На правах рукописи

ТУАПЕТЕЛ Джонс Виктор

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОГО ГАЗА В РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ ОСЕВЫХ ТУРБИН С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ В НИХ ПОТЕРЬ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Специальность: 05.04.12-Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2010

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» на кафедре «Турбинные двигатели и установки».

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Рассохин Виктор Александрович

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Вохмянин Сергей Михайлович

кандидат технических наук
Гаев Валерий Дмитриевич

Ведущая организация: ЗАО «Росэлектропром Холдинг»

Защита состоится 28 декабря 2010 года в 14.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.06 в ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу 195251, Санкт-Петербург, Политехническая улица, д.29, Главное здание, ауд. 225.

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

Автореферат разослан «___» ноября 2010 года.

Ученый секретарь диссертационного совета

кандидат технических наук, доцент Талалов В. А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. К.П.Д газотурбинной установки в значительной степени зависит от к.п.д. турбин и компрессоров, а также от потерь в других элементах ГТУ. В связи с этим, рациональному проектированию высокоэффективных газовых турбин, компрессоров и других элементов ГТУ всегда уделяется большое внимание.

Последнее поколение ГТУ имеет тепловой к.п.д. 53÷58%. Высокий общий к.п.д. новых установок обусловлен прежде всего тем, что тепловой к.п.д. современных ГТД составляет 45÷48%. Конструкция новых ГТД достаточно сложна и создает проблемы, которые требуют решения.

Повышение эффективности и надежности тепловых турбомашин требует совершенствования их проточных частей, и в первую очередь – лопаточных аппаратов. В настоящее время в турбомашинах используют большое количество лопаточных решеток, высокая эффективность которых подтверждена экспериментами на стендах и натурными испытаниями. Однако, в процессе модернизации существующего парка или проектирования новых тепловых турбин практически всегда требуется разрабатывать новые лопаточные венцы. Для разрабатываемых ГТУ характерно проектирование проточных частей турбомашин на основе трёхмерных расчётов с учётом концевых потерь и взаимной связи аэродинамики газового потока, охлаждения деталей и их прочности.

В настоящее время все большее число расчётов теплового и газодинамического состояния лопаток осуществляется численно с использованием современных компьютерных *CFD (Computational Fluid Dynamic)* технологий, основы которых изложены в работах по проектированию, анализу и т.д. К наиболее совершенным компьютерным программам, реализующим *CFD*-технологии, можно отнести *Fluent*, *STAR-CD, Ansys-CFX*, которые дают возможность моделировать газодинамические процессы.

Цель и задачи работы. Цель проведенных исследований заключалась в разработке основных научно-технических решений для оценки локальных и интегральных характеристик двухмерного и трехмерного течения газа в решетках осевых турбин, с помощью универсального гидродинамического программного пакета *Fluent*.

Для достижения указанной цели в работе решались следующие задачи:

- Рассмотрены методы расчёта обтекания рабочих профилей турбинных ступеней и проанализирована картина течения газа.
- Произведен расчет потерь кинетической энергии потока вследствие изменения числа Маха на малой относительной высоте лопатки газовой турбины.
- Рассмотрено влияние вторичных течений в межлопаточном канале рабочей решетки на потери кинетической энергии при дозвуковой, трансзвуковой и сверхзвуковой скорости потока.
- Рассмотрено влияние радиального зазора на пространственное течение.

Предметом исследования являются лопаточные решетки малой высоты, их газодинамические характеристики при обтекании турбулентным потоком газа, с режимами до-, транс- и сверхзвукового течения.

Метод исследования заключался в численном моделировании потока при разных начальных условиях и в последующем анализе его поведения, с целью повышения эффективности ГТУ.

Научная новизна работы.

- Выявлена зависимость между высотой рабочей лопатки и структурой течения при различных значениях числа Маха..
- Установлены методические рекомендации по выбору параметров, которые позволят обеспечить оптимальную точность результатов расчета.

Практическая ценность работы. Полученные в работе результаты имеют важное практическое значение, так как их учет и использование на практике позволит добиться значительного повышения эффективности установки.

На защиту выносятся:

- Результаты анализа турбулентных течений.
- Найденные оптимальные характеристики лопаток турбин.
- Характер изменения коэффициента потерь по высоте решетки.

Достоверность результатов расчета обтекания рабочих лопаток турбин с малой высотой при различных числах Маха и Рейнольдса, подтверждается экспериментальными данными из специальной и справочной литературы.

Личный вклад выразился в постановке основных задач исследования по применению гидродинамического пакета к расчету течения в решетках осевых турбин, в проведении расчетов и в анализе полученных данных.

Публикации. По теме диссертации опубликованы 4 работы.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка использованной литературы из 51 наименований. Работа изложена на 114 страницах текста, включая 69 рисунков и 2 таблица.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Глава 1 содержит обзор известных результатов расчета течений в лопаточных решетках турбомашин с применением гидродинамических пакетов. Сформулированы цели и задачи исследования, описаны движения жидкости, исходные уравнения и модели турбулентности.

Оптимизация проточной части турбины, в частности, каждого лопаточного аппарата по эффективности возможна лишь при достоверных методах оценки различных видов потерь в зависимости от геометрических и режимных параметров турбинных решеток и лопаточного аппарата в целом. Традиционные методики газодинамического расчета разработаны для ручного счета еще А. Стодолой и неудобны для машинного счета в составе математической модели по задаче нелинейной оптимизации. Современные методы расчета установившегося потока в лопаточных аппаратах турбомашин развиты Л. А. Симоновым, С. В. Валландером, Г. Ю. Степановым, Я. А. Сироткиным. Развитие методов расчета трехмерного

лопаточного аппарата турбомашины имеют давнюю историю, например как в работах Г. Лоренца, Р. Мизеса, Н.Е. Жуковского и др.

Появление коммерческих *CFD* программ, таких как *Fluent, STAR CD* и др. казалось бы открывает практически неограниченные возможности по моделированию процессов течения и теплообмена в проточной части турбомашин и в их вторичной части, т.е. в полостях около диска и др. Постановка задачи физически корректного расчета даже для трехмерного турбулентного течения газа в проточных частях современных турбомашин отличается значительной сложностью. При этом решается полная система дифференциальных уравнений Навье-Стокса, энергии, неразрывности и уравнений выбранной модели турбулентности.

Созданные на современном индустриальном этапе развития *CFD,* многофункциональные пакеты прикладных программ содержат обширные каталоги одно-, двух- и многопараметрических моделей турбулентности. Они включают сравнительно новые (последнего десятилетия) модели: *SA* (Спаларта-Аллмареса, 1922); *k*ω-*SST* (Ментера, 1993); *V2F* (Дубрина, 1995), а также смоделированные *k*ε модели, такие как, например, *k*ε*–RNG* и *k*ε*–realizabl*e.

В настоящей работе для тестирования выбран гидродинамический пакет *Fluent* с использованием модели турбулентности *SA*, *k*ω-*SST* и *k*ε-*realizable*.

<u>В главе 2</u> рассматриваются основные теории потери энергии в решетках турбин иизвестные результаты исследований, связанные с влияние число Маха (M) и *Reynolds (Re)*, зазоров и прочих факторов на распределение потерь энергии по высоте лопатки.

В турбомашинах большую роль играют потери энергии, вызванные вихреобразованиями и трением, утечками рабочего тела через различные зазоры, а также нестационарными явлениями. Вихревые потери при отрыве потока на профиле и за выходной кромкой эквивалентны сопротивлению давлений. У концов лопаток циркуляция скорости резко падает вокруг профиля, возникают вторичные течения вдоль вогнутой поверхности в

сторону свободного конца лопатки, а в окрестности выпуклой поверхности – в обратном направлении (рис.1).

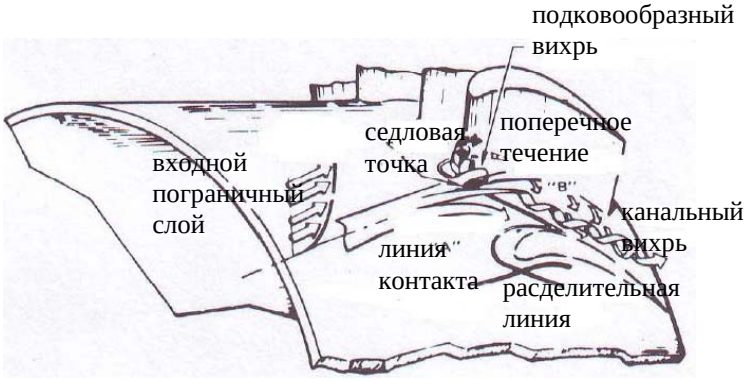


Рис. 1. Вторичное течение в канальной лопатке

Потери энергии в решетках турбин принято классифицировать на профильные и концевые, связанные с конечной длиной лопаток.

Увеличение чисел М и *Re* и, соответственно, утончение пограничного слоя на стенках канала приводят к уменьшению концевых потерь.

Обтекание решеток качественно меняется с появлением местных звуковых скоростей где-либо на профиле (волновой кризис). Число $M_к$, вычисленное по средней скорости перед решеткой или за нею, при котором возникает местная звуковая скорость, называется критическим. Эта скорость звука появляется на профиле в той зоне, где при дозвуковом течении была максимальная скорость.

В зависимости от типа решетки профилей и состояния поверхностей влияние числа *Re* на профильные потери энергии может сказываться совершенно различным образом: эти потери с ростом числа *Re* могут уменьшаться, оставаться неизменными и даже возрастать. Еще более сложные явления наблюдаются в той зоне, где сильно сказывается сжимаемость газа и где приходится считаться с одновременным изменением чисел *Re* и М.

<u>В главе 3</u> представлены результаты моделирования двухмерного течения газа в решетках турбин при трансзвуковых и сверхзвуковых скоростях и перепрофилирование для уменьшения потери энергии. В

качестве объекта исследования выбраны плоские решетки турбинных профилей Р2118В. Этот профиль является сверхзвуковой рабочей решеткой (группа В) с суживающе-расширяющимися каналами. Параметры профиля: хорда b = 20 мм; шаг t =12,5 мм; угол установки профиля $\beta_y = 88{,}83^o$.

Для изучения влияния геометрической формы и количества элементов расчетной сетки в двумерной постановке задачи для данного объекта были построены два типа сеток – структурированная и неструктурированная сетка (рис.2).

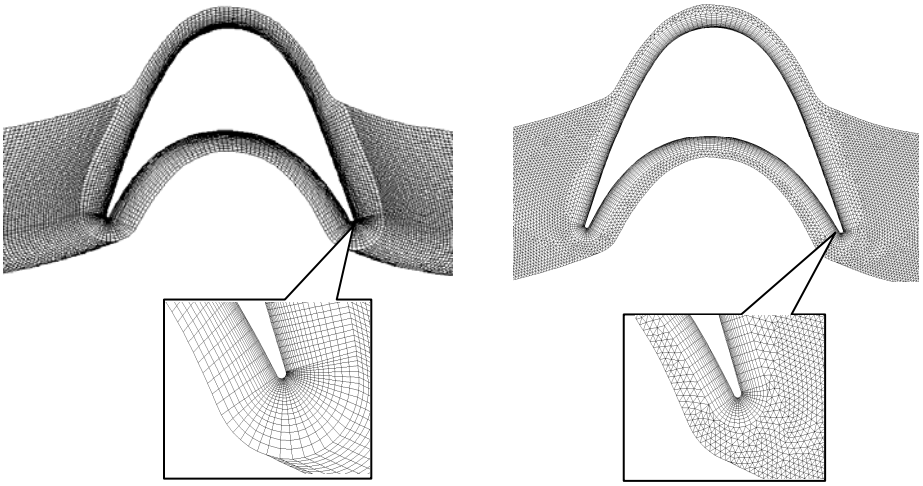


Рис.2. Структурированная (слева) и неструктурированная (справа) сетка профиль Р2118В

Произведено сравнение численных расчетов с применением структурированной и неструктурированной сеток при использовании модели турбулентности Спаларта-Аллмараса *(SA)* в обоих случаях. Изучались потери кинетической энергии при различных значениях числа М.

Результаты численного моделирования оказались близки к результатам натурных экспериментов (рис. 3).

Для проведения исследований по влиянию модели турбулентности на результаты расчета были выбраны модели *SA* с одним дифференциальным уравнением, двухпараметрические модели $k\varepsilon$ *-realizable* и $k\omega$-*SST*.

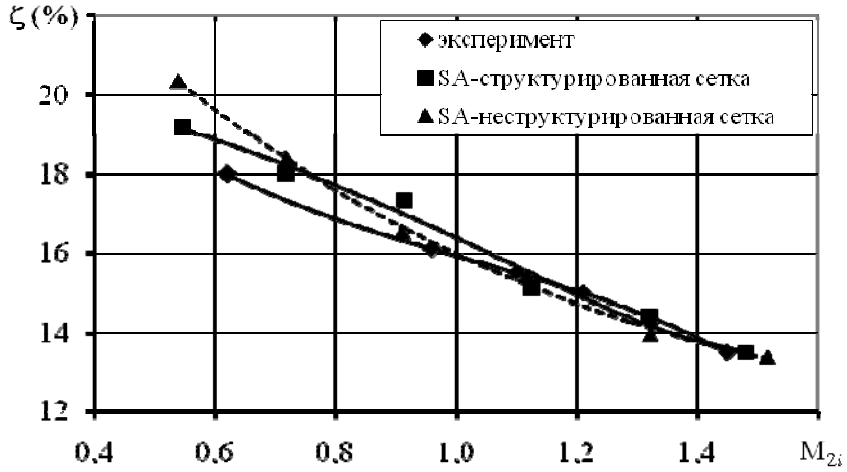


Рис.3. Сравнение применения структурированной и неструктурированной. Параметры решетки ($\beta_1 = 24^o$, $\bar{t} = 0{,}625$, $\beta_y = 88{,}85^o$)

На рис. 4 приведены зависимости коэффициента потерь энергии от числа М на выходе из решетки для разных моделей турбулентности. Вычисленные коэффициенты потерь качественно совпадают и близки к экспериментальным значениям для всех моделей турбулентности. С увеличением числа М, величины коэффициентов потерь энергии уменьшаются и достигают минимальных значении при числах $M_{2t} = 1{,}35 \div 1{,}5$.

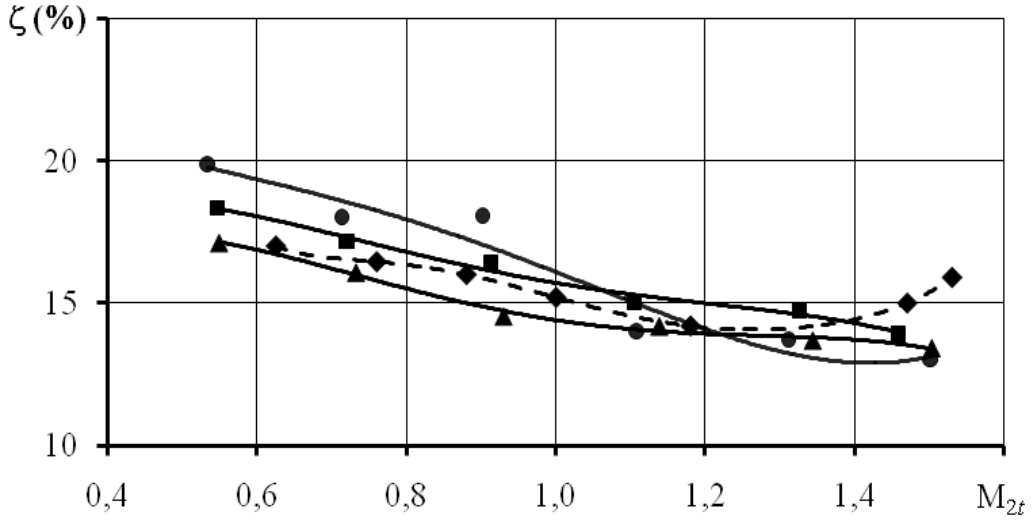


Рис. 4. Зависимость коэффициента потерь от числа Маха на выходе из решетки для разных моделей турбулентности.$\beta_1 = 21^o$, $\bar{t} = 0{,}625$, $\beta y = 88{,}85^o$
(◆ – эксперимент; ■ – *SA*; ▲ – *k*ω-*SST*; ● – *k*ε-*realizable*)

На рис. 5 представлены результаты расчетов коэффициента потерь энергии от входного угла потока при M_{2t} = 0,7 и 1,0.

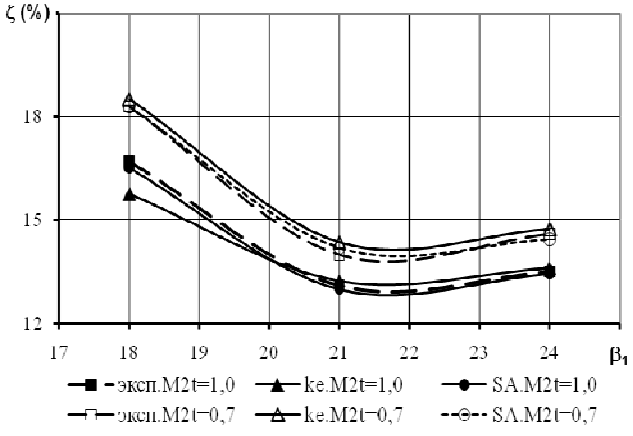


Рис. 5. Зависимость коэффициента потерь от входного угла потока *($\bar{t}$ = 0,59 ; $\beta_y = 88{,}85^o$)*

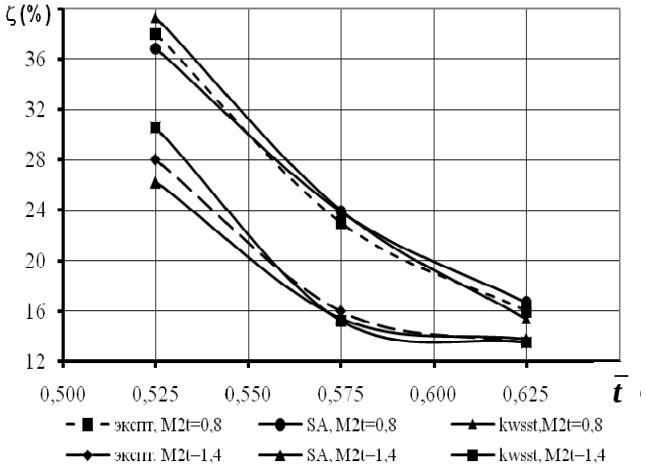


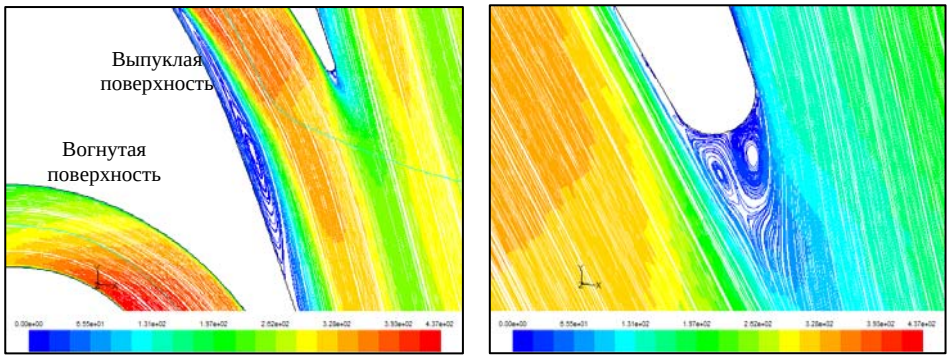
Рис.6. Зависимость коэффициента потерь от относительного шага

Для решеток активных профилей лопаток при числе M = 1,0 коэффициент потерь имеет явно выраженный минимум. Снижение кривых коэффициентов потерь энергии быстрее происходит при изменении угла входного потока с 18^o до 21^o. Последующее увеличение угла потока с 21^o до 24^o приводит к небольшому изменению коэффициентов потерь энергии.

На рис. 6 показана зависимость коэффициента потерь от относительного шага при M_{2t} = 0,8 и 1,4 в сравнении с данными экспериментов. Видно, что для всех графиков расчет близок к эксперименту. Небольшое изменение коэффициентов потери энергии происходит при $\bar{t}$ = 0,575÷0,625 для M_{2t} = 1,4.

Структура потока в межлопаточном канале ускоряется и достигает максимума на выпуклой поверхности после минимального сечения канала. После этого скорость потока уменьшается до выходной кромки. Поток к выходу по этой стороне контура становится диффузорным, что сопряжено с увеличением толщины пограничного слоя. Местные сверхзвуковые скорости возникают в области потока, примыкающей к выходной кромке. На выпуклой поверхности профиля также возникают завихрения, возрастают

потери кинетической энергии (рис. 7,а). На этой поверхности возникает отрыв пограничного слоя, который сохраняется до выходного сечения межлопаточного канала. Расчет показывает, что чем больше число М, тем меньше возникает завихрений на спинке профиля и завихрения подходят к выходной кромке. Образование вихревых следов за выходными кромками лопаток решетки снижает полезную кинетическую энергию потока (рис. 7,б).



(а) (б)

Рис. 7. Линии тока в межлопаточном канале (а) и на выходной кромке (б) ($\overline{t}$ = 0,575 ; $\beta_1 = 21^o$; M_1=1,0)

Влияние числа *Re* на потери энергии при $\beta_1 = 18^o$ и $\beta_1 = 21^o$ показаны на рис. 8. Толщина выходной кромки Δ = 0,32 мм. Расчет выполнен с применением модели турбулентности *SA*. Как видно, при увеличении числа *Re* коэффициент потерь энергии снижается. В зависимости от числа *Re* коэффициент потерь энергии для $\beta_1 = 18^o$ выше, чем при $\beta_1 = 21^o$. При отклонении входного угла потока от угла лопатки возрастает отрыв потока на поверхности лопатки.

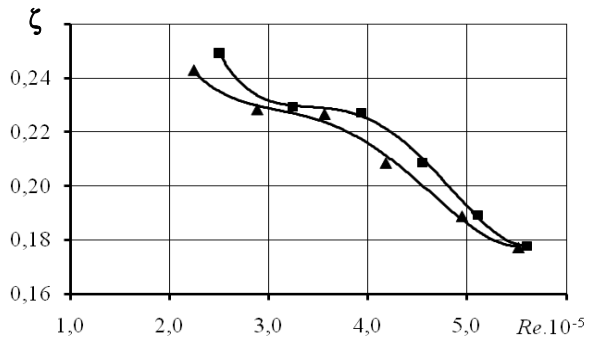


Рис.8. Зависимость коэффициента потерь от числа *Re* ($\overline{t}$ =0,575; ■ – β_1=18°, ▲ – $\beta_1 = 24^o$)

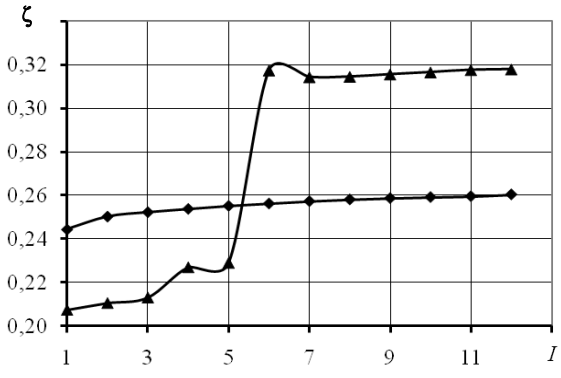


Рис. 9. Зависимость коэффициента потерь энергии от степени турбулентности ($\overline{t}$ =0,575; $\beta_1 = 21^o$; ◆ – M_1 = 1,0; ▲– M_1 = 1,2)

При M_1 = 1,0 с ростом степени турбулентности в диапазоне 1% < I < 12 % коэффициенты потерь возрастают, ζ = 0,24÷0,26. При M_1 = 1,2 коэффициенты потерь меняются от 0,21÷0,23, а для $I \geq 6$ % коэффициенты потерь достигают весьма больших величин (рис. 9).

Наблюдается вихрь на выпуклой поверхности профиля из-за большой кривизны по обводу профиля в минимальном сечении (рис.7,а). Так же присутствует интенсивное преобразование ламинарного потока в турбулентный. В соответствии с этим можно сделать перепрофилирование решеток для уменьшения потерь энергии. Изменение формы профиля на выпуклой поверхности и ширины канала на среднем сечении (a_m) увеличивается от 2,62 мм до 3,12 мм. После модернизации решетка имеет меньшие потери при M_{2t} = 0,57 ÷ 1,53 (рис. 10).

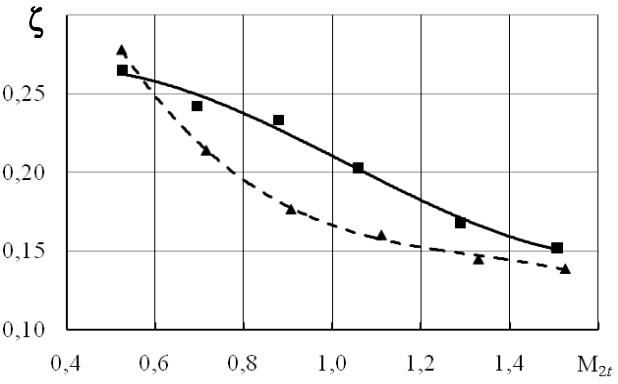


Рис. 10. Зависимость коэффициента потерь от числа M_{2t} для решетки до модернизации (■) и после модернизации (▲); $\beta_1 = 21^o$; $\bar{t}$ =0,575

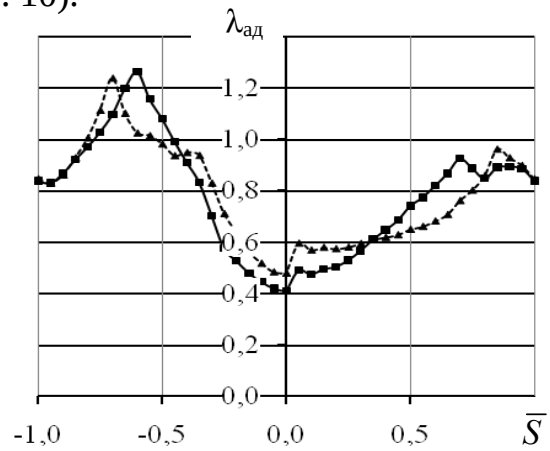


Рис. 11. Распределение безразмерной скорости потока по обводу профиля (■ – до модернизации; ▲ – после модернизации; β_1=21°; $\bar{t}$ = 0,575; M_{2t} = 0,7)

Перерасширение потока на спинке весьма значительно $\lambda_{адmax}$ = 1,24, причем на спинке имеется протяженный участок интенсивного диффузорного течения, начинающийся внутри межлопаточного канала. В результате оптимизации спинки в решетке удалось уменьшить небольшое максимальное перерасширение потока до $\lambda_{адmax}$ = 1,22 и устранить участок диффузорного течения на спинке. Это привело к снижению уровня потерь энергии (рис. 11). При M_1 = 1,0 есть различия поля скорости вдоль

межлопаточных каналов. Особенно для решетки после модернизации интенсивность минимума скорости потока возникает только в небольшой части на выпуклой поверхности (рис. 12).

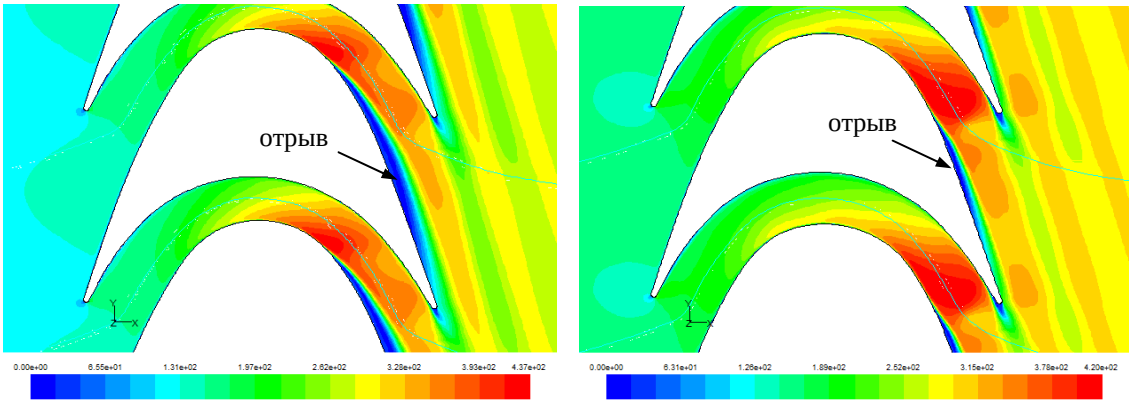


Рис. 12. Сравнение фрагментов поля скорости (м/с) до и после модернизации ($\bar{t}$ = 0,575; $\beta_1 = 21^o$; M_1=1,0)

Глава 4 изложены результаты тестовых расчетов обтекания прямых трехмерных решеток с подробным изучением вторичных течений и влияния радиального зазора.

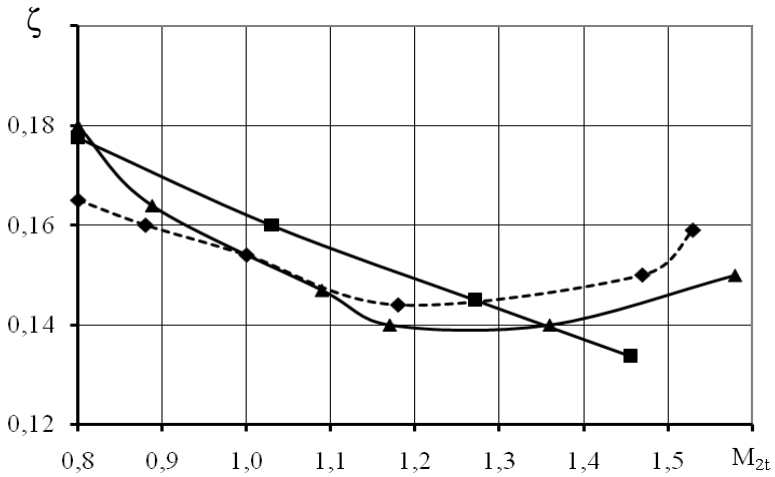


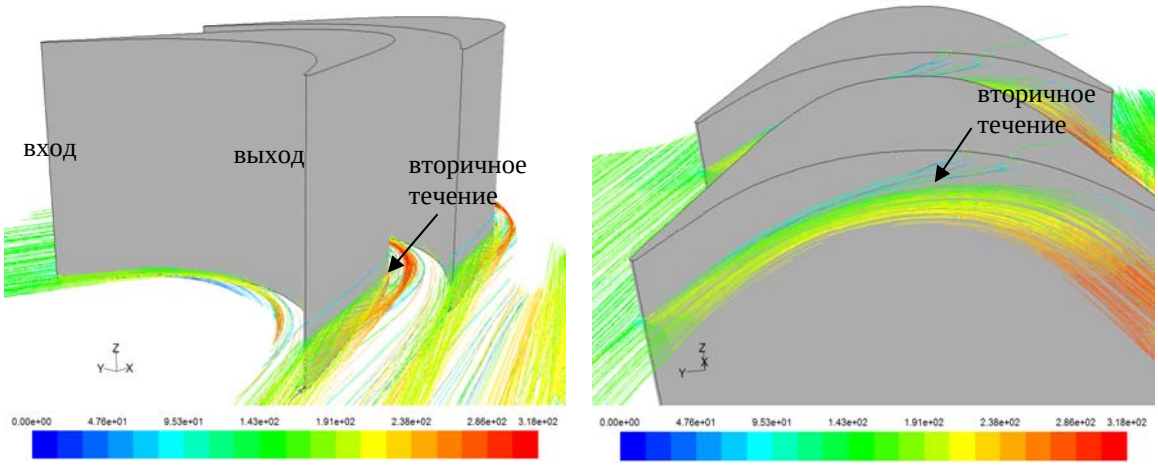
Рис. 13. Сравнение расчетных значений коэффициентов потерь ζ с экспериментом. ◆– эксперимент; ■ – *kε-realizable*; ▲ – *kω-SST*

Для проведения расчетных исследований были выбраны двухпараметрические модели турбулентности *kε-realizable* и *kω-SST*. Результаты расчета потерь кинетической энергии в решетках близки к

экспериментальным данным - характер кривых совпадает, имеются хорошие совпадения в области чисел M_{2t} от 0,9 до 1,4 (рис. 13).

Поток в решетке малой относительной высоты ($\bar{l} = l/b < 1{,}0$) имеет четко выраженную пространственную структуру в связи с малой высотой, которая приводит к смыканию вторичных течений.

Вторичные течения в межлопаточном канале возникают вследствие нарушения равновесия между центробежными силами и поперечным градиентом давления вблизи торцов лопаток.



(а) (б)

Рис.14. Линии тока при l = 0,5 мм (а) и l = 12 мм (б).
Цвета показывают скорости потока в м/с

На рис. 14 показано линии тока при l = 12 мм и M_1 = 0,8. Под действием перепада давлений газ перетекает через зазор вогнутой поверхности на спинку лопатки. Это приводит к нарушению структуры потока в сечениях, близких к зазору, и влияние зазора сказывается на характере течения газа и на его утечке. У концов лопаток циркуляция скорости вокруг профиля резко падает и возникают вторичные течения вдоль вогнутой поверхности в сторону свободного конца лопатки, а в окрестности выпуклой поверхности – в обратном направлении. Кроме того, наличие разности давлений перед и за решеткой профилей также способствует перетеканию рабочего тела.

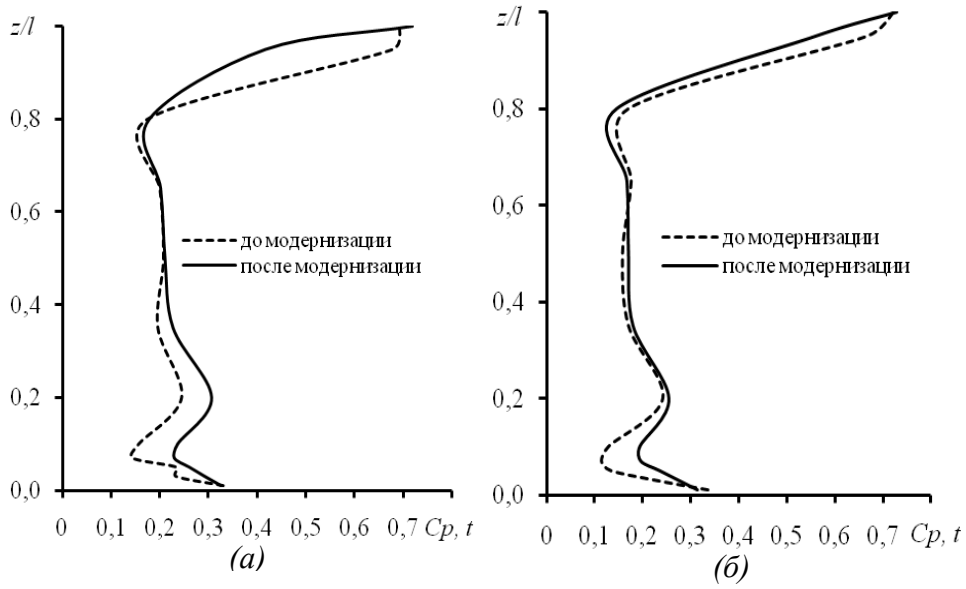


Рис. 15. Сравнение коэффициентов средних полных давлений по высоте решетки для двух измерений за выходной кромкой: 0,5 мм (а) и 1,5 мм (б); t = 11,5 мм; *kω-SST*

Коэффициент средних полных давлений $C_{p,t} = (p_2' - p_1')/(p_2' - p_2)$ по высоте решетки до модернизации и после модернизации увеличивается до z/l = 0,6 , а затем снижается (рис. 15).

Потери кинетической энергии на рабочих лопатках с зазором состоят, с одной стороны, из интенсивной диссипации энергии в струйном турбулентном пограничном слое, и, с другой стороны, из утечки рабочего тела через радиальный зазор (см. рис. 14,б).

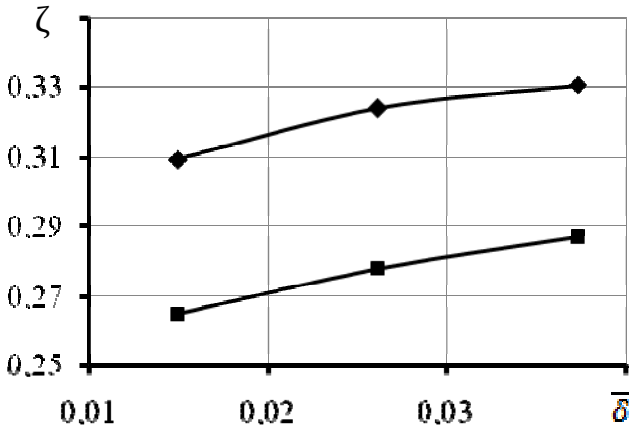


Рис. 16. Зависимость коэффициента потерь ζ от относительных радиальных зазоров $\bar{\delta} = \delta/l$; $\beta_1 = 21^o$ (◆– M_1 = 0,6; ■ – M_1 = 0,8)

На рис. 16 представлены зависимости коэффициента потерь, ζ от относительного радиального зазора, $\bar{\delta} = \delta/l$ (l = 13,4 мм). Из графиков видно, что при M_1 = 0,6 и 0,8 увеличение радиального зазора влияет повышение потери энергии. Потерь кинетической энергии на рабочие лопаток с зазором составляют, с одной стороны, интенсивная диссипация энергии в струйном турбулентном пограничном слое, с другой стороны, утечка рабочего тела через радиальный зазор.

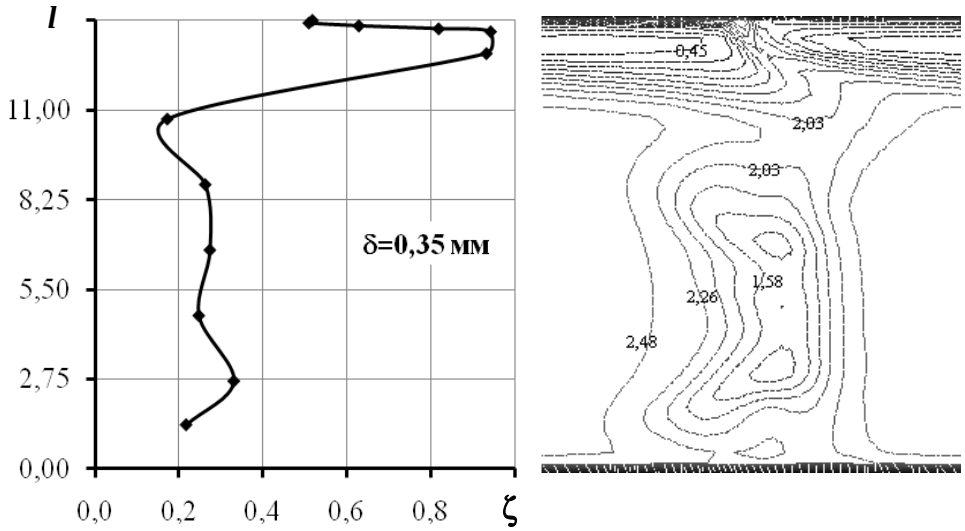


Рис.17. Распределение потерь по высоте решетки в зависимости от величины зазора, δ = 0,35 мм (слева) и контур скорости .10^2 м/с (справа) при расстоянии за решетки 1,5 мм

При M_1 = 0,8 средние распределение коэффициенты потери энергии ζ = 0,2 ÷ 0,4 по высоте решетки и повышение потери энергии происходит на концевых лопатках и радиального зазора (рис. 17). Как видно, на выходной кромке, вблизи спинки профиля, поле скорости потока резко изменяется, а также поток изменяется за радиальным зазором при δ = 0,35 мм. Местные потери, связанные с диссипацией энергии, как показывают расчеты, могут составлять до 87 %. По мере увеличения радиального зазора потери в средних сечениях уменьшаются.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Численное моделирование течения вязкого газа в рабочих лопатках осевых турбин для усовершенствования работы турбин, выполненных в рамках диссертации, демонстрируют реальную возможность корректного численного моделирования параметров пространственного турбулентного потока в рабочих решетках турбин на основе осредненной по Рейнольдсу системы уравнений Навье-Стокса.

Основные выводы по работе и рекомендации по применению универсального гидродинамического программного пакета *Fluent* для расчета течения в решетке турбин Р2118В сводится к следующему:

1. Расчет потерь кинетической энергии с применениями структурированной и неструктурированной сеток в плоской турбинной решетке удовлетворительно совпадает с экспериментом.
2. С применением модели турбулентности Спаларта-Аллмараса, результаты расчетов показывают, что увеличение числа Рейнольдса при $\beta_1 = 18^o$ и $\beta_1 = 21^o$ коэффициент потери энергии снижается.
3. При изменении угла входного потока с 18^o до 21^o происходит снижение коэффициента потерь энергии и последующее увеличение угла потока с 21^o до 24^o приводит к небольшому изменению коэффициента потерь энергии.
4. Характер изменения коэффициента потерь в зависимости от степени турбулентности при $M_1 = 1{,}0$ и 1,2 показывает, что при $M_1 = 1{,}0$ с ростом степени турбулентности в диапазоне $1\% < I < 12\ \%$ коэффициенты потерь возрастают, но несильно, $\zeta = 0{,}24 \div 0{,}26$. При $M_1 = 1{,}2$ коэффициенты потерь меняются от $0{,}21 \div 0{,}23$. Но тогда для $I \geq 6\ \%$ увеличение коэффициентов потерь достигает больших величин.
5. Перепрофилирование решетки привело к снижению коэффициента потерь и отрыв потока уменьшился на выпуклой поверхности.

6. Численное моделирование трехмерного течения с моделью турбулентностью *k*ω-*SST* дает достоверную картину течения, а газодинамические характеристики, построенные по результатам моделирования, хорошо соотносятся с данными экспериментами.
7. Численный расчет трехмерного вязкого течения в проточной части рабочей решетки турбины с использованием модели турбулентности *k*ε *-realizable* и *k*ω-*SST* и комбинации формы сетки позволил получить результаты, близкие к экспериментальным данным в области чисел M_{2t} от 0,9 до 1,4. По высоте лопатки низкий коэффициент потерь энергии имеет место при $\bar{l}$ = 0,75. После $\bar{l}$ > 0,75 происходит увеличение интенсивности вторичных течений.
8. При M_1 = 0,6 и 0,8 увеличение радиального зазора на диапазоне $\bar{\delta}$ = 0,015 ÷ 0,037 влияет повышение потери энергии.
9. Наличие диссипаций энергии в радиальном зазоре составляет коэффициент потерь энергии до 87 %. В среднем сечении решетки при увеличении радиального зазора коэффициент потерь энергии уменьшается.

Публикации по теме диссертации:

1. Туапетел, Дж. В. Влияние толщины и формы выходной кромки на потери кинетической энергии в сопловых турбинных решетках / Дж. В. Туапетел, В. А. Рассохин // Научно – технические ведомости СПбГПУ. – 2009. – № 2. – С. 72-76.

2. Туапетел, Дж. В. Влияние вторичных течений газа в межлопаточных каналах на потери кинетической энергии в турбинной ступени / Дж. В. Туапетел // Научно – технические ведомости СПбГПУ– 2010– № 3.– С.27-31.

3. Туапетел, Дж. В. Перепрофилирование рабочей решетки турбины Р2118В – численное моделирование течение вязкого газа / Дж. В. Туапетел // Журнал Молодой ученый – ноябрь 2010-№11 (22).

4. Туапетел, Дж. В., Численное исследование течения вязкого сжимаемого газа в рабочем решетке турбин с использованием коммерческого программного пакета *Fluent* / Материалы XVII Международной научно-методической конференции «Высокие интеллектуальные технологии и инновации в образовании и науке». – СПб.: Изд-во Политех. ун-та. – 2010. – С. 110-111.