей, при режимах $\alpha_1 \approx \alpha_{1\mu}$ и запасе по диффузорному отрыву $\Delta\alpha = 2-4^\circ$. Эту зависимость отражают графики на рисунке 6.



В третьей главе представлены результаты расчетов по разработанной методике. На рисунках 8 и 9 иллюстрируются эти зависимости. Эффективность впрыска воды перед компрессором незначительна, что связано с малым количеством испарившейся воды. Этот впрыск можно применять в количестве до 0,05%. Относительный прирост КПД компрессора - 0,4%, установки - 0,05%, а мощности на 1,2%. Впрыск в следующие ступени оказывает большее влияние на параметры ГТУ в целом. Впрыск в третью ступень увеличивает расход воздуха

через ГТУ на 0,55%, сжатие в компрессоре на - 1,1%, КПД компрессора - на 1,36%, КПД установки – на 1,5%, мощности – на 4,2%. Впрыск воды в 6 и 8 ступени менее эффективен вследствие смещения процесса испарения к выходу из компрессора.

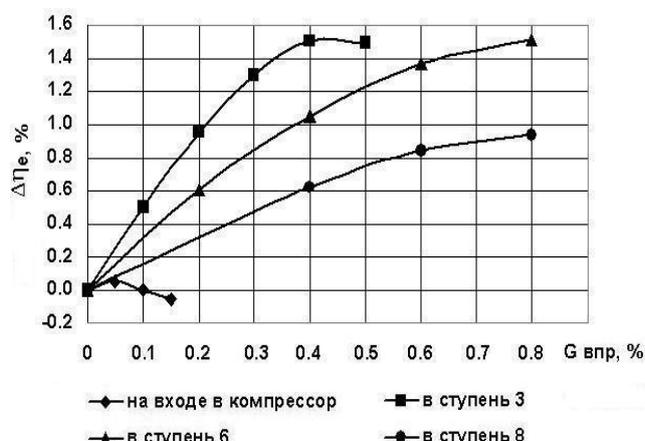


Рисунок 7 - Относительное изменение эффективного КПД установки в зависимости от расхода впрыскиваемой воды. $T_{н.в.} = 15^{\circ}\text{C}$

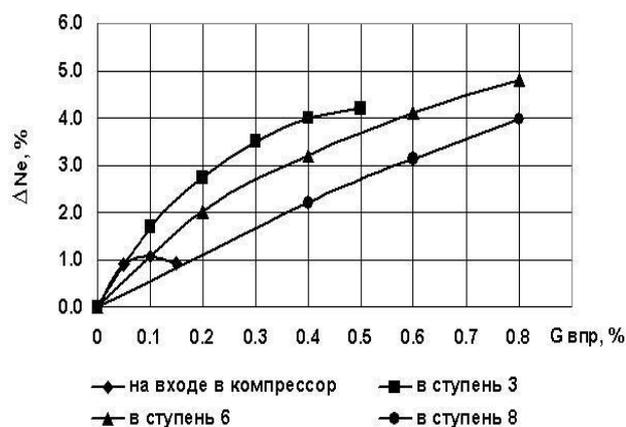


Рисунок 8 - Относительное изменение эффективной мощности установки в зависимости от расхода впрыскиваемой воды. $T_{н.в.} = 15^{\circ}\text{C}$

В целом, наибольший прирост КПД и мощности установки связан с предельным количеством, испарившейся воды в проточной части компрессора. Влияние температуры наружного воздуха (t_n) на параметры установки заметно, в основном, только при впрыске в первые ступени компрессора.

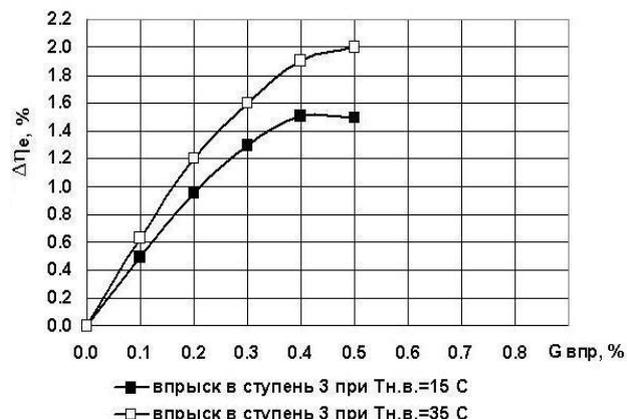


Рисунок 9 - Влияние температуры наружного воздуха на относительное изменение эффективного КПД установки.

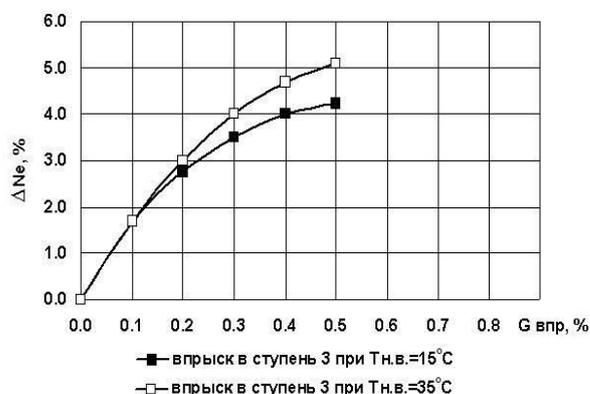


Рисунок 10 - Влияние температуры наружного воздуха на относительное изменение эффективной мощности установки

Например, на рисунках 9 и 10, при впрыске в 3 ступень от t_n от 15°C до 35°C максимальный прирост КПД компрессора увеличивается с 1,36% до 1,55%. В целом КПД установки возрастает с 1,5% до 2%, а мощность – с 4,2% до 5%. Впрыск воды за компрессором влечёт уменьшение расхода воздуха, увеличение степени повышения давления компрессора и, как следствие, снижение коэффициента запаса по помпажу компрессора. Однако количественно запасы

по помпажу компрессора уменьшаются сравнительно мало. Рассмотрение возможностей этого впрыска было оценено при условии, что вся вводимая вода полностью испаряется до регенератора. Результаты оценки влияния впрыска на экологические характеристики установки ГТ-009. На рисунках 11 и 12 представлены изменение выбросов окислов азота от температуры и паросодержания воздуха на входе в камеру сгорания.

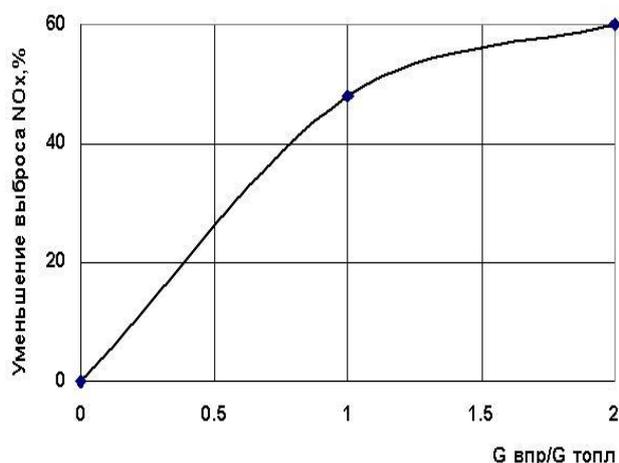


Рисунок 11 - Уменьшение выброса NO_x при впрыске воды в воздух, поступающий в камеру сгорания

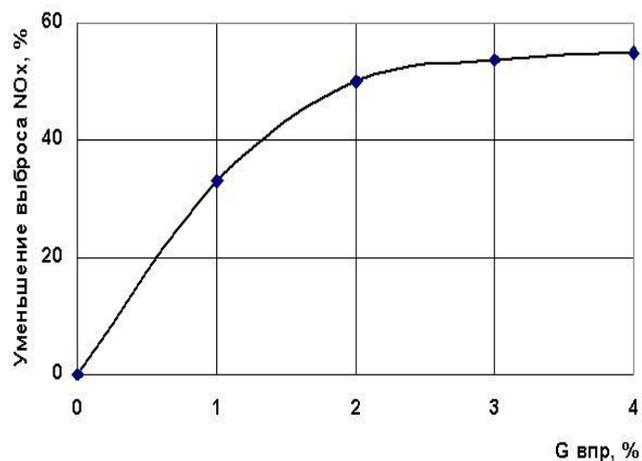


Рисунок 12 - Относительное снижение NO_x установки ГТ-009 с впрыском воды в проточную часть компрессора

Впрыск воды в суммарном количестве до 2% значительно (примерно вдвое) уменьшает содержание NO_x в выхлопных газах. Дальнейшее увеличение количества впрыскиваемой воды незначительно снижает NO_x. Так увеличение количества впрыскиваемой воды с 2 до 4 % дополнительно уменьшает количество образующихся окислов азота всего на 5 %. Это определено экспоненциальной зависимостью NO_x от температуры и паросодержания воздуха, поступающего в камеру сгорания. Для анализа эрозионной опасности лопаток компрессора установки ГТ-009 при впрыске воды, использовалась методика, применяемая для определения эрозионных характеристик влажно-паровых ступеней турбин. Оценка эрозионной опасности выполнялась из условия равномерного ввода впрыскиваемой воды по высоте лопаток. Наиболее эрозионно-опасными являются периферийные сечения рабочих лопаток. Вибрационная опасность возникает в месте ввода воды из-за периодического ее воздействия на рабочие лопатки компрессора. Частота воздействия равна произведению частоты вращения ротора компрессора на количество вводов воды по окружности. Величина воздействия определяется импульсным воздействием капель при столкновении их с лопатками, то есть произведением массы воды на скорость капель в относительном движении. Изгибные напряжения в корневых сечениях лопаток данного компрессора имеют многократный запас прочности. Полученные значения роста напряжений в рабочих лопатках при впрыске существенно меньше допустимых, что

гарантирует отсутствие вибрационной опасности. Показано также, что при определённой очистке впрыскиваемой воды, отложения солей на лопатках турбины, отсутствуют. В частности, содержание кремниевой кислоты (в пересчете на SiO_2) и содержание Na^+ не должно превышать $0,1 \text{ мг/дм}^3$.

В четвёртой главе по результатам исследований, был сделан вывод о том, что получение заметных результатов от применения впрыска возможно при одновременном вводе воды в различные сечения проточной части компрессора и за ним. Используется разное влияния сечений впрыска воды на параметры ГТУ. Возникает возможность оптимального впрыска. На рисунке 13 представлены зависимости относительного прироста КПД компрессора от количества впрыскиваемой воды $[(d\eta_k/dG_{\text{впр}})=f(G_{\text{впр}})]$ для каждого сечения впрыска воды.

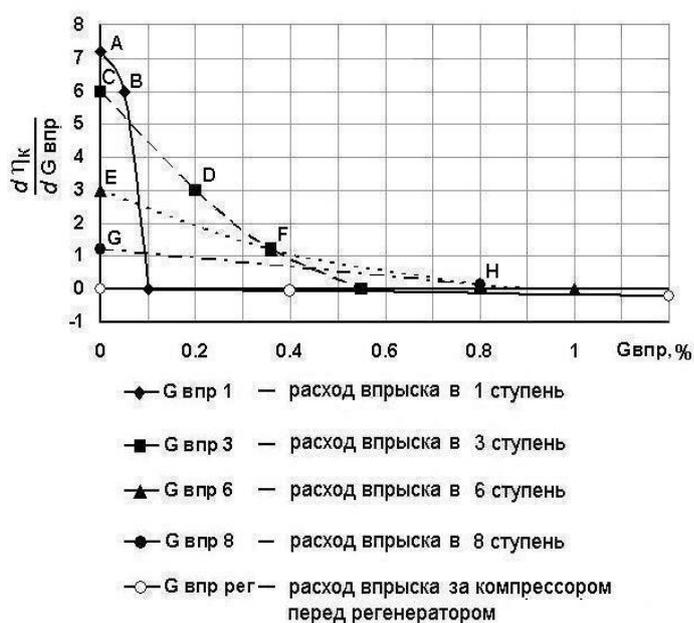


Рисунок 13 - Производная от КПД компрессора по количеству впрыскиваемой воды в зависимости от расхода воды и мест впрыска

Рисунок 14 - Оптимальное распределение впрыска воды в различные ступени компрессора

Характерно, что производные кривых для сечений впрыска, расположенных в первой половине компрессора, имеют большие значения, но быстрее убывают с ростом $G_{\text{впр}}$. Таким образом, по мере роста $G_{\text{впр}}$, впрыск осуществлялся в том сечении и в том количестве, при котором величина производной наибольшая. Если величина производной в следующем сечении оказывается выше, то в предыдущем сечении впрыск сохраняется и добавляется впрыск в новом сечении, имеющем большее значение производной. Так (рисунок 14), впрыск воды перед компрессором целесообразно осуществлять в количестве до $0,05\%$ (интервал от А до В на кривой для $G_{\text{впр}1}$). Впрыск воды в 3 ступень в количестве $0,5\%$ (участок CD на кривой для $G_{\text{впр}3}$). Аналогично используются участки EF и GH на кривых $G_{\text{впр}6}$ и $G_{\text{впр}8}$. За компрессором используется впрыск воды до регенератора (кривая $G_{\text{впр.рег}}$). Очевидно, эффективность влияния впрыска воды в

последние ступени уменьшается из-за не завершения процесса испарения в компрессоре. Решением может быть увеличение площади испарения в выходных ступенях. В связи с этим были рассмотрены надроторные устройства над рабочими колёсами, и их влияние на оптимизацию течения в радиальном зазоре. В итоге была разработана методика количественной оценки влияния надроторных устройств на КПД компрессора. Автором расчетные соотношения строились следующим образом. Число основных единиц измерения $k = 4$: метр, секунда, килограмм и Кельвин. Использовалась система уравнений Навье-Стокса (1) для пространственного вязкого течения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} + C \cdot \nabla \cdot \rho + \rho \nabla \cdot C &= 0, \\ \frac{\partial C}{\partial t} + (C \cdot \nabla) \cdot C &= F - \frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{\nu}{3} \nabla \cdot (\nabla \cdot C) + \nu \cdot (\nabla \cdot \nabla) \cdot C, \\ \rho \cdot C \cdot \left(\frac{\partial C}{\partial t} + C \cdot \nabla T \right) + P \nabla \cdot C &= \mu \cdot D + \nabla \cdot \lambda \nabla T, \\ P &= \rho RT. \end{aligned} \right\} (1)$$

Для подобия процессов в лопаточных машинах согласно π -теореме надо образовать $n - k = 15$ безразмерных комплексов: b/t , $\bar{a} = \ell/b$, $h = h/b$, k/b – геометрические параметры решетки; C_{al} , M_w , $\dot{y} = \gamma/h$ – параметры потока по высоте решётки; k , Re , $Re_{\Delta r}$, ε , Ro , Ro_w , Eu – параметры рабочего тела

Эффективность применения надроторных устройств по КПД по сравнению с гладким корпусом оценивалась параметром $\delta \eta_{ад, макс}^*$. В результате проведенных исследований получены следующие уравнения для сплошной кольцевой (2) проточки и для многорядной проточки (3). Где неравномерность потока на входе в компрессор определяется по (4).

$$\left. \begin{aligned} \delta \eta &= \left[18,12 \frac{E_U \bar{\gamma}_{i\alpha 0}}{(b/t) \bar{h} \bar{\alpha}} \cdot \frac{\Delta_r / b}{\bar{h}} - 0,06362 \frac{E_U \bar{\gamma}_{i\alpha 0}}{(b/t) \bar{h}} - 12,35 \left(\frac{\Delta_r / b}{\bar{h}} \right)^2 - 0,01372 \right] 100\% \quad (2) \\ \delta \eta &= \left[11,16 \frac{E_U \bar{\gamma}_{i\alpha 0}}{(b/t) \bar{h} \bar{\alpha}} \cdot \frac{\Delta_r / b}{\bar{h}} + 0,1795 \frac{E_U \bar{\gamma}_{i\alpha 0}}{(b/t) \bar{h}} - 10,01 \left(\frac{\Delta_r / b}{\bar{h}} \right)^2 - 0,01847 \right] 100\% \quad (3) \end{aligned} \right\} (4)$$

Проверка значимости полученных уравнений регрессии по критерию Фишера показывает, что они адекватно описывают результаты эксперимента при уровне не совпадения 5%. В настоящее время в отечественной практике проектирования турбомашин применяются различные 3-D программные комплексы CFD (CFX ANSYS, FlowER, Star-CD, Task Flow, Fluent и др.). Несмотря на наметившийся успех в их использовании, существует неоднозначность в решении прямых задач. Именно в этом смысле двумерные пакеты проектирования играют исключительно важную роль в САПР элементов двигателя: необходимо задаться некоторым начальным приближением, от качества которого зависит время и стоимость всего цикла проектирования, возможности вычислительной техники не всегда позволяют оперативно использовать трехмерные модели течения вязкого газа. Методика позволяет, не прибегая к трудоемким расчетам, с помощью 2D пакета, определить группу ступеней, в которых возможно повышение КПД за счет постановки СКП и/или МКП. Был проведен анализ эффективности компрессоров авиационного двигателя ДЭМ-518,

спроектированного на фирме Энергомаш«ЮК»Лимитед. В частности, были исследованы компрессора СД и ВД, с точки зрения возможности постановки в них надроторных устройств лабиринтного типа. Основные параметры КСД и КВД приведены в таблице 4. Таблица 4 – Параметры КСД и КВД.

№т	КСД					КВД						
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	6	7
π^*_c	1,31	1,33	1,33	1,33	1,3	1,3	1,3	1,24	1,22	1,19	1,17	1,17
\bar{H}_r	0,2	0,2	0,3	0,33	0,351	0,323	0,31	0,306	0,305	0,284	0,269	0,267

На рисунке 15 показан продольный разрез двигателя ДЭМ-518. Показаны компрессора СД и ВД, а также схемы надроторных устройств, которые были предложены для внедрения в их конструкцию.

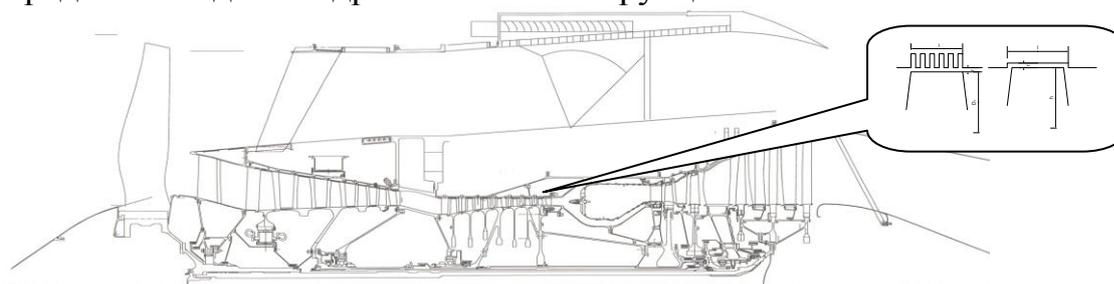


Рисунок 15 –Двигателя ДЭМ-518, компрессора СД иВД, надроторные устройства.

По проведенным расчёта эффект по повышению КПД процесса сжатия был получен при постановке надроторных устройств над последними тремя ступенями КВД. С целью апробации предлагаемой методики был проведен численный эксперимент на базе двухступенчатого осевого компрессора (5и 6 ст. о.к. АИ-24). Относительный диаметр втулки на входе в компрессор составляет $\bar{d}_a = 0,775$. Использовался 3-D пакет CFX ANSYS, который позволил для выбранного варианта НУ получить пространственные формы движения потока у стенки компрессора. Построение сеток вокруг лопаток различных венцов в проточной части ступени вентилятора проводилось с помощью программы CFX Turbo Grid, позволяющей создавать многоблочную O-сетку около поверхности лопаток и многоблочную H-сетку в межлопаточном канале, областях вверх и вниз по течению. В результате были получены рекомендации по установке надроторных устройств, в частности, в определённых случаях о необходимости их чередования. Таким образом показано, что использование надроторных устройств даёт повышение КПД компрессора. И, кроме того, увеличивает площадь испарения впрыскиваемой воды над последними ступенями.

В пятой главе рассматривалась возможность впрыска воды в тракт установки ГТ-009 и конструктивное его исполнение. Рассматривалось несколько вариантов впрыска воды в тракт компрессора, однако был выбран следующий: вариант ввода воды через отверстия в трубках, установленных за стойками перед лопаточным аппаратом, представляется наиболее предпочтительным. Подводящая трубка имеет внутренний диаметр 10 мм. Для истечения воды в поток воздуха она имеет 8 отверстий диаметром 2,2 мм, равномерно

распределенных по высоте лопаток. Скорость истечения воды в поток воздуха принята равной 8,7 м/с для того, чтобы расходы воды через верхние и нижние отверстия отличались мало. Требуемое давление воды 1,5 бар. Диаметры капель, образующихся после распыла воды потоком воздуха, равны 40 мкм, их скорости перед ВНА – 143...145 м/с. Учитывая результаты рассмотрения оптимального впрыска воды и конструктивные особенности корпуса компрессора данной установки, для реализации впрыска был выбран ввод воды в НА-5. Расчеты, выполненные автором, показали, что рекомендуемое количество впрыскиваемой воды в этом случае по отношению к расходу воздуха равно $G_{впр} = 0,5\%$ (0,25 кг/с). В месте впрыска скорость воздуха равна примерно 200 м/с, давление - 2,5 бар, температура – 127°С. Весьма перспективным представляется ввод воды с помощью отверстий в теле лопаток НА-5. Вода из подводящего трубопровода попадает в отверстие, расположенное вдоль по высоте лопатки. Затем вода через отверстие вводится в поток воздуха со стороны спинки профиля лопатки. Всего используется 6 таких лопаток. Для обеспечения равномерного распределения впрыскиваемой воды по высоте проточной части компрессора отверстия в этих лопатках выполнены на разных высотах. Скорость истечения воды в поток воздуха принята равной 8 м/с для того, чтобы расходы воды через верхние и нижние отверстия отличались незначительно. Гидравлическое сопротивление тракта ввода воды равно 1,75 бар. Требуемое давление воды с учётом давления воздуха в этом месте должно быть равно 4,25 бар. Диаметры капель, образующихся после распыла воды потоком воздуха, равны 35 мкм, их скорости за НА-5 мало отличаются от скорости потока воздуха. Основными элементами схемы являются емкость для впрыскиваемой воды и насос для создания требуемого давления. Насос должен обеспечивать подачу воды в количестве до 0,5 т/ч с давлением до 120...150 бар. После насоса вода должна пройти через сетчатый фильтр для очистки её от твердых частиц. Далее вода проходит через отсечной клапан, связанный с блокировками установки; назначение этого клапана – прекращение подачи воды в случае остановки ГТ-009. После этого вода через запорную и регулирующую арматуру, а также расходомеры подводится к коллекторам раздачи её к устройствам для впрыска. С использованием имеющейся аппаратуры (установка для промывки двигателя) в Белгороде был проведен эксперимент по впрыску воды на вход в двигатель. Использовалась вода из магистрали. Впрыск был осуществлен в количестве 0,36кг/с, что составляет 0,72% от суммарного расхода через двигатель. В результате эксперимента в чистом виде не удалось определить влияние впрыска на увеличение КПД установки, так как основное изменение КПД установки было за счёт промывки. Однако, уменьшение количества вредных выбросов было оценено с достаточной степенью точности. В таблице 6 представлены результаты испытаний по замеру вредных выбросов в сравнении с расчётом. На Барнаульской станции был проведен эксперимент по впрыску воды в тракт двигателя через лопатки 5 направляющего аппарата. Была изготовлена материальная часть и установлена на двигатель. Результаты эксперимента в сравнении с расчётными данными представлены в таблице 7. Анализ показывает хорошую корреляцию расчётных и экспериментальных данных.

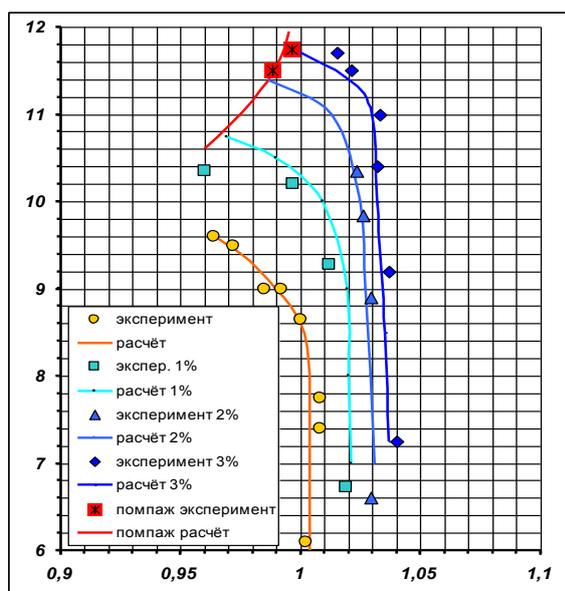


Таблица 6. Испытания в Белгороде

Впрыск воды на вход в двигатель

Белгород	эксперимент	расчёт
NOx	19,2%	23%

Таблица 7. Испытания в Барнауле

Впрыск воды в лопатки 5 НА

Барнаул	$\Delta G_{\text{впр}}$	ΔN_e	$\Delta \eta_e$	ΔG_T
Эксперимент(%)	0,6	5,3	3,0	-0,48
расчёт	0,6%	6,0%	3,5%	-0,5%

Рисунок 16. Характеристика компрессора ГТЭ-150 с впрыском воды в 9 на, - 0%, - 1%, - 2%, - 3%.

Также представленная методика была апробирована на результатах испытаний компрессора газотурбинной установки ГТЭ-150. Испытание работы компрессора с впрыском воды производилось в 1988 году на компрессорном стенде ЦКТИ. Испытывалась модель компрессора, выполненная в масштабе 1:4. Впрыск производился в компрессор через лопатки 9 НА в различных количествах. На рисунке 16 представлена характеристика компрессора, где на экспериментальные точки нанесены расчётные кривые. В итоге получена хорошая сходимость.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ:

В диссертации изложены результаты разработок для решения важной прикладной задачи - увеличения параметров ГТУ в процессе всего жизненного цикла. Это обеспечивается впрыском воды в проточную часть установки и применением специальной конструкции – надроторные устройства, повышающие эффект от впрыска воды в выходные ступени. В процессе исследований по данному направлению решен ряд теоретических, экспериментальных и практических:

- Разработаны мероприятия по оптимальному впрыску воды в компрессор турбины ГТ-009 (повышен КПД установки на 3,6%, мощность на 5,3% и снижены выбросы вредных фракций на 19,2%), также предложены мероприятия по установке надроторных устройств в компрессорах СД и ВД двигателя ДЭМ-518 (повышен КПД на 0,67%),
- Разработана методика расчёта течения и испарения воды вдоль тракта компрессора при впрыске воды в ГТУ.
- Разработана методика определения оптимальных расходных характеристик, конструкции и расположения системы впрыска воды по тракту двигателя.

- На базе продувок и в результате численного анализа экспериментальных характеристик плоских компрессорных решеток уточнена методика расчёта угла отставания потока, в том числе с учётом градиента крутки пера лопатки, и соотношение для коэффициента циркуляции.
- Изготовлена материальная часть для впрыска воды в компрессор (в лопатках 5 н.а.) двигателя ГТ-009, проведен эксперимент на ЕС в г. Барнауле.
- Разработаны методы повышения эффективности и экологических характеристик газодинамических двигателей. Для этого используется впрыск воды вдоль тракта компрессора.
- Разработана методика оптимизации компрессорных решеток, при профилировании и в процессе доводки для заданных параметров эффективности при максимально возможных критических скоростях на входе.
- На основе выполненных экспериментальных исследований и проведенного статистического анализа разработана инженерная методика оценки эффективности применения надроторных устройств типа СКП и МКП.
- Проведен численный эксперимент и сравнение 3-D CFX ANSYS и 2-D методов на базе испытаний известных компрессоров, определены особенности течения потока в радиальном зазоре и механизм увеличения КПД ступени при постановке надроторных устройств.

Автором опубликованы следующие работы:

1. Скворцов А.В. Результаты испытаний прямых решёток с переменным углом установки профиля по высоте лопатки/ А.В.Скворцов, Л.Н.Ширкина // сб. «Проектирование и доводка газотурбинных двигателей». Куйбышев, КуАИ.-1984. С.23-25.
2. Скворцов А.В. Оптимизация работы компрессорной решётки на критических режимах / А.П. Комаров, А.В.Скворцов, Н.Н. Фёдоровых // сб. «Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей», Куйбышев, КуАИ.-1987. С.31-34.
3. Скворцов А.В. Определение угла отставания потока в плоских решётках осевых компрессоров на докритических скоростях в вязком потоке / А.В.Скворцов, И.В.Антоничева // сб. «Проектирование и доводка газотурбинных двигателей», Куйбышев, КуАИ.-1988. С.43-48.
- 4. Скворцов А.В. К вопросу оптимизации компрессорных решёток осевых лопаточных машин на критических режимах / А.П.Комаров, А.В.Скворцов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение.-1988.-№2.-С.81-85.**
5. Скворцов А.В. Газодинамический расчет осевого трансзвукового пятиступенчатого компрессора в STAR-CD / К.В.Петросов, А.В.Скворцов //СБОРНИК ТРУДОВ четвертой конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GMBH 21-22 апреля 2004.-С.237-241.
6. Скворцов А.В. Определение предпомпажных явлений в дозвуковом компрессоре на базе трехмерных расчетов в STAR-CD / К.В.Петросов, А.В.Скворцов. // СБОРНИК ТРУДОВ четвертой конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GMBH 21-22 апреля 2004.-С.242-246.

7. Скворцов А.В. Применение трехмерного пакета Star-CD для доводки многоступенчатых компрессоров на стадии проектирования / К.В.Петросов, А.В.Скворцов // Компрессорная техника и пневматика = Compressor and pneumatics: научно-технический и информационный журнал.-2004.-№5.-С.23-26.
8. Скворцов А.В. Применение высоких технологий проектирования компрессоров ГТД / В.А. Коваль, А.Ю. Пеганов, А.В. Скворцов, Б.П. Васильев и др. // Высокие технологии в машиностроении. Тр. Междунар. научн. сем. «Интерпартнер 2005, ХПИ», – Алушта.-2005.-С.120 – 124.
9. Скворцов А.В. Расчетные исследования параметров работы энергетической газотурбинной установки ГТ-009 с впрыском воды в компрессор / Ю.М.Ануров, А.Ю.Пеганов, А.В.Скворцов, А.Л.Беркович, В.Г.Полищук.// Компрессорная техника и пневматика = Compressor and pneumatics: научно-технический и информационный журнал.-2006.-№7.-С.32-33.
- 10.Скворцов А.В. Моделирование течения в осевой турбомашине с помощью высоких компьютерных технологий / Б.П. Васильев, В.А. Коваль, А.Ю. Пеганов, А.В. Скворцов // Высокие технологии в машиностроении. Тр. Междунар. научн. сем. “Интерпартнер 2006” «ХПИ»,– Алушта.-2006.-С.79 – 84
- 11.Скворцов А.В. Расчетные исследования впрыска воды в компрессор газотурбинной установки ГТ-009 / Ю.М.Ануров, А.Ю.Пеганов, А.В.Скворцов, А.Л.Беркович, В.Г.Полищук.//Теплоэнергетика.-2006.-№12.-С.19 – 24.**
- 12.Скворцов А.В. Улучшение характеристик осевого компрессора ГТД / В.А.Коваль, А.В.Скворцов.// Компрессорная техника и пневматика = Compressor and pneumatics: научно-технический и информационный журнал.-2007.-№3.-С.22.
- 13.Skvortsov A.V. Singularities aerodynamic finishing axial compressors of a gas-turbine engine / V.A. Koval, V.V. Romanov, A.V.Skvortsov // Восточно-европейский журнал передовых технологий.-2007.-№5.-С.63-67.
- 14.Скворцов А.В. Улучшение характеристик осевого компрессора газотурбинного двигателя путем пассивного управления течением у концов рабочих лопаток / В.А.Коваль, В.В.Романов, А.В.Скворцов. // Восточно-европейский журнал передовых технологий.-2007.-№6.-С.63-67.
- 15.Скворцов А.В. Ю.М. Газотурбинный двигатель с регенерацией тепла / Ануров, А.В. Скворцов // Патент № 2346170, Оpubл. 10.02.2009.