

На правах рукописи



Зандер Михаил Сергеевич

Совершенствование аэродинамики системы «последняя ступень – выходной диффузор» газовых турбин большой мощности для комбинированных газопаровых установок

05.04.12 – турбомашинны и комбинированные турбоустановки

Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата  
технических наук

Санкт-Петербург – 2012 год

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» на кафедре «Турбинные двигатели и установки».

Научный руководитель:

кандидат технических наук, профессор

Черников Виктор Александрович

Официальные оппоненты:

Тихомиров Борис Александрович, д.т.н., профессор, ГОУ ВПО СПбМТУ, кафедра

«Судовые турбины и турбинные установки»

Гудков Эдуард Ильич, к.т.н., снс, ОАО «НПО ЦКТИ», заведующий физико-техническим отделом

Ведущая организация:

ОАО «Силовые машины» «Ленинградский Металлический Завод», Санкт-Петербург

Защита состоится «13» марта 2012 г. в 16:00 часов

на заседании диссертационного Д 212.229.06, ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет», 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, ауд. 225.

С диссертацией можно ознакомиться в Фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО «СПбГПУ».

Автореферат разослан «\_\_» февраля 2012 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета



Талалов Виктор Алексеевич

## Общая характеристика работы

**Введение. Актуальность проблемы.** В связи с высокими темпами развития такого направления в энергетике, как комбинированные газопаровые установки (ГПУ), задача создания мощных высокоэффективных стационарных газотурбинных установок (ГТУ) становится все более актуальной. В частности для России, где доля выработки электроэнергии приходящейся на ГПУ и ГТУ составляет всего 3%, вопрос создания такого рода ГТУ стоит особенно остро.

Выходной диффузор является важным элементом стационарной газовой турбины. В нем продолжается рабочий процесс течения газа, существенно влияющий на коэффициент полезного действия и мощность ГТУ. Поскольку энергетические ГТУ зачастую работают в качестве полупиковых станций, то следует уделять большое внимание их работе на переменных режимах. И в этом смысле на выходной диффузор еще накладывается задача устойчивой работы при различных углах закрутки входящего в него потока. Кроме того задача проектирования высокоэффективного диффузора для преобразования выходной кинетической энергии в потенциальную энергию сил давления для реальной энергетической газовой турбины осложняется из-за наличия силовых стоек в проточной части диффузора.

Не смотря на высокий уровень развития CFD методов расчета для широкого круга задач в турбомашиностроении, опыт показывает, что достоверными можно считать только результаты, подтвержденные экспериментальным путем. Поскольку структура входящего в диффузор потока, а особенно структура вблизи его стенок, оказывает решающее влияние на эффективность диффузора, то проведение экспериментальных исследований выходного диффузора совместно с предвключенной ступенью можно считать наиболее оправданными с точки зрения соответствия полученных результатов действительности. Сочетание «ступень - диффузор» открывает совершенно новые возможности для повышения качества машины не только за счет совершенствования газодинамики а всего блока в целом. Такой эксперимент позволяет получить количественную оценку для каждого элемента рассматриваемой системы в результате взаимного влияния рабочего процесса в проточной части последней ступени и вы-

ходного диффузора. Предвключенная ступень является не только генератором реального, входящего в диффузор потока, то есть действительных граничных условий, но и одновременно представляет собою индикатор по оценке повышения эффективности всего блока в целом, которое обеспечивается диффузором. Это качество модели «ступень - диффузор» открывает новые перспективы для поиска оптимальной конструкции блока с целью достижения наилучших его газодинамических свойств.

**Цель и задачи исследования.** Целью работы является совершенствование эффективности блока «последняя ступень – выходной диффузор» стационарных газовых турбины большой мощности, предназначенных для работы в составе комбинированных ГПУ.

*Основные задачи исследования состоят в нижеследующем:*

- экспериментальное получение интегральных характеристик блока «ступень - диффузор» и его составляющих в широком диапазоне режимов работы ступени;
- определение влияния геометрических параметров формы силовых стоек опоры заднего подшипника на эффективность работы диффузора на основе физического эксперимента;
- численное исследование структуры потока в блоке «последняя ступень - выходной диффузор» для углубленного анализа результатов физического эксперимента и оценки точности результатов численных расчетов по использованным программам.

**Научная новизна полученных результатов** заключается в:

- применение новой методики экспериментального исследования и оценки показателей блока «последняя ступень – выходной диффузор» энергетической турбины;
- получении интегральных характеристик блока «последняя ступень – выходной диффузор» и состав полей трехмерного потока за ступенью, спроектированной по закону обратной закрутки;
- выполнение численного исследования трехмерного потока вязкой сжимаемой жидкости с использованием программы ANSYS CFX и сравнение результатов численного и физического экспериментов.

### **Практическое значение полученных результатов:**

- усовершенствована и практически опробована методика экспериментальной оценки выходных диффузоров, работающих совместно с предвключенной ступенью, в широком диапазоне режимов ее работы;
- экспериментально исследованы трехмерные распределения скоростей и параметров потока за ступенью, спроектированной по закону «обратной закрутки», и работающей совместно с выходным диффузором, в широком диапазоне режимов ее работы;
- показано влияние формы силовых стоек опоры заднего подшипника, расположенных в проточной части диффузора, на его эффективность в широком диапазоне работы предвключенной ступени;
- верифицирована CFD модель блока «последняя ступень – выходной диффузор».

### **Апробация работы:**

- Политехнический симпозиум 20 мая 2010 года «Молодые ученые – промышленности северо-западного региона»
- Международный семинар по проблемам выходных диффузоров турбин «Diffuser Workshop 2010», июль 2010

**Публикации.** Основные результаты диссертационной работы представлены в 3 статьях

### **Личный вклад соискателя** заключается в следующем:

- участие при проектировании, изготовлении и монтаже экспериментальных моделей, частей опытного стенда ЭТ-4 и разработка схемы измерений;
- участие в проведении экспериментальных исследований в составе группы аэродинамики лаборатории им. И.И. Кириллова СПбГПУ;
- обработка и анализ полученных опытных данных по разработанной методике;
- численное исследование рассматриваемого объекта «последняя ступень - выходной диффузор и валидирование кода ANSYS CFX с помощью физического эксперимента.

### **Автор защищает:**

- методику проведения экспериментальных исследований аэродинамических характеристик блока «последняя ступень - выходной диффузор» и методику оценки результатов экспериментальных данных;
- CFD модель блока «ступень - диффузор»;
- результаты экспериментально – расчетных исследований.

**Объём и структура диссертации.** Работа изложена на 160 страницах, иллюстрирована 60 рисунками и содержит 5 таблиц. Диссертация состоит из введения и четырех глав, включая литературный обзор. Список цитированной литературы содержит 63 наименования.

### **Содержание работы.**

**Во введении** описывается современное состояние дел по рассматриваемой проблеме и обосновывается актуальность выбранной темы, приводятся цель и задачи проведенных исследований, охарактеризованы новизна и практическая ценность полученных результатов.

**Первая глава** содержит обзор литературы, посвященный вопросу влияния на эффективность выходного диффузора: геометрических параметры диффузора, режимных параметров потока, характера входного профиля скоростей, закрутки входящего потока и нестационарности потока, генерируемой предвключенной ступенью. Приводятся результаты экспериментальных и теоретических работ А.Е. Зарянкина, М.Е. Дейча, В.К. Мигая, Э.И. Гудкова, G. Sovran, E.D. Klomp, I Johnston, В.В. Уварова, А.Ш. Дорфмана, Н.-U. Fleige, W. Riess, V. Vassiliev, D. Kluss, O. Sieker, J. Seume и др. Показано, что многочисленные данные статических продувок диффузоров не могут удовлетворить потребность в информации при создании современного высокоэффективного осевого диффузора для газовой турбины большой мощности. Это связано с тем, что при таких испытаниях не учитываются реальное поле параметров потока на

входе в диффузор, за предвключенной ступенью, вторичные течения у концов лопаток и сложнейшая структура пограничного слоя, которые в свою очередь определяют восстановительный процесс в диффузоре. В то же время количество данных по динамическим испытаниям диффузоров, в особенности комбинированных втулочно-конических, совершенно недостаточно.

**Вторая глава** содержит в себе подробное описание экспериментального стенда, опытных моделей и использованной методики проведения испытаний.

Работа выполнена на высокоскоростном экспериментальном стенде ЭТ-4 лаборатории турбиностроения им. И.И. Кириллова кафедры «Турбинные двигатели и установки» СПбГПУ. На рис.1 представлен продольный разрез стенда, с установленной на нем исследуемой экспериментальной моделью. Стенд состоит из неподвижного корпуса, смонтированного на раме-основании таким образом, что во время испытаний ось стенда остается строго неподвижной. Конструкция ротора такова, что при измерении

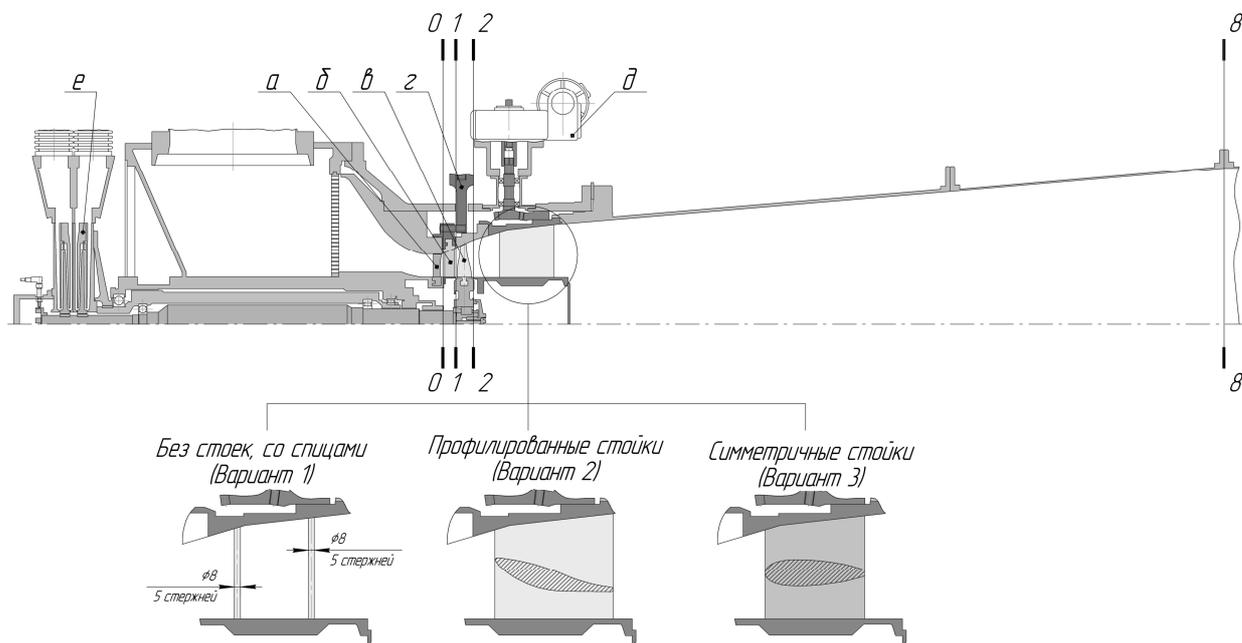


Рис. 1 - Продольный разрез стенда ЭТ-4 с установленной на нем экспериментальной моделью:

*а* – входной направляющий аппарат; *б* – направляющий аппарат; *в* – рабочие лопатки; *г* – механизм поворота НА; *д* – механизм поворота кольцевого диффузора; *е* – гидротормоз

гидротормозом крутящего момента, взвешивается трение в подшипниках, что повышает точность определения коэффициента полезного действия ступени. Стенд оборудован

дован автоматизированными системами поворота направляющего аппарата и кольцевого диффузора с силовыми стойками, благодаря чему имеется возможность производить измерение параметров потока не только вдоль радиуса, но и в окружном направлении. В качестве нагрузочного устройства используется двухкамерный гидротормоз, к которому обеспечивается бесперебойный подвод воды с постоянным напором.

Воздуходувная станция лаборатории общей мощностью 4,2 МВт, способна обеспечить расход воздуха до 20 кг/с при давлении 2,5 бара и температуре 370 К. Перед экспериментальной турбиной воздух проходит через систему фильтрации. Это необходимое условие для проведения измерений миниатюрными векторными пятиканальными зондами.

В качестве объекта исследования испытывалась модель блока, выполненная в масштабе 1:6.38, включавшая последнюю (четвертую) ступень и выходной диффузор стационарной ГТУ мощностью 182 МВт и начальной температурой газа 1500 °С, работающей в составе ГПУ. Данная турбина является типовой, и изготовлена к настоящему моменту в количестве 49 шт.

Последняя ступень турбины является ступенью большой циркуляции, имеющую на номинальном режиме работы отрицательную закрутку потока ( $\alpha_2^* = 64,5^\circ$ ). Профилирование лопаточного аппарата НА

выполнено по закону «обратной закрутки» потока. Вход в ступень так же не осевой, поэтому для обеспечения безударного входа в НА, был спрофилирован специальный входной направляющий аппарат (ВНА). На номинальном режиме работы ступени

Таблица 1 - Геометрические характеристики ступени

	<b>ВНА</b>	<b>Направляющие лопатки</b>	<b>Рабочие лопатки</b>
<b>n, шт</b>	59	59	47
<b><math>l/b_{cp}</math></b>	3.11	2.79	2.62
<b><math>d_{cp}/l</math></b>	4.95	4.30	3.74
<b><math>(t/b)_{cp}</math></b>	0.820	0.639	0.653

ВНА обеспечивает расчетное распределение углов потока  $\alpha_0$  по высоте НА. Длина лопаток ВНА составляет величину 62 мм, а высота рабочей лопатки РК - 90 мм. Основные геометрические характеристики ступени приведены в таблице 1. Модель выходного диффузора рассматриваемой турбины, представляет собой комбинированный диффузор, состоящий из кольцевой и конической частей. Корневой обвод кольцевого диффузора выполнен цилиндрическим, с диаметром втулки 242мм. Кольцевая и кони-

Таблица 2 - Геометрические характеристики диффузора

	Диффузор	
	кольцевой	конический
Отношение площадей, $AR$	1.674	2.415
	5.108	
$L/D_1$	0.575	3.241
	4.502	
$D_2$ отн	1.212	---
$d_2$ отн	1	---
Угол раскрытия, $\varphi$	46°26'; 29°; 13°24'	8°; 10°

ческие части диффузора имеют переменные по своей длине углы раскрытия. Общая длина модели диффузора составляет величину порядка 2000 мм, диаметр выходного сечения конического диффузора равен 900 мм. В предлагаемой работе рассматривались три варианта диффузора: без силовых стоек, с профилированными стойками и с симметричными стойками. Пять стоек рас-

полагались равномерно по окружности в кольцевом диффузоре (см. рис. 1) Основные геометрические характеристики диффузора представлены в таблице 2.

Основополагающие критерии подобия, по которым проводилось моделирование сведены в таблицу 3. Некоторые отклонения модельных критериев подобия от натуральных величин не могут оказать заметного влияния на исследуемые характеристики блока. Эти отклонения главным образом объясняются ограниченными возможностями воздуходувной станции и стремлением иметь, возможно, больший масштаб моделирования.

Таблица 3 - Критерии подобия оригинала и модели

Параметр	Размерность	Режим	
		100% нагрузка	
		Оригинал	Модель
Число $M$ в абсолютной системе координат	-	0.7	0.5
Число $Re$ диффузора	-	$4.1 \cdot 10^6$	$1.85 \cdot 10^6$
Число $Re$ ступени	-	$1.3 \cdot 10^6$	$0.64 \cdot 10^6$
Характеристическое число $u/C_0$		0.502	0.5
Кинематическая степень реактивности $\rho_k$	-	0.470	0.35

Для измерения полей параметров потока в сечениях 2-2 и 8-8 (рис.1) в данной работе использовались пятиканальный конический зонд 3М-К, разработанный в лабора-

тории турбиностроения ЛПИ В.А. Черниковым, и пятиканальный цилиндрический зонд DAT, производства United Sensor. Все зонды были тарированы на специальном тарировочном стенде ТС-1 лаборатории.

Суть предлагаемой методики оценки эффективности блока «ступень - диффузор» заключается в сопоставлении интегральных характеристик самого блока и отдельно его компонентов. При этом важнейшим условием получения интегральных характеристик является тщательное траверсирование потока по площади за ступенью (сеч. 2-2) и на выходе из диффузора (сеч. 8-8) векторными пятиканальными зондами. Вторым важным условием является физически обоснованный метод осреднения массива экспериментальных данных в указанных сечениях. Предлагаемый метод сводится к определению среднеинтегральных величин по данным измерений трехмерного потока с использованием системы интегральных уравнений сохранения:

***ур-е сохранения массы***

$$\dot{m} = \rho_{cp} \cdot c_{z_{cp}} \cdot A = \int_A \rho \cdot c_z \cdot dA$$

***ур-е сохранения потока энтропии***

$$s_{cp} \cdot \dot{m} = R \cdot \ln \left( \frac{T_{cp}^{*k}}{P_{cp}^*} \right) \cdot \dot{m} = R \cdot \int_A \ln \left( \frac{T^{*k}}{P^*} \right) \cdot \rho \cdot c_z \cdot dA$$

***ур-е сохранения потока полной энтальпии***

$$h_{cp}^* \cdot \dot{m} = \int_A h^* \cdot \rho \cdot c_z \cdot dA = R \cdot \int_A c_p \cdot T^* \cdot \rho \cdot c_z \cdot dA$$

***ур-е сохранения момента количества движения относительно оси z***

$$c_{u_{cp}} \cdot r_{cp} \cdot \dot{m} = \int_A \rho \cdot c_z \cdot c_u \cdot r \cdot dA$$

***ур-е сохранения количества движения в направлении оси r***

$$c_{rM} \cdot \dot{m} = \int_A \rho \cdot c_z \cdot c_r \cdot dA$$

Уравнения составляются для осредненного одномерного потока, с одной стороны, и действительного трехмерного потока установившегося течения, с другой стороны. Этот подход впервые был предложен академиком Л.И. Седовым.

Случайная погрешность результатов определения КПД ступени  $\bar{\eta}$  и КПД блока «ступень – диффузор»  $\bar{\eta}_{+\delta}$  составила величину  $\pm 0,3\%$ , а степени восстановления давления  $C_p$  - величину  $\pm 2,5\%$ . Систематическая погрешность определения  $\bar{\eta}$  и  $\bar{\eta}_{+\delta}$  обуславливается в основном систематической ошибкой измерения расхода воздуха, кото-

рое по нормам на расходомерные сопла составляет величину  $\pm 0,5\%$ . С учетом других факторов систематическая погрешность КПД равна  $\pm 1,0 \dots 1,1\%$ .

**Третья глава** содержит результаты экспериментальных испытаний и их анализ. На рисунке 2 и 3 представлены распределения суммарных характеристик ступени и блока «ступень – диффузор». На рис. 2 характеристики представлены для диффузора без стоек (вариант 1) и диффузора с профилированными стойками (вариант 2). На рис. 3 приведены характеристики для диффузора без стоек и для диффузора с симметричными (вариант 3) стойками. Применение профилированных стоек для данного блока «ступень - диффузор» оказывает отрицательное влияние на КПД ступени во всем исследованном диапазоне  $u/C_0$ . КПД  $\bar{\eta}$  для варианта 2 ниже на 3–4

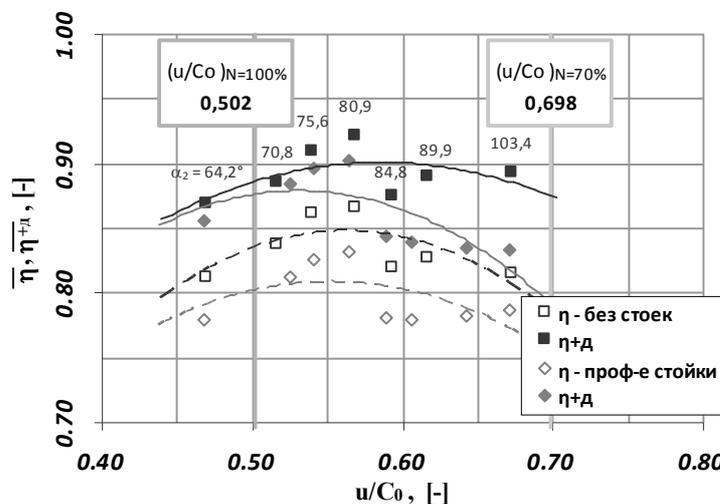


Рис. 2 - КПД  $\bar{\eta}$  ступени и КПД блока «ступень-диффузор»  $\bar{\eta}_{+д}$  для вариантов диффузора без стоек и с профилированными стойками

для данного блока «ступень - диффузор» оказывает отрицательное влияние на КПД ступени во всем исследованном диапазоне  $u/C_0$ . КПД  $\bar{\eta}$  для варианта 2 ниже на 3–4

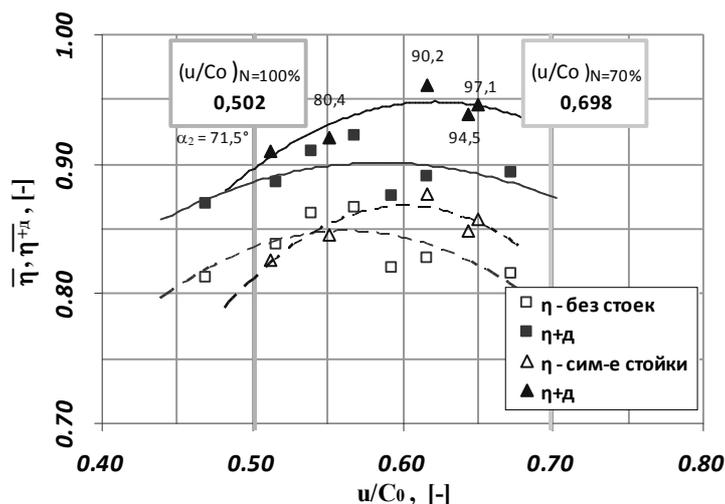


Рис. 3 - КПД  $\bar{\eta}$  ступени и КПД блока «ступень-диффузор»  $\bar{\eta}_{+д}$  для вариантов диффузора без стоек и с симметричными стойками

% по сравнению с вариантом 1. При этом КПД блока  $\bar{\eta}_{+д}$  для варианта 2 на номинальном режиме остается примерно на том же уровне что и для варианта 1. Сравнивая КПД  $\bar{\eta}$  ступени при наличии диффузора без стоек (вариант 1) и диффузора с симметричными стойками (вариант 3), можно конста-

тировать, что на номинальном режиме наличие симметричных стоек слабо влияет на его величину: при наличии таких стоек КПД ступени на режиме, близком к номинальному, составляет 76% против 77% для диффузора без стоек. В то же время уровень КПД блока выше и достигает 84%, против 82% для варианта 1. На сниженном режиме работы ступени (близком к 70% нагрузке ступени), при угле вы хода  $\alpha_2^* \approx 100^\circ$ , КПД блока  $\bar{\eta}_{+д}$  для варианта с симметричными стойками выше на 5%, по сравнению с вариантом 1. Из рисунков 2 и 3 видно, что имеется некоторое обратное влияние стоек на КПД как самой ступени, так и прямое влияние на КПД блока.

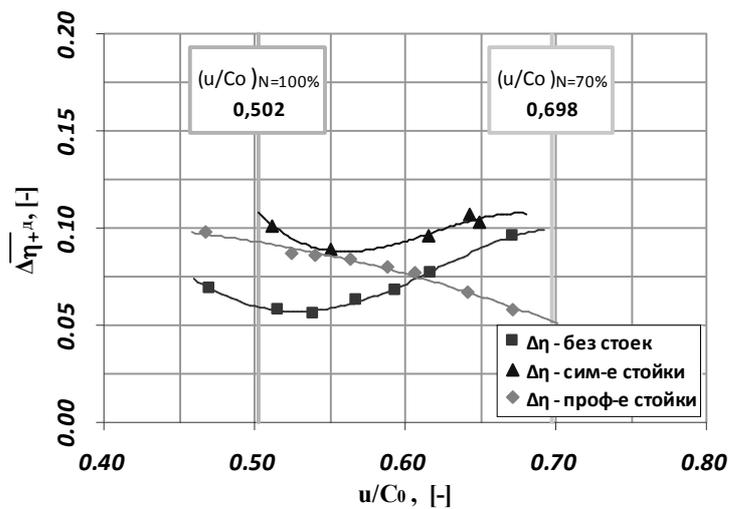


Рис. 4 - Относительное приращение КПД блока «ступень - диффузор»  $\bar{\Delta\eta}_{+д}$  для 3-х вариантов диффузора

при угле вы хода  $\alpha_2^* \approx 100^\circ$ , КПД блока  $\bar{\eta}_{+д}$  для варианта с симметричными стойками выше на 5%, по сравнению с вариантом 1. Из рисунков 2 и 3 видно, что имеется некоторое обратное влияние стоек на КПД как самой ступени, так и прямое влияние на КПД блока.

Это прослеживается по положению оптимума на представленных кривых. С точки зрения КПД ступени, для вариантов 1 и 2 оптимум находится примерно в одной зоне,  $(u/C_0)_{opt} \approx 0.55 \div 0.57$ , в то время, как для варианта 3 оптимум смещается в область

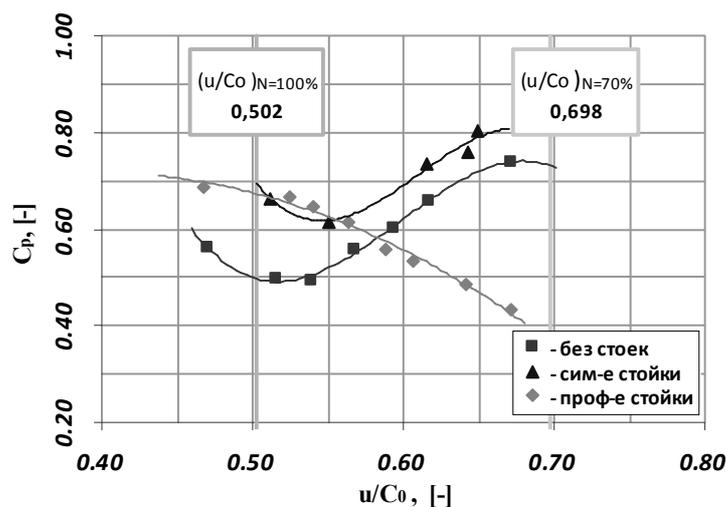


Рис. 5 - Коэффициент восстановления давления  $C_p$  диффузора для 3-х вариантов диффузора

$(u/C_0)_{opt} \approx 0.6$ . С точки зрения КПД блока наблюдается обратная картина. Такое расслоения между вариантами объясняется формой силовых стоек. Относительное приращение КПД  $\bar{\Delta\eta}_{+д}$  (рис. 4) варианта 2 на номинальном режиме выше, чем для варианта 1 и достигает величины 9,2%, почти столько же, как и для

варианта 3. Характеристики коэффициента восстановления давления  $C_p = f(u/C_0)$  для всех трех вариантов (рис. 5) имеют тот же характер, что и относительное приращение КПД  $\overline{\Delta\eta_{+0}} = f(u/C_0)$  во всем исследованном диапазоне  $u/C_0$ . Это иллюстрирует, что коэффициент восстановления давления диффузора на прямую влияет на эффективность всего блока в целом.

**Четвертая глава** содержит описание математической модели системы «ступень - диффузор» и метода ее решения при помощи коммерческого кода ANSYS CFX. В первом параграфе приводится геометрическая модель и обосновывается ее выбор. Модель состоит из 5 областей: входной направляющий аппарат (ВНА), направляющий аппарат, рабочие лопатки, диффузор, выход из диффузора. Трехмерное построение геометрии лопаточных аппаратов и выходного диффузора выполнено по чертежам экспериментальной модельной установки. В виду ограниченности компьютерных ресурсов, геометрическая модель представляет собой сектор  $\sim 72^\circ$  (9 лопаток ВНА, 9 лопаток НА, 7 лопаток РК и сектор  $72^\circ$  выходного диффузора), вместо полной  $360^\circ$  модели (рис. 6).

Для построения расчетных сеток лопаточных аппаратов использовался сеточный генератор ANSYS TuRboGrid V10. Для областей диффузора и выхода из диффузора – ANSYS ICEM CFD. Все сетки являются гексаэдральными, структурированными. Количество узлов в сетках выбиралось таким образом, чтобы  $y^+$  не превышал 15-20. Минимальный угол скоса ячейки во всей модели не меньше  $20^\circ$ , максимальное соотношение длин ребер ячеек не превышает 2000. Общее количество узлов всей расчетной модели колеблется в пределах 12-13 миллионов, в зависимости от варианта диффузора. В качестве граничных условий на входе в расчетную область задавались полные

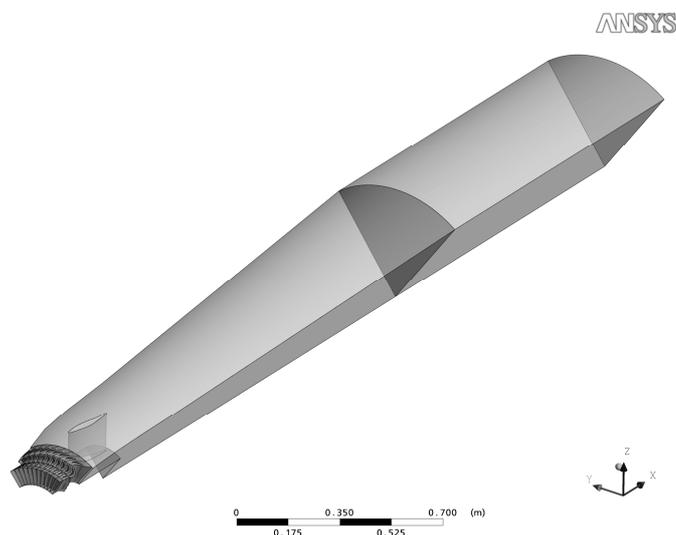


Рис. 6 - Общий вид модели с диффузором вариант 2 для CFD анализа

параметры давления и температуры, принятые однородными по всей входной площади, направление потока – нормально плоскости входа в расчетную модель. На выходе из расчетной модели задавался расход рабочего тела. В качестве рабочего тела рассматривался

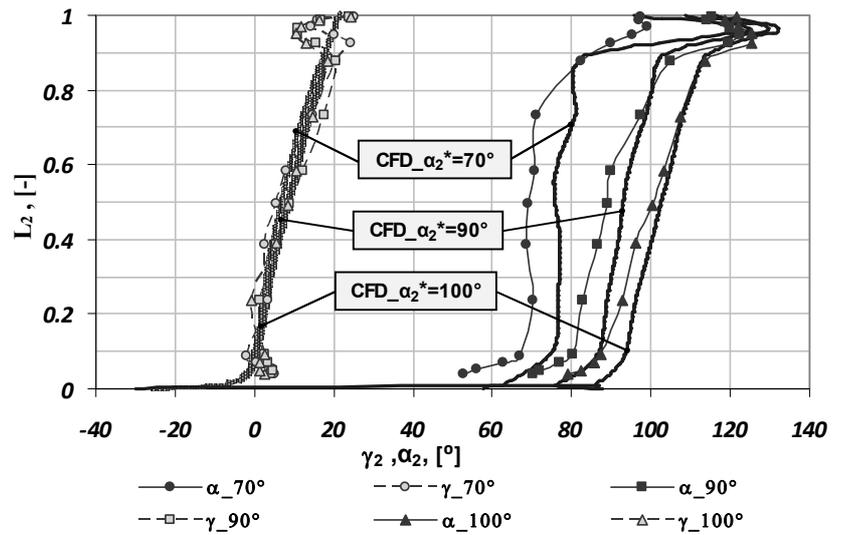


Рис. 7 - Распределение углов потока по данным эксперимента и расчета для диффузора варианта 1

воздух с теплоемкостью и вязкостью изменяющимися в зависимости от температуры. Частота вращения ротора для каждого из режимов так же как и остальные граничные условия взяты из эксперимента. Для стыковки неподвижных областей с подвижной использовался интерфейс Frozen Rotor.

В виду ограниченности объема автореферата, на рисунках 7 и 8 представлены только результаты для диффузора вариант 1. Результаты расчетов показали удовлетворительное качественное совпадение полей параметров потока во втором сечении, с экспериментальными данными. Однако необходимо отметить, что в пристеночных

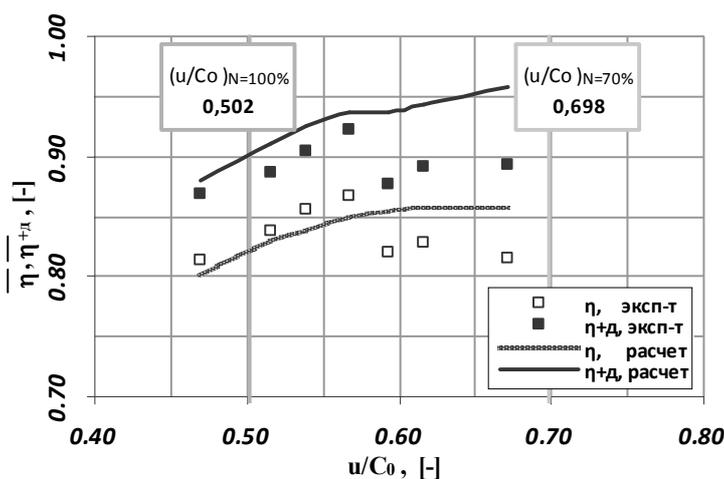


Рис. 8 - Сопоставление экспериментальных и расчетных значений КПД ступени и блока «ступень - диффузор» для диффузора вариант 1

областях, где имеют место вторичные явления, протечка через радиальный зазор РК, наблюдается расхождение расчета и эксперимента (рис.7). Особенно это касается распределения углов потока, причем как в области корня, так и в области периферии. Данные расхождения могут объясняются

двумя причинами. Первая причина связана с невозможностью физически корректного моделирования вторичных течений за ступенью при решении задачи методом установления. Вторая связана с осреднением измерительным зондом параметров потока, носящих нестационарный характер. Что же касается интегральных характеристик ступени и блока, то их характер качественно так же совпадает с экспериментально определенными, однако наблюдается некоторое их завышение в расчете. Интегральные же характеристики коэффициента восстановления давления в наибольшей степени отличаются от экспериментальных. Разница достигает 20-30%. Тем не менее, эти результаты согласуются с опубликованными результатами других авторов, что свидетельствует об их достоверности.

Таким образом, можно считать, что численное моделирование объекта «ступень - диффузор» с использованием коммерческого кода CFX вполне пригодно для поиска наиболее оптимальной компоновки, однако для точной количественной оценки требуется проверка физическим экспериментом.

## **Выводы**

1. По экспериментальным данным, относительное увеличение КПД блока «ступень - диффузор» исследованной модели, за счет установки диффузора достигает величины 9,2%. Такое повышение эффективности блока вполне оправдывает развитую конструкцию выходного диффузора для энергетических ГТУ большой мощности.

2. Опыты показали, что применение стоек с симметричным профилем сечения в исследованном диффузоре, по сравнению с несимметричным профилем обеспечивает меньшие потери кинетической энергии как в диффузоре в целом, так и в блоке «ступень – диффузор» во всем исследованном диапазоне режимов работы ступени.

3. Эффективность исследованного комбинированного диффузора с профилированными стойками, на базовом режиме при  $\alpha_2 \approx 69^\circ$  характеризуется высоким коэффициентом  $C_p = 0,68$ .

4. В результате эксперимента было обнаружено, что эффективность собственно ступени на номинальном режиме снижается примерно на 3% из-за отрицательного обратного потенциального влияния силовых стоек подшипника на течение в ступени.

5. Применение CFD анализа с использованием коммерческого кода CFX для проведения качественной оценки в данном типе задач «последняя ступень – выходной диффузор» можно считать оправданным, и следует рекомендовать его для анализа конструкций при проектировании подобных устройств.

6. Расчетные поля давлений, скоростей и углов потока в сечении 2-2 за ступенью хорошо коррелируют с экспериментальными данными, за исключением пристеночных слоев, во всем исследованном диапазоне режимов работы ступени.

7. Характер интегральных характеристик ступени и блока «ступень - диффузор» совпадает с экспериментальным.

### **Список опубликованных работ**

1. Зандер М.С., Черников В.А. Аэродинамические характеристики блока «ступень - выходной диффузор» стационарной газовой турбины при различных режимах работы // Научно-технические ведомости СПбГПУ .— СПб., 2011 .— № 2(123): Наука и образование.— С. 61-68.

2. Зандер М.С. Экспериментальные исследования газодинамики блока «турбинная ступень – осевой диффузор» // Молодые ученые - промышленности Северо-Западного региона : материалы конференций политехнического симпозиума, 20 мая 2010 года — СПб., 2010: "Экспериментальные и теоретические исследования в области естественных и инженерных наук".— С. 31-32.

3. Смирнов Д.С., Сайченко А.С., Зандер М.С. Исследование пограничного слоя в элементах проточных частей турбомашин методом PIV // Молодые ученые - промышленности Северо-Западного региона: материалы конференций политехнического симпозиума, 20 мая 2010 года — СПб., 2010: "Экспериментальные и теоретические исследования в области естественных и инженерных наук".— С. 32-33.

4. Rassokhin V.A., Zander M.S., Semakina E.Yu., Chernikov V.A. Joint research in experimental aerodynamics of exit diffusers of turbines and stage-diffuser units performed by the subdepartment of turbine engines and plants, St.-Petersburg state polytechnical university, and the institute of turbomachinery and fluid dynamics, Leibnitz university of Hannover. СПб., 2010 — С. 141-157.