

**ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА «ХПИ»**

Сборник научных трудов

Тематический выпуск

«Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»

5'2006

Издание основано Национальным техническим университетом «ХПИ» в 2001 году

Госиздание

Свидетельство Госкомитета по
информационной политике Украины
КВ № 5256 от 2 июля 2001 года

КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель

Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, д-р техн. наук, проф.

Секретарь координационного совета

К.А. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.
Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.
Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.
Т.С. Воропай, д-р фил. наук, проф.
М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.
А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.
В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.
В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.
О.К. Марачковский, д-р техн. наук, проф.
В.А. Лозовой, д-р фил. наук, проф.
П.Г. Перерва, д-р техн. наук, проф.
Н.И. Погорелов, д-р техн. наук, проф.
М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.
В.П. Себко, д-р техн. наук, проф.
В.И. Таран, д-р физ.-мат. наук, проф.
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.
А.Ф. Шеховцов, д-р техн. наук, проф.
А.Ф. Кириченко, д-р техн. наук, проф.
А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Ответственный редактор

А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

Ответственный секретарь

Ю.А. Юдин, канд. техн. наук, доц.

А.В. Ефимов, д-р техн. наук, проф.
В.Я. Горбатенко, канд. техн. наук, доц.
Л.Я. Колесников, д-р техн. наук, проф.
В.М. Капинос, д-р техн. наук, проф.
М.В. Зайцев, канд. техн. наук, проф.
О.В. Потетенко, канд. техн. наук, проф.
З.Я. Лурье, д-р техн. наук, проф.
М.В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф.
В.Г. Павловский, д-р техн. наук, проф.
Б.А. Левченко, д-р техн. наук, проф.
Э.Г. Братута, д-р техн. наук, проф.
Н.А. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.
В.С. Фокин, д-р техн. наук, проф.
Г.Е. Канивец, д-р техн. наук, проф.
Ю.М. Мацевитый, д-р техн. наук, проф.
действит. чл. АН Украины

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21
НТУ «ХПИ», кафедра турбиностроения

Тел. (0572) 707-63-11

Харьков 2006

УДК 621 : 165

Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків: НТУ «ХПИ». – 2006. – № 5. – 154 с.

У збірнику представлено теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, студентами, науковими співробітниками, спеціалістами різних організацій та підприємств.

Для наукових співробітників, викладачів, аспірантів, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты научных исследований разработок, которые выполнены преподавателями высшей школы, аспирантами, студентами, научными сотрудниками, специалистами различных организаций и предприятий.

Для научных работников, преподавателей, аспирантов, специалистов.

Друкується за рішенням Вченої ради НТУ «ХПИ»

Протокол № 3 від 18.03.2006р.

© НТУ «ХПИ», 2006

СОДЕРЖАНИЕ

Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование

Швецов В.Л.

ОПЫТ ОАО «ТУРБОАТОМ» В СОЗДАНИИ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ
ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ 6

Левченко Е.В., Сухинин В.П., Кантемир А.Д., Капинос В.М., Навроцкий В.В.,
Михайленко Т.И.

ЭФФЕКТИВНЫЕ ТУРБИНЫ МАЛОЙ МОЩНОСТИ 12

Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Усатый А.П.

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ОТСЕКА ВОЗДУШНОЙ ТУРБИНЫ 15

Гнесин В.И., Колодяжная Л.В.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРЕХМЕРНОГО ПОТОКА ВЯЗКОГО ГАЗА
ЧЕРЕЗ ВИБРИРУЮЩИЙ ЛОПАТОЧНЫЙ ВЕНЕЦ ТУРБОМАШИНЫ 21

Лапузин А.В., Лим Ч.С., Субботович В.П., Юдин Ю.А.

ВЛИЯНИЕ ПЕРИОДИЧЕСКИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ НА ПОТЕРИ В
РАБОЧИХ КОЛЕСАХ ОСЕВЫХ ТУРБИН 30

Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Усатый А.П.

РАЗРАБОТКА ИНФОРМАЦИОННОЙ СРЕДЫ И СРЕДСТВ ДИНАМИЧЕСКОГО
УПРАВЛЕНИЯ ИНФОРМАЦИОННЫМИ МОДЕЛЯМИ ДАННЫХ СЛОЖНЫХ
ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К САПР «ТУРБОАГРЕГАТ» 36

Субботович В.П., Юдин А.Ю.

РАСЧЕТ ДВУХМЕРНОГО ТЕЧЕНИЯ В МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛАХ
СОПЛОВЫХ И РАБОЧИХ РЕШЕТОК ТУРБИН 43

Тарасов А.И., Гуринов А.А., Чан Конг Шанг

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПАРОВОГО И ВОЗДУШНОГО
ОХЛАЖДЕНИЯ ДИСКА И ЛОПАТОК ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ 47

Герасименко В.П., Налесный Н.Б.

ВИБРАЦИОННОЕ ГОРЕНИЕ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТД..... 53

Сербін С.І., Мостіпаненко Г.Б.

ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГОРІННЯ В ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМУ
ВІДСІКУ ГІБРИДНОЇ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГТД ПОТУЖНІСТЮ 25 МВт 59

Черноусенко О. Ю.

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ
РАСЧЕТНОГО УТОЧНЕНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ ПРОДЛЕНИЯ СРОКА
ЭКСПЛУАТАЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ И РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН 67

Капинос В.М., Иванченко Е.Н.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ РАСЧЕТЫ МОДИФИЦИРОВАННЫХ МОДЕЛЕЙ
ТУРБУЛЕНТНОСТИ 71

Шубенко А.Л., Лыхвар Н.В., Зализняк О.А.

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ
ТЕПЛОФИКАЦИОННЫМИ БЛОКАМИ ТЭЦ..... 77

Канюк Г.И., Близниченко Е.Н.

РОЛЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОЧНОСТИ И БЫСТРОДЕЙСТВИЯ СИСТЕМ
АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ В ЭНЕРГО- И
РЕСУРСОБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЯХ 82

Шелепов И.Г., Сафронюк М.А.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ
ТУРБИН С УЧЕТОМ ХАРАКТЕРИСТИК ОТЛОЖЕНИЙ В ТРУБНЫХ ПУЧКАХ..... 88

Пустовалов В.Н., Югов В.П., Науменко С.П.

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЭЛЛИПТИЧЕСКИХ ЗАДАЧ
ТЕПЛООБМЕНА И ДИНАМИКИ ЖИДКОСТИ 96

Шелепов И.Г., Кострыкин В.А., Михайский Д.В.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ СРОКОВ ЧИСТКИ
ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН..... 105

Левин М.М., Мамонтов Н.И., Гарькавенко И.В., Кобцев О.М.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ПЕРЕВООРУЖЕНИЕ ХАРЬКОВСКОЙ ТЭЦ-3 С ЦЕЛЬЮ
УВЕЛИЧЕНИЯ ВЫРАБОТКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ТЕПЛОМ ПОТРЕБЛЕНИИ
И ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ПУТЕМ РЕКОНСТРУКЦИИ ТУРБИННОГО
ОБОРУДОВАНИЯ 114

Левин М.М., Руденко С.Н., Мамонтов Н.И., Бабичев Л.А.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ПЕРЕВООРУЖЕНИЕ ТЭЦ-2 «ЭСХАР» 120

Левин М.М., Ковбаса А.А., Мамонтов Н.И., Кобцев О.М., Воеводин Ю.Т.

ПЕРЕВООРУЖЕНИЕ ХАРЬКОВСКОЙ ТЭЦ-4 ПУТЕМ УСТАНОВКИ НОВЫХ
ГЕНЕРИРУЮЩИХ МОЩНОСТЕЙ С ЦЕЛЬЮ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ 125

Мамонтов Н.И., Гарькавенко И.В., Кобцев О.М., Воеводин Ю.Т.

РАЗРАБОТКА СХЕМЫ ПУСКА И РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО БЛОКА
Т-250/300-240 ХАРЬКОВСКОЙ ТЭЦ-5 НА ТУРБОПРИВОДЕ ПРИ ЕГО ПИТАНИИ
ПАРОМ ПОСТОРОННЕГО ИСТОЧНИКА 128

Мазуренко А.С., Баласанян Г.А., Сичова О.А.

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ГТУ ПРИ ЗМІНІ
СПІВВІДНОШЕННЯ ВИРОБНИЦТВА ТЕПЛОТИ ТА ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ 133

Горбенко Г.А., Турна Р.Ю.

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНЦЕПЦИИ
ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ ПИЩЕВОГО ПРЕДПРИЯТИЯ 137

Гапон Г.А.

ДИНАМИКА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ В КАНАЛАХ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ 144

УДК 621.165.004.68.001.8 : 620.9.004.18

В.Л. ШВЕЦОВ

*Открытое акционерное общество «Турбоатом»
г. Харьков, e-mail: office@turboatom.com.ua*

ОПЫТ ОАО «ТУРБОАТОМ» В СОЗДАНИИ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Приведені основні вимоги, що приймаються як вихідні положення при розробці проектів модернізації турбоагрегатів, а також методи перевірки ефективності виконаних удосконалень. Показана можливість і доцільність використання отриманих і конструктивних розробок для турбін, що модернізуються і заново проєктованих, для ТЕС і АЕС різних потужностей. Приведені типи турбін, для яких виконані проєкти модернізації.

Methods on checking the efficiency of the modernizations performed and basic requirements taken as the initial positions when developing the turbine sets modernization projects are presented. It is recommended to use the constructive developments for the NPP and TPP various capacity turbines being updated and ones which are to be designed. Turbine types for which have been performed the projects on updating are presented.

ОАО «Турбоатом» является одним из крупнейших в мире научно-производственным предприятием по проектированию и изготовлению современного энергетического оборудования для тепловых, атомных и гидравлических электростанций.

По основным техническим и эксплуатационным показателям турбины ОАО «Турбоатом» не уступают современному мировому уровню, а по некоторым показателям превосходят его.

В числе наиболее важных работ ОАО «Турбоатом» следует отметить создание и освоение турбин для ТЭС на повышенные и сверхкритические параметры острого пара электрической мощностью 160, 300, 310, 320, 325 и 500 МВт, а также большой серии влажнопаровых турбин для АЭС мощностью 220, 500, 750, 1000 и 1100 МВт, а также газотурбинных установок для ПГУ и автономной работы.

Уникальный положительный опыт был получен объединением при создании и эксплуатации турбины СКР-100 мощностью 100 МВт на начальные параметры пара 29,4 МПа и 650 °С с паровым охлаждением и минимальным использованием высокожаропрочных материалов.

Наряду с турбинами, установленными на электростанциях бывшего СССР, турбоагрегаты ОАО «Турбоатом» эксплуатируются в Болгарии, Венгрии, Китае, Корее, Кубе, Румынии и Финляндии. В зависимости от конкретных условий, завод выпускает турбины с частотой вращения ротора 25, 50 или 60 1/с. В последние годы, с целью решения проблем энергосбережения Украины, приоритетной сферой деятельности ОАО «Турбоатом» является также модернизация ранее выпущенных турбоагрегатов с целью повышения их экономичности и эксплуатационной надежности.

Технический прогресс в энергетике и энергетическом машиностроении на современном этапе их развития приводит к тому, что моральное старение действующего оборудования, как правило, опережает его физический износ. Отрицательные последствия морального старения оборудования удается, в значительной степени, устранить путем его реконструкции и модернизации. В результате этого сроки наступления морального износа отодвигаются, в некоторых

случаях, за границы выработки предельного физического ресурса.

Указанные обстоятельства, а также значительный прогресс в области совершенствования проточных частей паровых турбин тепловых и атомных электростанций, предопределили появление новых высокоэффективных методов модернизации, работающего на электростанциях энергетического оборудования. Использование результатов газодинамических исследований проточных частей паровых турбин, проведенных на экспериментальных стендах объединения, в отраслевых институтах и лабораториях ВУЗов, а также накопленный опыт модернизации ранее выпущенных турбин, позволяет ОАО «Турбоатом» разрабатывать проекты модернизации турбоагрегатов, значительно повышающих их КПД и мощность.

Начиная с 1996 г. в ОАО «Турбоатом» были разработаны и реализованы проекты модернизации турбин типа К-220-44, работающих на АЭС Украины, России, Финляндии, Венгрии и Болгарии, а также турбин ТЭС типа К-160-130 и К-300-240 производства ОАО «Турбоатом» и проточной части низкого давления турбины К-200-130 ЛМЗ. Разработаны предложения по модернизации турбин АЭС типа К-500-65/3000, К-750-65/3000 и К-1000-60/1500, а также К-500-23,5 и К-200-130, работающих на ТЭС.

При разработке проектов модернизации турбин в ОАО «Турбоатом» в качестве исходных приняты следующие основные положения:

- возможность размещения модернизируемой турбины в габаритах существующего машзала;
- сохранения строительной части машзала, включая фундамент турбоагрегата;
- сохранение вспомогательного оборудования пригодного для дальнейшей эксплуатации;
- использование прогрессивных технических решений, апробированных в эксплуатации;
- достижение технико-экономических показателей работы турбины, отвечающих современному мировому уровню;
- снижение затрат на эксплуатацию;
- увеличение межремонтного периода работы турбины;
- приведение пропускной способности турбины к фактической паропроизводительности парогенерирующей установки.

Первая паровая турбина типа К-220-44 номинальной мощностью 220 МВт, предназначенная для работы на АЭС с параметрами свежего пара 4,31 МПа и 241 °С и промежуточным перегревом пара, была изготовлена ОАО «Турбоатом» в 1969 г. [1]. Тридцать четыре турбины этого типа были поставлены на атомные электростанции Украины, России, Армении и Венгрии. В 1976 г. была выпущена первая из четырех турбин второй модификации К-220-44-2 для АЭС Ловииса в Финляндии. От турбин первой модификации они отличались повышенной мощностью при одинаковом расходе свежего пара, что определяется в первую очередь использованием современной последней ступени ЦНД с рабочей лопаткой длиной 1030 мм. Начиная с 1979 г. на АЭС Пакш и Кольскую было поставлено 10 турбин третьей модификации К-220-44-3. Их экономичность была повышена в основном путем применения модифицированной первой ступени ЦВД. Турбина также отличалась от предыдущих модификаций боковым подводом пара к ЦНД. Турбины номинальной мощностью 220 МВт всех трех модификаций работали безотказно [2, 3]. По данным журнала Nuclear Engineering, укомплектованные такими турбинами электростанции Ловииса и Пакш постоянно входят в число лучших АЭС мира по использованию установленной мощности. Гарантийные тепловые испытания турбин разных модификаций, проведенные на

Нововоронежской, Козлодуй, Ловииса и Кольской электростанциях подтвердили высокую экономичность турбоустановок. Она оказалась выше первоначально гарантированной на 1,5...1,6 % [4, 5]. Комплекс научно-исследовательских работ, проведенных в конце 80-х годов и накопленный опыт эксплуатации усовершенствованных турбин К-220-44-2 и К-220-44-3, позволили ОАО «Турбоатом» разработать предложения о существенной модернизации работающих на электростанциях турбин мощностью 220 МВт первой, а также второй и третьей модификаций. При модернизации турбин первой модификации, в предложенном ОАО «Турбоатом» объеме, повышение мощности блока составляет 20 МВт при неизменной тепловой мощности реакторов, то есть без дополнительных затрат топлива. Основными мероприятиями модернизации являются:

– приведение пропускной способности турбины в соответствие с номинальной паропроизводительностью парогенерирующего оборудования путем реконструкции первой ступени ЦВД, что исключает лишнее дросселирование свежего пара в регулирующих клапанах и повышает КПД ЦВД;

– замена облопачивания ЦНД на новое с последней ступенью, имеющей рабочую лопатку длиной 1030мм. Рабочие лопатки 5-й и 6-й ступеней ЦВД, а также 1...5 ступеней ЦНД выполнены с цельнофрезерованными полочными бандажами и кольцевой перевязкой лопаток. Кольцевая перевязка лопаток 5-й и 6-й ступеней ЦВД и 1...3-й ЦНД осуществляется вставками типа «ласточкин хвост». Полочные бандажи рабочих лопаток двух последних ступеней ЦНД контактируют друг с другом по специальным уступам, препятствующим раскрутке лопаток в поле центробежных сил. Применение цельнофрезерованных бандажей рабочих лопаток с кольцевой перевязкой позволило свести к минимуму количество демпферных проволочных связей в проточных частях;

– применение ступенчатых концевых и диафрагменных уплотнений ЦНД вместо уплотнений прямооточных, что существенно уменьшило соответствующие утечки пара; и другие не менее важные усовершенствования проточной части.

Гарантийные показатели эффективности модернизации турбоагрегатов на АЭС проверялись по результатам сравнительных испытаний путем определения электрической мощности турбоустановки до и после модернизации при оговоренных одинаковых условиях (тепловой мощности реактора, начальные параметры пара, температура и расход охлаждающей воды).

Успешно выполненная модернизация турбин типа К-220-44, а также результаты новейших расчетных и экспериментальных исследований элементов проточных частей позволили ОАО «Турбоатом» разработать проекты модернизации турбоагрегатов типа К-160-130, К-200-130 ЛМЗ и К-300-240 – энергоблоков, работающих на органическом топливе.

Проект модернизации турбины К-160-130 на параметры свежего пара 12,8 МПа, 540 °С предусматривает замену совмещенного цилиндра высокого и среднего давления (ЦВСД), паровпускных органов частей высокого и среднего давления, а также замену цилиндра низкого давления на новые с существенно повышенными уровнями надежности, экономичности и маневренности. Модернизированная турбина получила маркировку К-175-12,8. ЦВСД турбины К-175-12,8 разработан принципиально новой конструкции на базе современных достижений в области создания проточных частей, статической и термической прочности. Подвод свежего пара после промперегрева к ЦВСД осуществляется в среднюю часть корпуса, что существенно уменьшило градиенты температур по длине корпуса в пусковых, стационарных и переменных режимах работы турбоагрегата, позволив эксплуатировать турбину в переменной части графика электрических нагрузок энергосистемы.

В турбине используют новые высокоэкономичные проточные части высокого, среднего и низкого давления активного типа. Семиступенчатая проточная часть высокого давления, восьмиступенчатая проточная часть среднего давления и двухпоточная, по пять ступеней, в каждом потоке, по сравнению с проточными частями ранее выпускавшихся турбин этого типа, имеет ряд отличительных особенностей, обеспечивающих их высокую экономичность и надежность. Во всех ступенях частей высокого, среднего и цилиндра низкого давления применены высокоэкономичные профили направляющих лопаток и усовершенствованные рабочие лопатки с цельнофрезерованными покрывными полочными бандажами с кольцевой перевязкой лопаток и развитой системой надбандажных уплотнений, кроме двух последних ступеней ЦНД. В двух потоках низкого давления применена последняя ступень с рабочей лопаткой длиной 752 мм с торцевой площадью выхлопа одного потока 5,52 м². Суммарное повышение мощности турбоустановки при расходе свежего пара 525 т/ч и при номинальных параметрах свежего пара составляет 11,2...17,0 МВт и зависит от технического состояния проточной части турбины до модернизации.

В ОАО «Турбоатом» разработан проект модернизации физически и морально устаревших турбин типа К-200-130, производства ЛМЗ номинальной мощностью 200 МВт на параметры свежего пара 12,8 МПа и 540 °С, с промежуточным перегревом пара. На тепловых электростанциях Украины установлены 43 турбоагрегата этого типа. Проектные решения по турбине были разработаны в начале 50-х годов.

Проектом модернизации турбин К-200-130 предусмотрена замена проточных частей ЦВД, ЦСД и ЦНД и органов парораспределения, а также внедрение электрогидравлической системы регулирования и шариковой очистки трубок конденсатора. Модернизация может выполняться поэтапно как с сохранением существующих корпусов и валов, так и с их заменой. В зависимости от объема модернизации повышение мощности турбоустановки составляет от 3-х до 12-ти МВт. Первая модернизация турбины К-200-130 – усовершенствование проточной части ЦНД и была выполнена на Старобешевской ТЭС. Повышение мощности составило около 7 МВт.

При решении проблем технического перевооружения действующих ТЭС весьма важное место занимают вопросы повышения технического уровня турбин К-300-240 и К-300-240-2 на закритические параметры пара. На тепловых электростанциях Украины установлено 42 такие турбоустановки. Ввод их в эксплуатацию осуществлялся с 1963 по 1988 г., и к настоящему времени наработка значительной части этих турбин превзошла 200000 час. Еще 34 блока с такими турбинами и практически с такой же наработкой эксплуатируются на ТЭС России и Казахстана.

Для замены турбин К-300-240 на Приднепровской и других ТЭС, предназначенных для отпуска от турбины пара для нужд теплофикации в количестве до 220 Гкал/ч., соответствующей тепловой нагрузке 255 МВт, ОАО «Турбоатом» спроектировал турбину К-310-23,5-3. Ее главной отличительной особенностью является применение схемы с двухпоточной частью низкого давления, имеющей суммарную торцевую площадь выхлопа 16,38 м². Однако, столь значительные отборы пара требуются не от всех турбин мощностью 300 МВт. Крайне мало по данным эксплуатации и турбоустановок, работающих с заметно повышенной, по сравнению с расчетным значением, температурой охлаждающей воды, для которых было бы оправдано применение двухпоточной части низкого давления.

Поэтому для технического перевооружения энергоблоков с Харьковскими турбинами мощностью 300 МВт ОАО «Турбоатом» разработал новую высокоэкономичную и надежную паровую турбину типа К-325-23,5 с 12-ти

ступенчатым ЦВД, сварно-кованым ротором двухпоточного цилиндра низкого давления (2-й и 3-й потоки) и комбинированным ротором среднего давления [6].

Заодно с валом отковано 11 дисков части среднего давления и 3 диска первых трех ступеней части низкого давления первого потока. Диски двух последних ступеней части низкого давления первого потока насадные. В основу проекта принята существенная модернизация проточных частей высокого, среднего и низкого давления с использованием новейших результатов аэродинамических исследований, полученных в объединении, в отраслевых институтах и лабораториях ВУЗов, а также учтен предыдущий опыт модернизации турбин ТЭС и АЭС.

Удельный расход теплоты брутто турбоустановкой К-325-23,5 составляет 7465 кДж/кВт·ч (1783,4 ккал/кВт·ч), что на 3,39 % меньше чем у турбоустановки К-300-240-2.

К решению проблемы энергосбережения Украины следует также отнести создание ОАО «Турбоатом» паровых турбин с регулируемыми производственными и теплофикационными отборами пара.

К этому типу турбин следует отнести, разработанные заводом турбины ПТ-12-3,5/1,0; ПТ-20-2,9/1,0; ПТ-25-8,8/1,0; ПТ-35-2,9/0,8/0,12 и ПТ-35-8,8/1,0. Параметры свежего пара этих турбин составляют 2,8...8,8 МПа и 400...535 °С, номинальная мощность 12...35 МВт, давление в регулируемых отборах 0,8...1,2 МПа и 0,7...0,25 МПа. Расходы и давление пара в отборах регулируются поворотными диафрагмами. Турбины предназначены для широкого диапазона эксплуатационных режимов: конденсационный, производственный, теплофикационный и на режим одновременного отпуска пара на производственное и теплофикационное потребление.

Первая турбина этого типа ПТ-20-2,9/1,0 монтируется на Харьковской ТЭЦ-3, ведется производство турбин ПТ-35-2,9 для ТЭЦ «Запорожсталь» и ПТ-25-8,8 для ТЭЦ «Криворожсталь».

В технологическом цикле предприятий металлургической, химической, пищевой и многих других отраслей промышленности как источник теплоты используется водяной пар. Для получения пара на этих предприятиях установлены промышленные котельные, вырабатывающие пар с давлением 1,28...3,9 МПа в то время, как для технологических целей и теплофикации нужен пар с давлением 0,12...1,18 МПа.

В настоящее время в этих условиях снижение давления пара до требуемой величины происходит в редуционных (РУ) или в редуционно-охладительных установках (РОУ) и сопровождается безвозвратной потерей части потенциальной энергии пара. С целью энергосбережения представляется весьма целесообразным замена РУ и РОУ промышленных и коммунальных котельных на паротурбинные установки малой и средней мощности, в которых процесс снижения давления пара сопровождается выработкой электроэнергии. При этом эффект от выработки электроэнергии существенно превосходит потери теплоты в турбине.

Для малой энергетики разработаны также турбоустановки, предназначенные для установки на промышленных и коммунальных котельных и небольших ТЭЦ:

а) турбины с противодавлением мощностью 1...4 МВт (Р-1-1,3/0,6; Р-2-1,3/0,6; Р-4-1,3/0,6);

б) турбины с противодавлением мощностью 5...12 МВт (Р-5,2-2,2/0,3; Р-6-3,4/0,3; Р-12-3,4/0,3; Р-12-3,4/0,8);

В последние годы ОАО «Турбоатом» уделяет большое внимание вопросам «малой» энергетики, развивая их в нескольких направлениях. Одним из направлений является реконструкция турбинного оборудования сахарных заводов, в значительной мере выработавшего свой ресурс.

С этой целью в ОАО «Турбоатом» разработаны и освоены в производстве турбины номинальной мощности 5,2, 6,0 и 12 МВт на начальные параметры пара 2,2 МПа, 370 °С и 3,4 МПа, 435 °С с противодавлением 0,24...0,5 МПа. Турбины представляют собой высокоэкономичные одноцилиндровые многоступенчатые агрегаты, оснащенные всем необходимым комплексом вспомогательного оборудования, а также современным электронным программно-техническим комплексом системы контроля, регулирования и защиты производства ГНПО «Коммунар», обеспечивающим оптимальные режимы эксплуатации, автоматический пуск, синхронизацию и останов.

Первый турбоагрегат из этой серии установлен на ТЭЦ ОАО «Сахарный завод» в п.г.т. Чапаево Кегичевского района, Харьковской области.

Другим перспективным направлением является создание паротурбинных установок для предприятий металлургической и химической промышленности, и коммунального хозяйства.

В частности, в акционерном обществе «Силур» «Харцизский сталепроволочный-канатный завод» Донецкой области введен в эксплуатацию, успешно работающий энергоблок мощностью 7,7 МВт с турбиной типа Р-7-3,4.

На Львовском предприятии тепловых сетей ТЭЦ-1 установлена турбина аналогичной конструкции мощностью 10 МВт, пар из выхлопа которой используется в поставленной ОАО «Турбоатом» бойлерной установке, предназначенной для подогрева сетевой воды и отопления промышленных и коммунальных потребителей.

По просьбе заказчиков ОАО «Турбоатом» разработал также серию одноступенчатых турбин мощностью 1...4 МВт. Установка этих турбин на предприятиях позволяет, наряду со снабжением потребителей паром необходимых параметров, давать возможность предприятиям снизить зависимость от централизованной энергосистемы.

Литература

1. Паротурбинные установки атомных электростанций / Под ред. Ю.Ф. Косяка – М.: Энергия, 1978. – 312 с.
2. Аккерман Г., Хампель Р., Хентшель Г. и др. Исследование режимов работы АЭС с ВВЭР // Теплоэнергетика. – 1976. – № 11. – с. 85-87.
3. Мизьтинен Э., Лоукиа А., Вуоренная А. Опыт наладки и эксплуатации турбинной установки АЭС «Ловииса-1» // Теплоэнергетика. – 1980. – № 2. – с. 36-40.
4. Коновалов Г.М., Кори А.К., Канаев В.Д., Померанцев Л.И. Экономичность серийных блоков АЭС мощностью 440 МВт с реакторами ВВЭР 440 // Теплоэнергетика. – 1975. – №9. – с. 52-56.
5. Аркадьев Б.А. Режимы работы турбоустановок АЭС. – М. Энергоиздат, 1986.
6. Левченко Е.В., Борисов Н.А., Галацан В.Н., Сухинин В.П. Турбоустановка К-325-23,5 для технического перевооружения энергоблоков с турбинами К-300-240 и К-300-240-2 Харьковского турбинного завода // Энергетика и электрификация. – 2003. – №3. – с. 23-29.

© Швецов В.Л., 2006

УДК 621.165

Е.В. ЛЕВЧЕНКО*, канд. техн. наук, В.П. СУХИНИН**, д-р техн. наук,
А.Д. КАНТЕМИР*, канд. техн. наук, В.М. КАПИНОС***, д-р техн. наук,
В.В. НАВРОЦКИЙ***, канд. техн. наук, Т.И. МИХАЙЛЕНКО***

* ОАО «Турбоатом»

** Украинская инженерно-педагогическая академия

*** Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

ЭФФЕКТИВНЫЕ ТУРБИНЫ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Розглядається новий підхід до оцінки технічного рівня турбін малої потужності, який дозволяє знайти в певній мірі визначені показники.

The new approach to estimation of the technical level of small power turbines, which can be finding in certain degree with determinated indexes, is considered.

В рассматриваемой работе ОАО «Турбоатом», являющейся по существу продолжением разработки [1], сформулирована целесообразность дальнейшего выпуска серийных турбин малой мощности, конкурирующих на рынке турбин подобного типа по экономичности выработки тепловой, электрической энергии и другим показателям, рассматриваемым ниже.

Объективная оценка технического уровня энергетического оборудования, в частности, турбин, имеет важное значение как при выборе наилучшего варианта изделия, так и при его использовании, определении эффективности эксплуатации, обосновании сертификата и др.

Чтобы оценка технического уровня была достаточно объективной и определенной, она должна быть количественной. Интуитивный подход к оцениваемым вариантам на современном этапе разработки новых турбин не может быть приемлемым. Из большого числа показателей, характеризующих в той или иной мере качество турбины, можно выделить ориентировочно такие основные показатели, которые прямо или косвенно обусловлены ее конструкцией: тепловая экономичность, надежность и долговечность, совершенство и достаточное количество защитных устройств, совершенство технологии изготовления, быстрота пуска, малые расходы на обслуживание и ремонт, малый вес и расход металла, низкая стоимость турбины и сооружения, продолжительность эксплуатации без ремонта и др.

Многие из перечисленных показателей затруднительно определять количественно, числом, что необходимо для объективного определения технического уровня изделия. Поэтому для оценочных коэффициентов вводим их весовые значения. Эти коэффициенты имеют в известной мере условный характер, но вполне приемлемы для сравнительных расчетов.

Технический уровень определяем по показателям экономичности, надежности, стоимости, металлоемкости и габаритам турбины с использованием весовых коэффициентов, приведенных в табл. 1 и в формуле для определения критерия качества турбин K_0 (один из рассмотренных вариантов).

$$K_0 = 30 \frac{h_{стэ}}{h} + 28 \frac{b_э}{b} + 16 \frac{B_э}{B} + 10 \frac{m_э}{m} + 8 \frac{S_э}{S} + 8 \frac{V_э}{V}, \quad (1)$$

(индексом «э» обозначены показатели турбины аналога)

Таблица 1. Технический уровень турбин по критерию K_0 и среднему значению КПД η_{oi}

Тип турбины	$h_{ст}$	b	$B \cdot 10^4$	m	S	V	K_0	η_{oi}
Р-12-3,4/0,3 ОАО «Турбоатом»	9,77	7,70	3,00	3,00	0,8	0,8	105,4	0,842
Р-12-3,5/0,5 КТЗ	12,90	9,56	2,87	2,08	1,0	1,0	100	0,832
Р-4-3,5/0,3 КТЗ	14,00	8,90	3,13	4,10	1,02	1,02	93,49	0,797
Р-4-1,3/0,6 ОАО «Турбоатом»	33,20	36,30	9,58	4,40	2,04	2,04	61,33	0,794
Р-4-1,3/0,6 альтер. вар.	8,30	33,90	2,35	8,6	0,7	0,7	86,44	0,808
Р-2,15-1,4/0,6 ОАО «Турбоатом»	44,87	30,23	1,03	5,58	1,03	1,03	82,19	0,790

где $h_{ст}$ – перепад энтальпии, как показатель надежности, (первоначально в качестве характеристики надежности было принято время пуска, однако этот показатель в большинстве случаев отсутствует), кДж/кг;

b – удельный расход пара, кг/(кВт·ч);

B – параметр, пропорциональный стоимости турбины, определяемой через стоимость ступени и число ступеней [2];

m – удельная масса турбины, кг/кВт;

V – удельный объем здания, м³/кВт;

S – удельная площадь здания, м²/кВт.

Результативный показатель уровня качества, вычисленный по формуле (1) и определяемый согласно табл. 1 и 2, оказался самым высоким у турбины Р-12-3,4/0,3 ОАО «Турбоатом» из рассматриваемых шести типов турбин:

1. Р-12-3,4/0,3 ОАО «Турбоатом»,
2. Р-12-3,5/0,5 КТЗ,
3. Р-4-3,5/0,3 КТЗ,
4. Р-4-1,3/0,6 ОАО «Турбоатом»,
5. Р-4-1,3/0,6 альтернативный вариант, (по числу ступеней)
6. Р-2,15-1,4/0,6 ОАО «Турбоатом»

Это свидетельствует о высоком техническом уровне разработки противодавленческой турбины малой мощности, выполненной ОАО «Турбоатом».

Анализ показывает, что технический уровень турбины Р-12-3,4/0,3 оказался выше, чем у других пяти турбин благодаря, главным образом, следующим показателям: удельному расходу пара (этот показатель ниже, чем у аналогичной по типу турбины КТЗ [3]) и значению перепада энтальпии на ступень, принятого в качестве критерия надежности турбин (первоначально, как отмечалось выше, в качестве критерия надежности было принято время пуска). Показательным является также третий

критерий, характеризующий экономичность турбины – это сводимое к среднему значению КПД η_{0i} , вычисленному как результат осреднения расчетов восьмью методами, разработанными в разное время в разных странах (табл. 2).

Таблица 2. Приближенная оценка КПД турбины

Тип турбины	Методы оценки КПД							
	Мелана	МЭИ	Эквивалентного сопла	Парсонса	Траупеля	Фирмы Альстом-Атлантик	Фирмы Прагг и Уитни	Метод Бейли Коттона
Турбина ОАО «Турбоатом» Р-12-3,4/0,3	0,84	0,836	0,84	0,85	0,86	0,809	0,85	0,848
Турбина КТЗ Р-12-3,5/0,5	0,837	0,807	0,835	0,82	0,861	0,807	0,86	0,825
Турбина КТЗ Р-4-3,5/0,3	0,791	0,785	0,79	0,8	0,85	0,723	0,85	0,787
Турбина ОАО «Турбоатом» Р-4-1,3/0,6	0,836	0,787	0,856	–	0,86	0,632	0,8	0,791
Турбина Р-4-1,3/0,6 Альтер. вар.	0,836	0,781	0,854	0,83	0,86	0,628	0,87	0,808
Турбина ОАО «Турбоатом» Р-2,15-1,4/0,6	0,83	0,772	0,845	–	0,862	0,637	0,8	0,786

Таким образом, турбины малой мощности ОАО «Турбоатом» по своему техническому уровню вполне убедительно могут конкурировать с аналогичными турбинами других турбинных заводов.

Литература

1. Левченко Е.В., Аркадьев Б.А., Кантемир А.Д., Рохленко В.Ю. Турбины малой мощности с противодавлением НПО «Турбоатом» // Теплоэнергетика. – 1997. – №1. – с. 31-35.
2. Зальф Г.А., Звягинцев В.В. Тепловой расчет паровых турбин – Л.: Машгиз, 1961. – 291 с.
3. Шляхин П.Н., Бершадский М.Л. Краткий справочник по паротурбинным установкам – М.Л.: Энергия, 1970. – 215 с.

© Левченко Е.В., Сухинин В.П., Кантемир А.Д., Капинос В.М., Навроцкий В.В., Михайленко Т.И., 2006

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф., Ю.Н. ГОВОРУЩЕНКО, канд. техн. наук,
А.П. УСАТЫЙ, канд. техн. наук

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТНО- ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ОТСЕКА ВОЗДУШНОЙ ТУРБИНЫ

Виконана робота по експериментальному підтвердженню можливості використання розробленої методології і алгоритмів оптимального проектування складних технічних систем, базованих на багаторівневих ієрархічних алгоритмах при умові використання апробованих математичних моделей розрахунку осевої турбіни та її елементів. Спроековано оптимальний варіант двохступеневого відсіку повітряної турбіни, виготовлено, та проведено його експериментальне дослідження. Експериментально доведено високий рівень надійності та достовірності результатів отриманих з допомогою використаних під час проектування та розрахунків математичних моделей, та алгоритмів оптимального проектування складних технічних систем.

The job on experimental confirmation of utilization possibility of developed complex engineering systems optimal design method based on multilevel hierarchical algorithms in the case of reliable axial turbine and its elements mathematical models is carried out. The optimal version of two-stage axial air turbine section was designed, created and its experimental investigations were performed. The high level of reliability and authenticity of results obtained with the aid of design and calculation models as well as complex engineering systems design algorithms used was experimentally proved.

При проектировании оптимального варианта двухступенчатого отсека ставилась задача проверки возможности практического использования разработанной методики оптимизации проектных параметров осевых турбин и методов расчета проточной части [1-3], как подсистемы САПР «Турбоагрегат». Оптимальное проектирование двухступенчатого отсека осуществлялось посредством решения трех иерархически взаимосвязанных оптимизационных задач [4]:

1. Оптимизация распределения располагаемого теплоперепада отсека между его ступенями и выбор степеней реактивности последних.
2. Определение оптимальных значений степеней закрутки лопаточных венцов.
3. Оптимизация формы обводов профилей решеток.

При решении первой оптимизационной задачи в качестве целевой функции выступал максимум внутреннего КПД отсека, а второй – максимум внутреннего КПД каждой его ступени. Рассмотрим более подробно особенности и результаты решения этих задач.

Оптимизация распределения располагаемого теплоперепада и выбор степеней реактивности ступеней отсека.

В качестве параметра, характеризующего распределение располагаемого теплоперепада между ступенями, использовалось статическое давление рабочего тела за первой ступенью (P_{21}), а для оценки влияния углов. Таким образом, в число компонент вектора управляющих параметров первого уровня иерархической аппроксимационной схемы были включены следующие параметры:

$$Q_1 = \{R_1, R_2, P_{21}\},$$

где R_1 и R_2 – степени реактивности на среднем радиусе первой и второй ступени соответственно.

Поиск оптимальных параметров первого уровня осуществлялся в области факторного пространства, границы которого приведены в таблице 1.

Таблица 1. Границы поиска оптимальных параметров

Граница	R_1	R_2	P_{21} , кПа
Левая	0,1	0,1	122
Правая	0,35	0,35	132

Для выполнения условия сходимости потребовались три итерации, при этом использовался один из стандартных методов поиска оптимума для квадратичной функции отклика. Оптимальные значения факторов первого уровня и соответствующие им параметры двухступенчатого отсека на среднем радиусе приведены в таблице 2.

Таблица 2. Параметры оптимального варианта отсека

Параметры	Ступень 1	Ступень 2
R	0,297	0,331
P_{21} , кПа	123,9	100,1
U/C_0	0,528	0,584
α_1	13,2	15,2
β_1	53,5	47,2
β_2	17,3	19,4
α_2	100,2	84,5

В связи с тем, что для ступеней оптимального варианта отсека характерны высокие степени реактивности, его КПД оказался значительно чувствительней к величине надбандажного радиального уплотнения.

Оптимизация закрутки венцов ступеней.

Для снижения этой чувствительности решалась задача оптимизации закрутки венцов ступеней, где в качестве начального приближения использовались параметры двухступенчатого отсека, полученные при решении предыдущей задачи. В число компонент вектора управляющих параметров \bar{Q}_1 были включены угол β_{2cp} , а также показатели степени закрутки венцов m_1, m_2 .

$$\bar{Q}_1 = \{\beta_{2cp}, m_1, m_2\},$$

углы навала выходных кромок в обеих ступенях равнялись нулю. В результате решения оптимизационной задачи закрутки венцов были выровнены градиенты степеней реактивности обеих ступеней с существенным перераспределением расхода вдоль радиуса и изменением степеней реактивности ступеней на среднем радиусе, что позволило получить конструкцию отсека, характеризующийся достаточно высоким

уровнем КПД и приемлемой чувствительностью к величине надбандажного радиального уплотнения.

Оптимальные параметры двухступенчатого отсека приведены в таблице 3.

Таблица 3. Параметры оптимального варианта отсека

Параметры	Ступень 1	Ступень 2
R	0,12	0,226
P_{21} , кПа	123,8	100,1
U/C_0	0,526	0,582
α_1	11,92	14,16
β_1	27,14	40,05
β_2	21,39	21,57
α_2	65,9	68,2

Оптимизация формы обводов профилей решеток отсека.

Результаты решения предыдущей задачи были использованы в качестве исходных данных при решении задач профилирования, которое осуществлялось по трем сечениям: корневому, среднему и периферийному. Оптимизация формы профилей осуществлялась по геометрическому критерию качества [2].

При создании профилей рабочих решеток спинка профиля описывалась полиномом седьмого порядка, а корытце – окружностью. Профили сопловых аппаратов создавались в два этапа. Вначале определялась форма обводов профильной части, а затем вручную достраивался вытеснитель. Спинка профильной части направляющих аппаратов описывалась полиномом шестого, а корытце – пятого порядков.

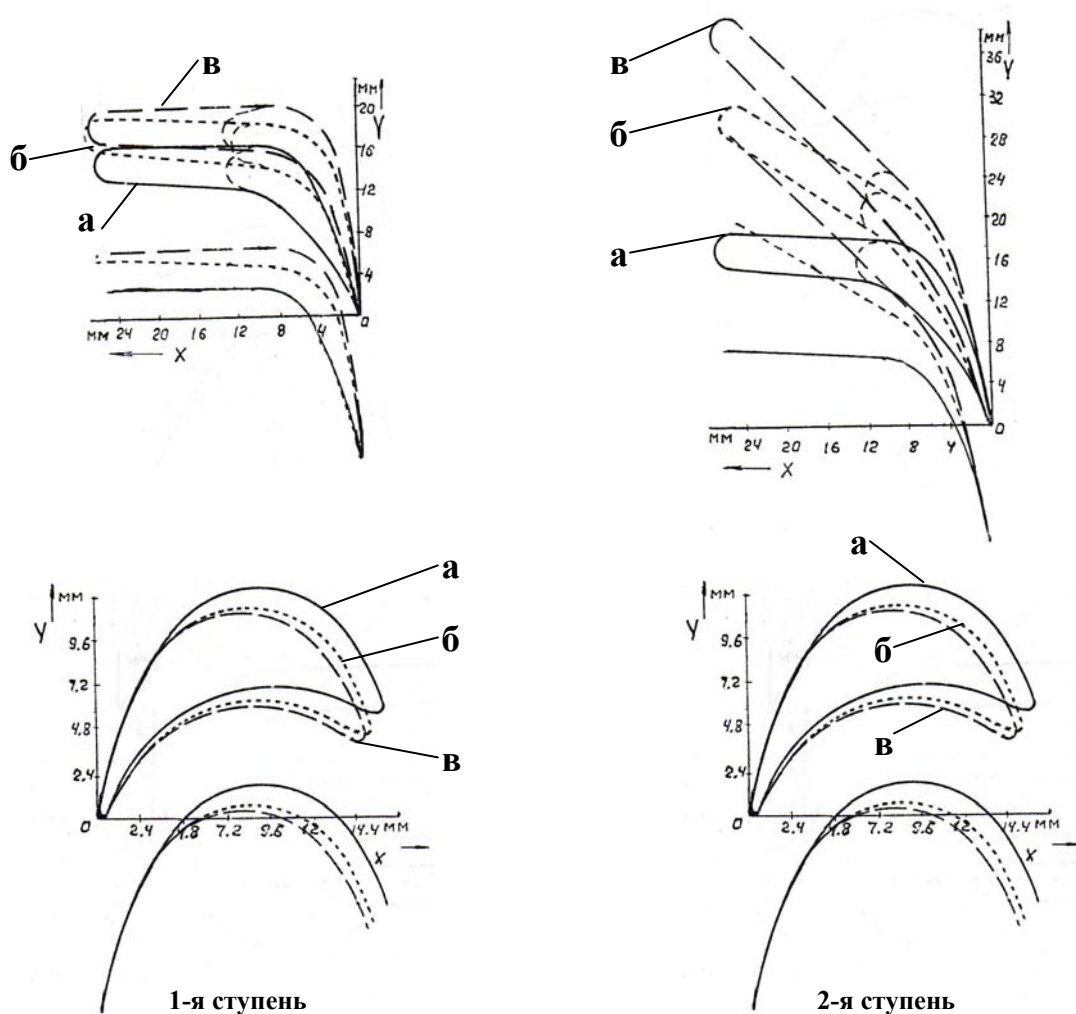
Характеристики профилей приведены в таблицах 4 и 5, а их обводы и формы каналов решеток показаны на рис. 1.

Таблица 4. Геометрические характеристики решеток направляющих аппаратов

Ступень	Длина лопатки	t , мм	b , мм	α_0 , град	α_1 , град	a_r
I	0	15,15	20,0	90,0	20,01	5,208
	$1/2\ell$	16,17	21,0	90,0	10,6	2,974
	ℓ	17,19	22,5	90,0	8,6	2,570
II	0	15,15	21,0	96,8	17,26	4,494
	$1/2\ell$	16,31	25,0	121,4	13,3	3,751
	ℓ	17,46	27,0	139,9	11,05	3,346

Таблица 5. Геометрические характеристики решеток рабочих колес

Ступень	Длина лопатки	t , мм	b , мм	β_1 , град	β_2 , град	a_r
I	0	10,73	16,5	39,3	21,5	4,441
	$1/2\ell$	11,48	14,8	25,8	22,8	4,441
	ℓ	12,24	14,6	24,0	24,0	4,978
II	0	10,73	17,0	40,0	20,0	3,591
	$1/2\ell$	11,59	16,0	36,0	21,3	4,208
	ℓ	12,44	15,6	35,97	22,6	4,729



а – периферийное сечение, б – среднее сечение, в – корневое сечение

Рис. 1. Форма профилей и каналов сопловых аппаратов и рабочих решеток ступеней оптимального отсека в трех сечениях

Сравнительные экспериментальные исследования исходного и оптимального вариантов отсеков.

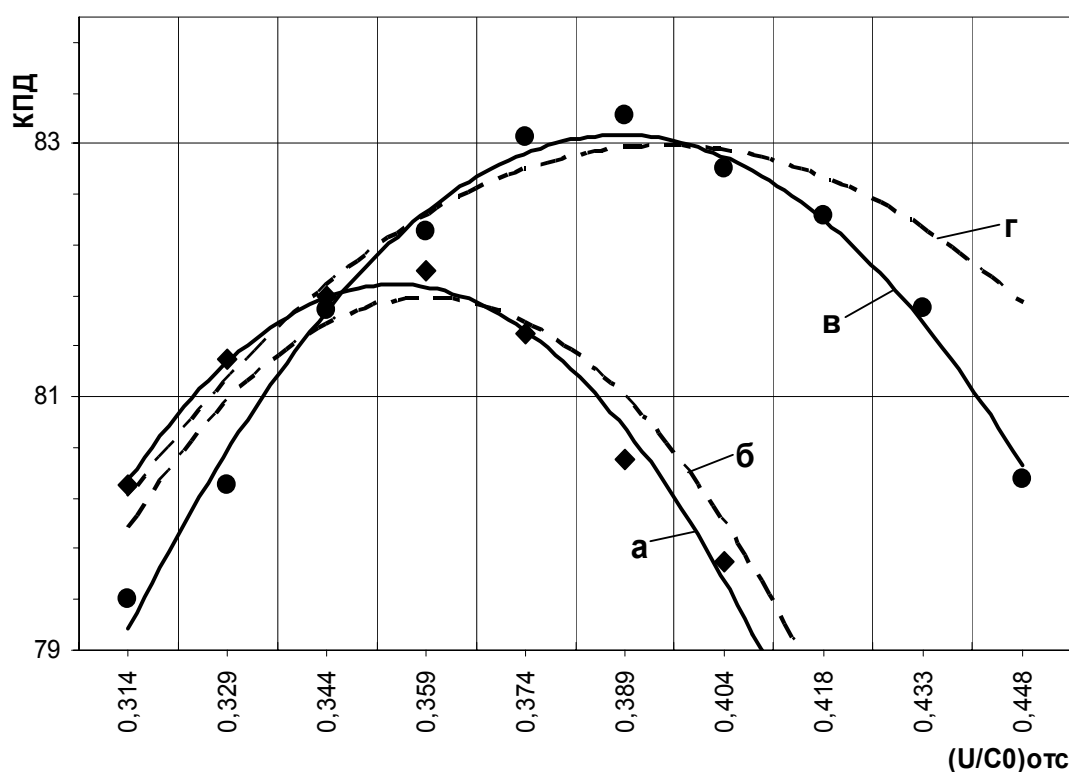
Целью исследования явилась проверка достоверности и надежности результатов, полученных расчетным путем с помощью разработанных математических моделей и методики оптимального проектирования многоступенчатой осевой турбины.

Опыты проводились при следующих параметрах воздуха: $P_0^* = 160 \text{ кПа}$, $T_0^* = 385 \text{ К}$, $P_2 = 100,1 \text{ кПа}$. Методика проведения эксперимента и обработки данных изложена в [5].

В результате экспериментальных исследований получены зависимости внутреннего относительного КПД отсеков от $(U/C_0)_{\text{отс}}$ при различных значениях

зазоров надбандажных ($\delta_{p.3.1} = \delta_{p.3.2} = (0,7; 0,9; 1,5)$ мм) и диафрагменного ($\delta_{д.3.2} (0,5; 1,0; 1,5)$ мм) уплотнений.

В качестве подтверждения обоснованности и надежности разработанных методов оптимального проектирования многоступенчатых осевых турбин на примере двухступенчатого отсека, на рис. 2 представлены расчетные и экспериментальные зависимости КПД отсека от $(U/C_0)_{отс}$ для исходного и оптимального вариантов отсека. Диапазоны изменения $(U/C_0)_{отс} = 0,31 \div 0,47$, что позволяет достаточно четко определить максимальное значение КПД и оптимальное отношение $(U/C_0)_{отс}^{opt}$.



$\delta_{p.3.1} = \delta_{p.3.2} = 0,7$ мм, $\delta_{д.3.2} = 0,5$ мм.; а – исходный (эксперимент), б – исходный (расчет), в – оптимальный (эксперимент), г – оптимальный (расчет).

Рис. 2. Зависимости внутреннего КПД исходного и оптимального вариантов отсека от отношения скоростей $(U/C_0)_{отс}$

Сопоставление уровней КПД исходного и оптимального вариантов показывает, что КПД оптимального варианта отсека при $\delta_{p.3} = 0,7$ мм выше КПД исходного варианта на 1,1%, кроме того, из рисунка видно, что зависимости КПД от $(U/C_0)_{отс}$ оптимального варианта носят более пологий характер по сравнению с зависимостями для исходного варианта, т.е. решетки оптимального варианта отсека оказались более устойчивы к углу натекания потока. Необходимо также отметить, что значение $(U/C_0)_{отс}$, при котором достигается максимум КПД оптимального варианта отсека совпадает с проектным уровнем этого параметра $(U/C_0)_{отс} = 0,396$.

Выполненный объем расчетных и экспериментальных исследований по определению оптимальных проектных параметров многоступенчатых осевых турбин позволяет сделать следующие выводы:

1. Дальнейшее повышение экономичности проточных частей турбомашин должно основываться на методах оптимального выбора геометрических и газодинамических параметров с учетом диссипации кинетической энергии в венцах, утечек в диафрагменные и надбандажные зазоры, потерь от влажности, трения дисков, бандажей и других факторов, оказывающих влияние на экономические показатели многоступенчатой проточной части.

2. Решение задач оптимального проектирования осевых турбин в условиях САПР выдвигает повышенные требования надежности, точности, адекватности, экономичности и др. к используемым математическим моделям.

3. Разработан алгоритм многоуровневой оптимизации, позволяющий представить задачу оптимального проектирования турбоагрегата в виде иерархически взаимосвязанных подзадач: оптимизации параметров тепловой схемы – цилиндра – отсека – ступени – элемента ступени.

4. Проведены сравнительные экспериментальные исследования исходного и оптимального вариантов двухступенчатого отсека. Анализ опытных и расчетных данных показывает, что:

– уровень КПД оптимального варианта двухступенчатого отсека выше КПД исходного варианта, при штатных моделируемых зазорах, на 1,1 %;

– наблюдается хорошее совпадение расчетных и экспериментальных зависимостей КПД отсеков по характеру изменения и по его абсолютному уровню.

5. Вышеизложенное подтверждает адекватность разработанных математических моделей и эффективность методики многоуровневой оптимизации проектных параметров проточной части осевой турбины, что позволяет рекомендовать их к использованию в качестве подсистемы оптимального проектирования САПР «Турбоагрегат».

Литература

1. *Бойко А.В.* Оптимальное проектирование проточной части осевых турбин. – Харьков: Вища школа, 1982. – 150 с.

2. *Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н.* Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбин. – Харьков: Вища школа, 1989. – 220 с.

3. *Бойко А.В., Гаркуша А.В.* Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин: расчеты, исследования, оптимизация, проектирование. – Харьков: ХГПУ, 1999. – 360 с.

4. *Усатый А.П.* Оптимизация ЦВД мощных паровых турбин. Дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1988. – 175 с.

5. *Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Усатый А.П.* Экспериментальный стенд для исследования воздушной двухступенчатой турбины // Энергет. Машиностроение. – 1986. – Вып. 37.

© Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Усатый А.П., 2006

УДК 621.165

В.И. ГНЕСИН, д-р техн. наук, Л.В. КОЛОДЯЖНАЯ, канд. техн. наук

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
г. Харьков, e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua*

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРЕХМЕРНОГО ПОТОКА ВЯЗКОГО ГАЗА ЧЕРЕЗ ВИБРИРУЮЩИЙ ЛОПАТОЧНЫЙ ВЕНЕЦ ТУРБОМАШИНЫ

Розглянута пряма задача про тривимірну нестационарну течію в'язкого газу через ізольований вінець коливаючих лопаток. Представлено чисельний метод розв'язання осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса з використанням явної кінцево-об'ємної різницевої схеми Годунова, рухомої гібридної Н-О сітки та модифікованої алгебраїчної моделі турбулентності Болдвіна-Ломакса. Проведено порівняння чисельних результатів з експериментальними даними для 11-ї стандартної конфігурації.

There is considered the direct problem about a three-dimensional non-stationary flow of viscous gas through an isolated turbine blade row of vibrating blades. The numerical method of the solution for Reynolds-averaged Navier-Stokes equations with modified Baldwin and Lomax's algebraic turbulence model by using the explicit finite-volume Godunov's type difference scheme and moving hybrid H-O grid is presented. There were performed the comparison the numerical calculation results with the measure data for 11th International Standard Configuration.

Создание газотурбинных двигателей повышенной удельной мощности и соответственно с высокими аэродинамическими нагрузками неумолимо приводит к проблеме аэроупругого поведения лопаток и прогнозирования аэроупругой неустойчивости, такой как флаттер или резонансные колебания.

В последнее время развиты новые подходы для исследования самовозбуждающихся колебаний (флаттера), основанные на последовательном интегрировании во времени уравнений движения жидкости и колебаний лопаток с обменом информацией (граничными условиями) на каждой итерации [1-3]. Однако в этих работах использовалась модель идеального газа (уравнения Эйлера), которая позволяла получить удовлетворительные результаты лишь в случае расчетных безотрывных режимов течения газа.

Необходимость моделирования более сложных нерасчетных режимов течений в ступенях турбомашин с учетом аэроупругих колебаний лопаток требует разработки численных методов интегрирования уравнений течения вязкого газа с использованием современных моделей турбулентности.

Цель настоящего исследования - представить численный метод дискретизации осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса с использованием 2-го порядка точности явной конечно-объемной разностной схемы Годунова, подвижной гибридной Н-О структурной сетки и алгебраической модели турбулентности Болдвина-Ломакса.

Полная система нестационарных уравнений Навье-Стокса может быть представлена в дивергентной форме в декартовой системе координат, вращающейся с постоянной угловой скоростью ω , в виде [4, 5]:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial y} + \frac{\partial G}{\partial z} + H = \frac{\partial R}{\partial x} + \frac{\partial S}{\partial y} + \frac{\partial Q}{\partial z}, \quad (1)$$

где U – символический вектор консервативных переменных,
 E, F, G и R, S, Q – символические векторы невязких и вязких потоков
 соответственно,

H – источниковый член в неинерциальной системе координат

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho v_1 \\ \rho v_2 \\ \rho v_3 \\ h \end{pmatrix}; \quad E = \begin{pmatrix} \rho v_1 \\ p + \rho v_1^2 \\ \rho v_1 v_2 \\ \rho v_1 v_3 \\ (h+p)v_1 \end{pmatrix}; \quad F = \begin{pmatrix} \rho v_2 \\ \rho v_2 v_1 \\ p + \rho v_2^2 \\ \rho v_2 v_3 \\ (h+p)v_2 \end{pmatrix}; \quad G = \begin{pmatrix} \rho v_3 \\ \rho v_3 v_1 \\ \rho v_3 v_2 \\ p + \rho v_3^2 \\ (h+p)v_3 \end{pmatrix};$$

$$R = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \\ \beta_x \end{pmatrix}; \quad S = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{yx} \\ \tau_{yy} \\ \tau_{yz} \\ \beta_y \end{pmatrix}; \quad Q = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{zx} \\ \tau_{zy} \\ \tau_{zz} \\ \beta_z \end{pmatrix}; \quad H = \begin{pmatrix} 0 \\ \rho a_e^1 - 2\rho\omega v_2 \\ \rho a_e^2 + 2\rho\omega v_1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix};$$

здесь a_e^1, a_e^2 – проекции переносного ускорения; $h = \rho \left(\frac{1}{k-1} \frac{p}{\rho} + \frac{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2 - r^2 \omega^2}{2} \right)$ –
 полная энергия единицы объема в относительной системе координат;

$$\beta_x = v_1 \tau_{xx} + v_2 \tau_{xy} + v_3 \tau_{xz} + \lambda \frac{\partial T}{\partial x};$$

$$\beta_y = v_1 \tau_{yx} + v_2 \tau_{yy} + v_3 \tau_{yz} + \lambda \frac{\partial T}{\partial y};$$

$$\beta_z = v_1 \tau_{zx} + v_2 \tau_{zy} + v_3 \tau_{zz} + \lambda \frac{\partial T}{\partial z}.$$

p – давление; ρ – плотность; v_1, v_2, v_3 – компоненты вектора скорости;
 τ_{ij} ($i, j = x, y, z$) – компоненты тензора вязких напряжений

$$\tau_{ij} = \begin{cases} \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) & \text{при } i \neq j \\ 2\mu \frac{\partial v_i}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \mu \operatorname{div} \vec{v} & \text{при } i = j \end{cases};$$

μ – коэффициент динамической вязкости, зависящий от абсолютной температуры (формула Сатерлэнда); λ – коэффициент теплопроводности, пропорциональный коэффициенту динамической вязкости.

Система уравнений (1) действительна для ламинарного течения вязкого газа. Для описания турбулентных течений применяются так называемые осредненные (по Рейнольдсу) уравнения Навье-Стокса, которые требуют дополнительных «замыкающих» соотношений (моделей турбулентности) для описания турбулентных (рейнольдсовых) напряжений. Следуя гипотезе Буссинэска о линейной зависимости турбулентных напряжений от скоростей деформаций, система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса идентична по форме системе уравнений (1), где коэффициенты вязкости μ и теплопроводности λ представляются суммами соответствующих коэффициентов молекулярной и турбулентной (вихревой) вязкости, т.е.

$$\mu = \mu_L + \mu_T,$$

$$\lambda = \lambda_L + \lambda_T = c_p \left(\frac{\mu_L}{Pr_L} + \frac{\mu_T}{Pr_T} \right),$$

где c_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении, Pr – число Прандтля.

Расчетная область включает все лопатки рабочего колеса в силу неперпериодичности потока в окружном направлении на шаге венца из-за колебаний лопаток. Разностная сетка разбивается на сегменты, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу лопаточного венца. В свою очередь, каждый из сегментов дискретизируется гибридной Н-О сеткой (рис. 1), причем Н-сетка остается неподвижной, а О-сетка деформируется с учетом перемещения лопатки.

При больших числах Рейнольдса допускается, что поток газа вдали от твердого тела ведет себя аналогично потоку идеального газа. Поэтому при расчете течений через лопаточный венец граничные условия на входной и выходной границах расчетной области основаны на одномерной теории характеристик нестационарного потока и аналогичны граничным условиям для идеального газа [3]. На «твердых» стенках расчетной области задаются:

– условие «прилипания» $\vec{v} = \vec{v}_w$, где \vec{v}_w – скорость перемещения стенки в рассматриваемой системе координат;

– тепловой поток q_w ; в частности, для адиабатической стенки $q_w = 0$;

– соотношение для давления, полученное проектированием на нормаль к стенке уравнения сохранения импульса

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \text{grad}_n \tau.$$

Для расчета «вязких» потоков в уравнениях сохранения (1) применяется алгебраическая модель турбулентности [6], основанная на оригинальной двухслойной модели, развитой Себеси и Смиттом [7] и модифицированной Болдвинном и Ломаксом [8].

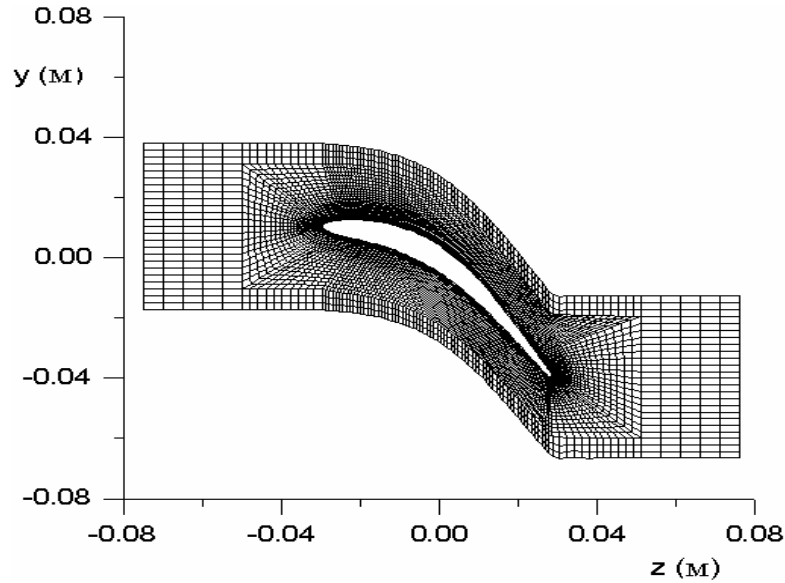


Рис. 1. Разностная сетка

Рассматривается турбулентный пограничный слой, формируемый из двух областей (рис. 2), внутренней и внешней, с различными выражениями для коэффициента вихревой турбулентной вязкости. Для внутренней области применяется полуэмпирическая формула для турбулентной вязкости с использованием модели Прандтля

$$\mu_T^{(i)} = \rho l^2 |\bar{\omega}|,$$

где $\bar{\omega} = \nabla \cdot \vec{v}$ – вектор вихря, выражаемый через производные от компонент скорости

$$\bar{\omega} = \left\{ \left(\frac{\partial v_3}{\partial y} - \frac{\partial v_2}{\partial z} \right); \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} - \frac{\partial v_3}{\partial x} \right); \left(\frac{\partial v_2}{\partial x} - \frac{\partial v_1}{\partial y} \right) \right\};$$

длина пути смешения l для пристенных течений с использованием демпфирующей функции ван Дрифта представляется в виде

$$l = ky \left(1 - e^{-\frac{y^+}{A}} \right),$$

где $k = 0.41$ – постоянная Кармана; $A = 26$ – демпфирующая константа; параметр y^+ определяется в виде

$$y^+ = \frac{y}{\mu_w} \sqrt{\rho_w \tau_w},$$

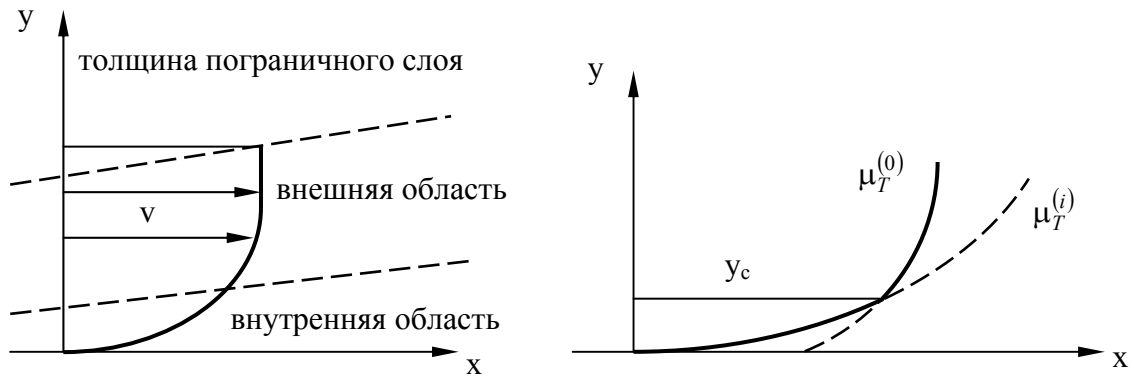


Рис. 2. Двухслойная вязкая модель

здесь параметры с индексом «w» относятся к стенке; y – соответствует расстоянию по нормали к стенке.

Во внешней области коэффициент турбулентной вязкости определяется модифицированной формулой Клаузера

$$\mu_T^{(0)} = \alpha \beta \rho F_k F_w,$$

где $\beta = 1.6$; $\alpha = K_{CL} \frac{1.55}{1 + \varphi}$; $K_{CL} = 0.0168$ – константа Клаузера;

$$\varphi = 0.55 \left(1 - \frac{1}{e^{0.243\sqrt{\sigma} - 0.298\sigma}} \right);$$

$\sigma = \frac{Re_0}{425} - 1$; Re_0 – число Рейнольдса, вычисленное по толщине потери импульса

$$\theta = \int_0^{\infty} \frac{\rho v}{\rho_e v_e} \left(1 - \frac{v}{v_e} \right) dy,$$

ρ_e, v_e – плотность и скорость на внешней границе пограничного слоя; F_k – фактор перемежаемости Клебана

$$F_k = \frac{1}{1 + 5.5 \left(C_k \frac{y}{y_{max}} \right)^6},$$

$C_k = 0.3$ – константа Клебана; y_{max} – значение « y », при котором вихревая функция

$$\Gamma(y) = y \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{y^+}{A}}} \right) |\bar{\omega}|$$

достигает максимального значения; F_w – волновая функция

$$F_w = \min \left(y_{\max} \cdot \Gamma_{\max}; C_w y_{\max} \cdot \frac{v_D^2}{\Gamma_{\max}} \right).$$

Здесь $C_w = 0.25$ – волновая константа; $v_D = v_{\max} - v_{\min}$ (в поперечном сечении пограничного слоя).

Переключение с внутренней области на внешнюю происходит на расстоянии y_c от стенки при котором значение $\mu_T^{(i)}$ становится равным $\mu_T^{(o)}$ (рис. 2). Таким образом

$$\begin{aligned} \mu_T &= \mu_T^{(i)} & \text{если } \mu_T^{(i)} < \mu_T^{(o)}, \\ \mu_T &= \mu_T^{(o)} & \text{если } \mu_T^{(i)} > \mu_T^{(o)}. \end{aligned}$$

Для подтверждения достоверности предложенного метода выполнено сравнение численных результатов с экспериментальными данными, полученными для 11-ой стандартной конфигурации [9]. Для сопоставления выбраны 2 режима: дозвуковой (безотрывный) и нерасчетный трансзвуковой, с углом атаки $\sim 18^\circ$, при котором на стороне разрежения образуется отрывная зона.

Расчеты выполнены с использованием гибридной Н-О сетки (рис. 1), причем О-сетка (42*213*7) деформируется в соответствии с движением лопатки. На рис. 3 показано распределение изэнтропического числа Маха M_{is} по обводу профиля в среднем сечении лопатки для дозвукового стационарного течения $M_{2is} = 0.69$. Цифры «1» соответствуют численным результатам предложенного метода, цифры «2» – экспериментальным данным, цифры «3» – численным результатам, полученным с использованием нестационарного квазитрехмерного кода VOLFAP для интегрирования уравнений Навье-Стокса и представленным в [9]. Расчеты показывают хорошее согласование прогнозируемых результатов с экспериментальными данными.

Рисунок 4 также демонстрирует удовлетворительное соответствие численных и экспериментальных результатов для стационарного трансзвукового нерасчетного режима ($M_{2is} = 0.99$), который характеризуется отрывом потока на стороне разрежения на расстоянии $\sim 30\%$ от входной кромки и скачком уплотнения вблизи выходной кромки.

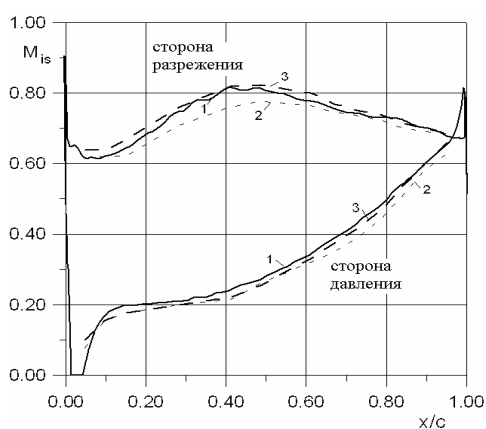


Рис. 3. Распределение скорости по обводу профиля, дозвуковой режим

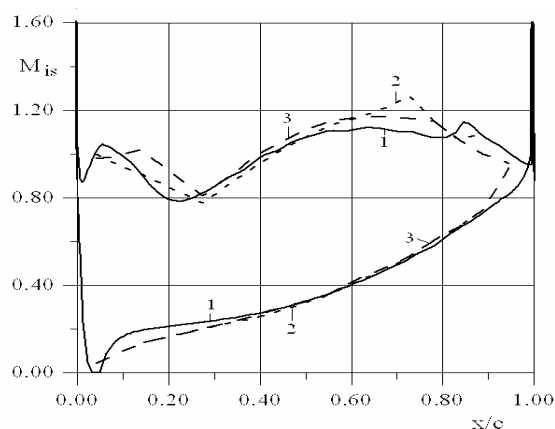


Рис. 4. Распределение скорости по обводу профиля, трансзвуковой режим

Ниже представлены некоторые результаты численного исследования нестационарных аэродинамических характеристик 11-ой стандартной конфигурации при заданном гармоническом законе колебаний всех лопаток при различных межлопаточных углах сдвига по фазе соседних лопаток

$$\begin{aligned} hz(t) &= hz_0 \sin[2\pi \nu t + (j-1)\delta], \\ hy(t) &= hy_0 \sin[2\pi \nu t + (j-1)\delta], \end{aligned}$$

где hy_0 , hz_0 – амплитуды изгибных колебаний в проекциях на координатные оси (рис. 1); ν – частота колебаний; δ – межлопаточный угол сдвига по фазе (МЛФУ).

Представленные результаты получены с использованием рядов Фурье для обработки нестационарных характеристик потока

$$C(t) = C_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (C_{1n} \cos n2\pi \nu t + C_{2n} \sin n2\pi \nu t),$$

где $C(t)$ – исследуемая физическая величина; C_0 , C_{1n} , C_{2n} – коэффициенты Фурье.

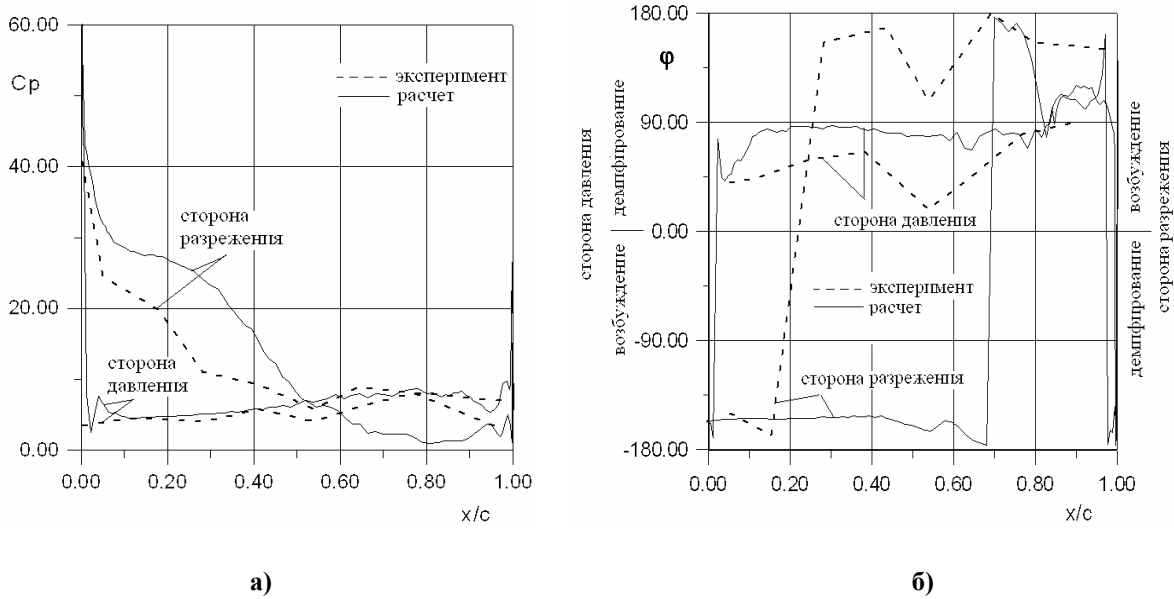
Только первые гармоники нестационарного давления сравнивались с экспериментальными данными, так как влияние более высоких гармоник практически ничтожно мало.

На рис. 5а,б показано сопоставление распределений амплитуды и фазы нестационарного давления вдоль хорды для дозвукового режима обтекания при относительной амплитуде колебаний $h/c = 0.0054$ и МЛФУ = 180° (h – амплитуда колебаний, c – длина хорды). Коэффициенты нестационарного давления по амплитуде и фазе определялись по формулам

$$C_p(z) = \frac{p(z)}{(p_0 - p_1)h}, \quad p(z) = \sqrt{C_{1n}^2(z) + C_{2n}^2(z)}, \quad \varphi(z) = \arctg \frac{C_{2n}(z)}{C_{1n}(z)},$$

где $p(z)$ – амплитуда нестационарного давления вдоль профиля; $\varphi(z)$ – фаза нестационарного давления; p_0 и p_1 – полное и статическое давление на входе в решетку. На рисунке сплошные линии соответствуют численным результатам, пунктирные – экспериментальным данным. Как видно из графиков, удовлетворительное соответствие результатов имеет место вдоль стороны давления и некоторое расхождение результатов на стороне разрежения на расстоянии 20-40% хорды от входной кромки. Сторона давления характеризуется положительным аэродемпфированием вдоль всей поверхности, в то время как на стороне разрежения мы наблюдаем положительный сдвиг нестационарного давления относительно движения лопатки, что соответствует подводу энергии от потока к осциллирующей лопатке (самовозбуждение).

Нестационарные аэроупругие характеристики 11-ой стандартной конфигурации для нерасчетного трансзвукового режима ($M_{2is} = 0.99$; $h/c = 0.0035$; МЛФУ = 180°) показаны на рис. 6. Мы наблюдаем удовлетворительное согласование результатов в распределении нестационарного давления по амплитуде (рис. 6,а) и фазе (рис. 6,б).

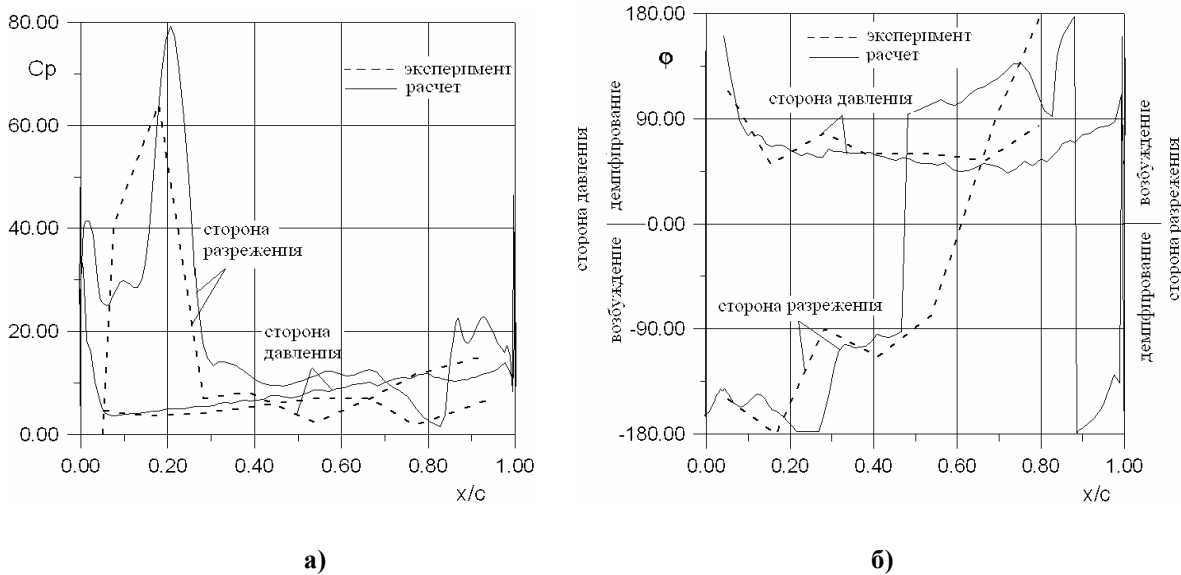


а) амплитуда; б) фаза

Рис. 5. Распределение нестационарного давления, 1-я гармоника, дозвуковой режим

Численный метод прогнозирует возмущение давления в отрывной зоне и в месте падения скачка уплотнения вблизи выходной кромки.

Распределение коэффициента аэродемпфирования по длине лопатки для дозвукового и трансзвукового режимов представлено на рис. 7. Мы видим, что для трансзвукового режима положительное аэродемпфирование (устойчивость) выше, чем для дозвукового режима. Кружки и квадратики на рисунке соответствуют результатам, полученным невязким кодом и кодом VOLFAP [9].



а) амплитуда; б) фаза

Рис. 6. Распределение нестационарного давления, 1-я гармоника, трансзвуковой режим

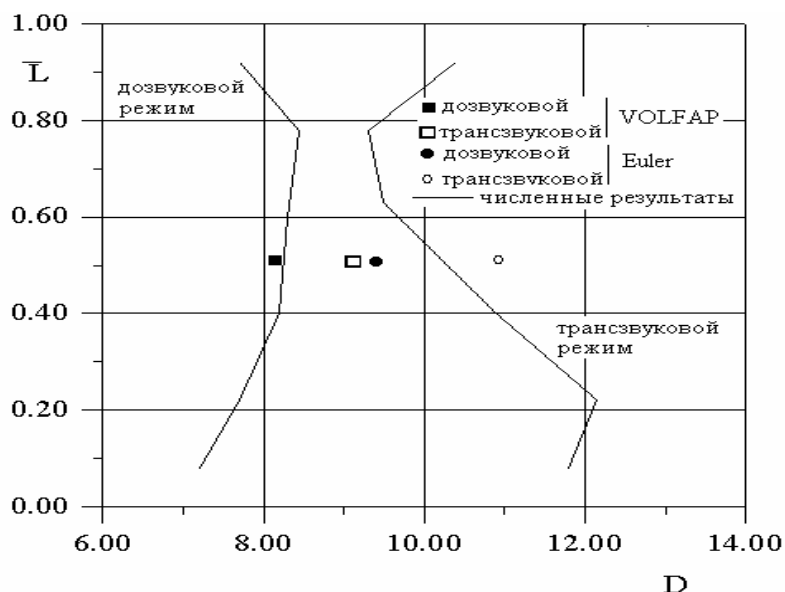


Рис. 7. Распределение коэффициента аэродемпфирования по длине лопадки

Литература

1. Bolcs A., Fransson T.H. Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results // Communication du LTAT-EPFL, Switzerland. – 1986. – No13. – 174 p.
2. He L. Integration of 2D Fluid – Structure Coupled Systems for Calculation of Turbomachinery Aerodynamic, Aeroelastic Instabilities // J. of Comp. Fluid Dynamics. – 1994. – 3. – p. 217-231.
3. Gnesin V.I., Kolodyazhnaya L.V. Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow // Problems in Mach. Eng. – 1999. – 1. – No 2. – p. 65–76.
4. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. В 2-х т. – М.: Мир, 1991.
5. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. В 2-х т. – М.: Мир, 1990.
6. Yershov S.V., Rusanov A.V. Modification of algebraic turbulence model used in code Flower. – Modelowanie turbulencji w zastosowaniach technicznych // Zeszyty Naukowe IMP PAN 486/1448/97. – Gdansk. – 1997. – pp.95-102.
7. Cebeci T., Smith A.M. Analysis of Turbulent Boundary Layers. – New York: Academic Press, 1974.
8. Baldwin B., Lomax H. Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flow // AIAA Paper 78-0257. – 1978.
9. Fransson T.H., Jöcker M., Bolcs A., Ott P. Viscous and Inviscid Linear / Nonlinear Calculations Versus Quasi-Three-Dimensional Experimental Data for a New Aeroelastic Turbine Standard Configuration // ASME Journal of Turbomachinery. – 1999. – 121. – №10. – pp. 717-725.

УДК 621.165

А.В. ЛАПУЗИН, канд. техн. наук, Ч.С. ЛИМ,
В.П. СУББОТОВИЧ, канд. техн. наук, Ю.А. ЮДИН, канд. техн. наук

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

ВЛИЯНИЕ ПЕРИОДИЧЕСКИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ НА ПОТЕРИ В РАБОЧИХ КОЛЕСАХ ОСЕВЫХ ТУРБИН

Розглянуті стан питання, яке присвячено впливу періодично нестационарних процесів на втрати в решітках турбін, і результати проведених авторами статті експериментальних досліджень чотирьох ступенів, відмінних геометричними кутами виходу і коефіцієнтами втрат соплових решіток. Запропонована нова аналітична залежність для оцінки додаткових втрат в робочому колесі.

The analysis of the publications related to influence of periodically nonstationary processes on the losses in the blade cascades is given. The analysis of results of carried out by authors of the article of experimental investigation of three turbine stages different by the geometrical outlet angles and nozzle loss coefficients is given too. New analytical dependence for determination of additional losses in rotor cascade is offered.

Проблема взаимного влияния сопловой решетки и рабочего колеса (РК) является одной из наиболее сложных в аэродинамике турбин и компрессоров. В идеализированных условиях статических испытаний прямых и кольцевых решеток на режимах безударного обтекания равномерным слаботурбулентным потоком потери в них невелики. В то же время в турбинах и компрессорах все решетки кроме первой обтекаются неравномерным высокотурбулентным потоком, что в большинстве случаев приводит к заметному увеличению потерь, которое необходимо учитывать в расчетных методиках определения характеристик турбины. Существующие методики расчета потерь от влияния периодической нестационарности, созданные 20-30 лет назад, требуют уточнений, учитывая широкий диапазон режимов работы современных турбинных ступеней.

В 2002-2004 годах в лаборатории турбиностроения НТУ «ХПИ» были определены характеристики рабочего колеса высоконагруженной газовой турбины. В соответствии с разработанной методикой РК испытывалось с тремя сопловыми решетками и одной решеткой стержней [1, 2]. Результаты этих исследований и обобщения, рассмотренные в данной статье, дополняют известные эксперименты и методики расчета потерь от периодической нестационарности.

Состояние исследуемого вопроса

Имеются экспериментальные данные разных авторов по влиянию вниз по потоку сопловой решетки на РК [3-11] и РК на сопловую решетку [12-14].

Обозначим профильные потери в среднем сечении РК в статических условиях при равномерном слаботурбулентном потоке перед ним – $\zeta_{лпр}$, а потери в этом же сечении при работе в составе ступени – $\zeta_{лсп}$. Для оценки влияния периодической нестационарности на профильные потери в РК будем использовать разность $\Delta\zeta_{лсп} = \zeta_{лсп} - \zeta_{лпр}$ и отношение $\gamma_{лпр} = \zeta_{лсп} / \zeta_{лпр}$ при одинаковых β_1 , M_{2t} , Re_{2t} .

В методике, разработанной на ЛМЗ [5], определение $\Delta\zeta_{л\text{ср}}$ в ступенях реактивного типа на режимах, близких к номинальному, производится с помощью критерия $Y = \zeta_{с\text{пр}}(1 - (U/C_1) \cdot \cos \alpha_1) / (1 + (U/C_1)^2 - 2(U/C_1) \cdot \cos \alpha_1 + \rho_0 / (1 - \rho_0))$.

Для расчета отношения $\gamma_{л\text{пр}} = 1 + 17,5 \Delta\beta$ авторы [4] используют амплитуду изменения угла β_1 в тангенциальном направлении $\Delta\beta = \beta_{1\text{кр}} - \beta_{1\text{г}}$, которая зависит от $\chi_{C_1} = (C_{1\text{т}} - C_{1\text{кр}}) / C_{1\text{г}} = 0,66 \sqrt{t_c \zeta_{с\text{пр}} / z \sin \alpha_1}$ – неравномерности поля скоростей в абсолютном движении и отношения U/C_1 .

В формуле $\gamma_{л\text{пр}} = 1 + 0,5(t_{\text{л}} / t_{\text{с}})(U/C_1)(\beta_1 + \beta_2) \chi_{W_1}$ [8] параметр $\chi_{W_1} = (W_{1\text{г}} - W_{1\text{кр}}) / W_{1\text{г}}$ характеризует неравномерность поля скоростей в относительном движении (параметры на оси кромочного следа отмечены индексом «кр»): $\chi_{W_1} = \chi_{C_1}(1 - U/C_1 \cos \alpha_1) / (U^2/C_1^2 - 2U/C_1 \cos \alpha_1 + 1)$.

На основе данных [3-11] по влиянию вниз по потоку сопловой решетки на РК и формул, обобщающих эксперименты, можно заключить:

1. Основными параметрами, влияющими на $\Delta\zeta_{л\text{ср}}$ и $\gamma_{л\text{пр}}$, являются $\zeta_{с\text{пр}}$, z , t_c , α_1 , которые определяют турбулентность потока и неравномерность абсолютной скорости χ_{C_1} , а также отношение скоростей U/C_1 , которое зависит от режима работы ступени, степени ее реактивности ρ_0 на номинальном режиме и определяет χ_{W_1} , $\Delta\beta$ – характеристики неравномерности потока в относительном движении.

2. Из трех рассмотренных выше методик наиболее универсальной является методика [4], т.к. позволяет рассчитать $\gamma_{л\text{пр}}$ в ступенях различных типов ($\rho_0 = 0 \dots 0,8$) при относительно небольших углах атаки. По мере увеличения ρ_0 до $0,4 \dots 0,5$ отношение $\gamma_{л\text{пр}}$ интенсивно растет, а затем незначительно снижается.

3. Методики [5] и [8] дают удовлетворительные оценки $\Delta\zeta_{л\text{ср}}$ и $\gamma_{л\text{пр}}$ для ступеней реактивного типа ($\rho_0 = 0,2 \dots 0,5$) на режимах, близких к расчетным. Однако для ступеней с $\rho_0 > 0,5$, $U/C_1 > 1$ расчеты по этим методикам приводят к результатам ($\Delta\zeta_{л\text{ср}} \leq 0$, $\gamma_{л\text{пр}} \leq 1$), которые противоречат экспериментальным данным [9, 10].

4. Высокие значения $\gamma_{л\text{пр}}$ в ступенях реактивного типа в значительной мере обусловлены низкими потерями $\zeta_{л\text{пр}}$ на режимах с малыми углами атаки $\beta_1 - \beta_{1\text{г}}$.

5. Данные о влиянии величины межвенцового зазора z на $\Delta\zeta_{л\text{ср}}$ и $\gamma_{л\text{пр}}$ противоречивы: или резкое снижение $\gamma_{л\text{пр}}$ с ростом z [8, 9], или весьма слабое влияние z на отношение $\gamma_{л\text{пр}}$ при высоких значениях этого отношения [3, 5, 6].

6. Неравномерность полей скоростей и углов, а также турбулентность потока в вихревых кромочных следах за сопловой решеткой повышает профильные потери рабочей решетки в $1,2 \dots 4,5$ раза ($\gamma_{л\text{пр}} = 1,2 \dots 4,5$) [3-10].

7. На отношение $\gamma_{л\text{пр}}$ может влиять число Струхала $Sh_{\text{л}} = (U/W_{2\text{т}})(b_{\text{л}}/t_c)$. Эксперименты, выполненные в институте Кармана [11], показывают, что потери в турбинной решетке зависят от чисел Re и $Sh_{\text{л}}$. При $Re \approx 2 \times 10^5$ и наличии отрыва потока в стационарных условиях вихревые кромочные следы подавляют отрыв и

коэффициент $\gamma_{\text{лпр}}$ может быть меньше 1. При $Re > 4 \times 10^5$ и безотрывном течении в решетке число Струхала не влияет на потери ($\gamma_{\text{лпр}} = 1$).

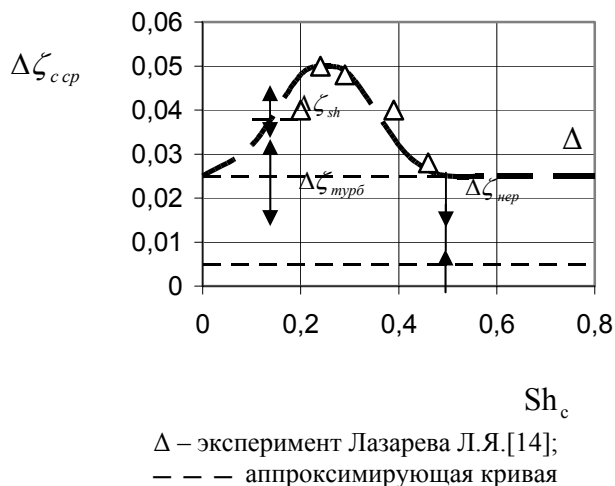


Рис. 1. Дополнительные потери в сопловой решетке

решетки С-90-12А при углах натекания $\alpha_0 = 60 \dots 120^\circ$ коэффициент $\zeta_{\text{с пр}} = 0,03 \dots 0,04$. Установка перед этой решеткой вращающегося РК повышает профильные потери в $\gamma_{\text{с пр}} = 1,6 \dots 2,7$ раза. Показано, что дополнительные профильные потери от периодической нестационарности $\Delta\zeta_{\text{с ср}} = \zeta_{\text{с ср}} - \zeta_{\text{с пр}}$ зависят от частоты вращения, достигая максимума при числе Струхала $Sh_c = (U / C_{1r})(b_c / t_{\text{л}}) = 0,25$, и определяются тремя взаимосвязанными факторами: числом Sh_c , тангенциальной неравномерностью и высокой степенью турбулентности за РК (рис. 1). По оценкам Лазарева Л.Я. турбулентность ($\approx 10\%$) повышает потери на 0,02, неравномерность – на 0,005, а число Sh_c – на $0 \dots 0,025$. При $Sh_c > 0,5$ влияние этого параметра на потери в соплах отсутствует.

Исследования НТУ «ХПИ» влияния входных условий на потери в РК

Сопловые решетки ступеней с одним и тем же РК имели одинаковые средний диаметр 175 мм, высоту 20 мм, шаг $t_c = 26,1$ мм, а отличались углами α_1 ($19^\circ, 27^\circ, 45^\circ$) и величиной потерь на среднем радиусе $\zeta_{\text{с пр}}$. Решетка стержней диаметром 3 мм устанавливалась перед РК и имела тот же шаг, что и сопловые решетки. Входной угол рабочей решетки на среднем радиусе β_{1r} составлял 60° , радиальный зазор над необандаженным РК – 0,22 мм.

С каждой из сопловых решеток и решеткой стержней РК испытывалось в широком диапазоне изменения режимных параметров β_1 и M_{2r} . Результаты испытаний четырех ступеней приведены в таблице.

Рассмотрим влияние вниз по потоку РК на сопловую решетку.

При испытаниях в НТУ «ХПИ» трехзвенника [12, 13], состоящего из переднего направляющего аппарата (ПНА), РК и заднего направляющего аппарата (ЗНА) было установлено, что даже при очень большом зазоре между РК и ЗНА (36 мм) интегральные потери в ЗНА в 2,5 раза выше интегральных потерь ПНА. При уменьшении зазора между РК и ЗНА до 9 мм отношение потерь повышается от 2,5 до 3,3.

Объектом испытаний, выполненных в МЭИ Лазаревым Л.Я. [14], была полуторная ступень, состоящая из двух неподвижных и одной вращающейся решеток. В условиях статических испытаний

Сопловая решетка с $\alpha_1 = 19^\circ$ – штатная сопловая решетка. При проектировании сопловых решеток с углами $\alpha_1 = 27^\circ$ и $\alpha_1 = 45^\circ$ моделирование тангенциальной неравномерности параметров перед РК осуществлялось с помощью параметров \bar{D}_w и $\Delta\beta$ [2]. Это привело к повышению потерь в сопловых решетках с ростом угла α_1 . Таким образом, рабочее колесо с тремя сопловыми решетками и решеткой стержней работало в условиях периодически нестационарного потока в широком диапазоне изменения углов α_1 и коэффициентов потерь сопла.

Таблица. Результаты испытаний ступеней

α_1	β_1	M_{2t}	Sh_n	$\zeta_l / \zeta_{лпр}$	$\Delta\zeta_l$
19	30	0,6	0,37	3,3	0,21
	30	0,9	0,33	1,8	0,12
	40	0,2	0,80	2,4	0,11
	50	0,2	1,00	2,2	0,07
	60	0,2	1,19	1,8	0,05
	60	0,9	0,66	3,0	0,04
27	30	0,6	0,10	4,9	0,35
	30	0,9	0,09	2,2	0,19
	40	0,2	0,36	4,0	0,24
	50	0,2	0,54	3,2	0,13
	60	0,2	0,71	1,7	0,04
	70	0,2	1,00	1,3	0,02
45	50	0,2	0,08	4,5	0,21
	60	0,9	0,13	7,0	0,12
	70	0,6	0,26	3,5	0,10
	70	0,9	0,19	7,0	0,11
90	99	1,1	0,05	1,15	0,02

Результаты эксперимента показывают, что на режимах с постоянными значениями режимных параметров β_1, M_{2t}, Re_{2t} совместное увеличение угла α_1 и потерь $\zeta_{с\text{ ср}}$ существенно повышает интегральные потери в РК. Обозначим через ζ_l интегральные потери в РК при нулевом радиальном зазоре, а через $\gamma_{лк}$ отношение концевых потерь в нем при работе в составе ступени и в условиях, когда перед РК поток равномерный слаботурбулентный: $\gamma_{лк} = \zeta_{лк} / \zeta_{лкст}$. Для характеристики совместного влияния на ζ_l периодически нестационарных процессов и концевых потерь в таблице использована разность $\Delta\zeta_l = \zeta_l - \zeta_{лпр}$ и отношение $\zeta_l / \zeta_{лпр} = \gamma_{лпр} + \gamma_{лк} (\zeta_{лкст} / \zeta_{лпр})$, в котором второе слагаемое учитывает влияние концевых потерь. Далее $\Delta\zeta_l$

будем называть дополнительными потерями в РК.

Из анализа результатов испытаний также следует, что для моделирования в РК одинаковых значений $\Delta\zeta_l$ необходимо проектировать сопловые решетки с примерно одинаковым уровнем потерь $\zeta_{с\text{ ср}}$. При увеличении угла α_1 соотношения между тремя факторами, упомянутыми выше [14], изменяются. Тангенциальная неравномерность потока в относительном движении ($\Delta\beta, \chi_{w_1}, \bar{D}_w$) снижается [2], роль числа Струхала повышается, а влияние степени турбулентности (сравнительно низкой перед РК) практически не меняется.

Из таблицы и рис. 2 видно, что число Sh_n снижается при уменьшении угла β_1 , росте числа M_{2t} и угла α_1 . Связь между этими параметрами выражается зависимостью

$$Sh_n = \frac{b_n}{t_c} \frac{W_{1a}}{W_{2t}} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_1} \right), \text{ в которой } \frac{W_{1a}}{W_{2t}} = \frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{\sin^2 \alpha_1 + \frac{\rho}{(1-\rho)(1-\zeta_{с\text{ ср}})}}}.$$

На режимах с постоянными значениями β_1 , M_{2t} , Re_{2t} отношение скоростей W_{1a}/W_{2t} сохраняется постоянным, что позволяет по указанной выше формуле рассчитать $Sh_{л}$ при изменении угла α_1 .

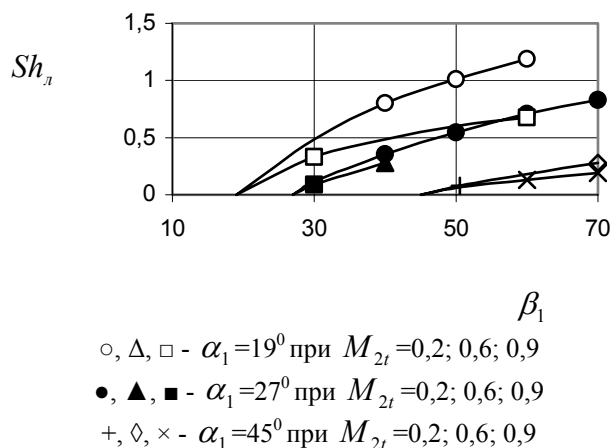


Рис. 2. Влияние углов α_1 и β_1 на $Sh_{л}$

При $\alpha_1 = const$, $\beta_1 = const$ увеличение степени расширения $ER = P_0^*/P_2$ повышает степень реактивности ρ и числа Маха M_{1t} , M_{2t} , что приводит к снижению отношения скоростей W_{1a}/W_{2t} и числа Струхала $Sh_{л}$.

Результаты экспериментальных исследований ступеней показали, что для любой из трех сопловых решеток, при уменьшении угла потока β_1 по сравнению с углом решетки $\beta_{1Г}$ величина $\Delta\zeta_{л}$ возрастает, а при увеличении угла β_1 (положительные углы атаки $\beta_1 - \beta_{1Г}$ – удар в выпуклую часть профиля) величина $\Delta\zeta_{л}$

уменьшается, достигая близких к нулю значений при углах атаки около 40° .

Эксперименты авторов статьи и Лазарева Л.Я. [14] позволили получить следующую формулу для определения дополнительных потерь $\Delta\zeta_{Sh}$ в сопловых и рабочих решетках турбин, обусловленных изменением числа Струхала (при $Sh > 0,5$ следует принимать $\Delta\zeta_{Sh} = 0$):

$$\Delta\zeta_{Sh} = 0,025 \left(1 - |1 - 4Sh|^{1,5} \right)^2.$$

Приведенные в таблице результаты удовлетворительно аппроксимируются формулой

$$\Delta\zeta_{л} = \zeta_{ср} + 46 \times 10^{-6} (\beta_1 - \beta_{1Г})(\beta_1 - \beta_{1Г} - 100) + 0,025 \left(1 - |1 - 4Sh_{л}|^{1,5} \right)^2,$$

которая обобщает результаты экспериментальных исследований РК в широком диапазоне углов атаки.

Основные выводы

1. Для определения дополнительных потерь в рабочем колесе средней веерности предложена эмпирическая зависимость, учитывающая потери в соплах, широкий диапазон углов атаки, число Струхала и экспериментально установленный авторами факт, что интегральные потери рабочего колеса в турбине в 1,15...7 больше, чем его профильные потери в идеализированных условиях обтекания равномерным слаботурбулентным потоком.

2. В отличие от известных эмпирических методик, в которых на режимах близких к расчетным ($\beta_1 \approx \beta_{1Г}$) определяется влияние периодической нестационарности на профильные потери, предлагаемая методика позволяет найти

дополнительные потери в рабочем колесе средней веерности для широкого диапазона углов атаки.

3. Установлено что, при изменении углов атаки от -30° до $+40^\circ$ дополнительные потери в рабочем колесе монотонно снижаются от максимальных значений до нуля.

Литература

1. Лим Ч.С., Лапузин А.В., Субботович В.П., Юдин Ю.А. Методика моделирования газодинамических процессов в высоконагруженных ступенях газовых турбин // Вестник национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2002. – №9, т. 12. – с. 186-190.

2. Лапузин А.В., Лим Ч.С., Субботович В.П., Юдин Ю.А. Моделирование тангенциальной неравномерности параметров потока перед рабочим колесом турбинной ступени // Вестник национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2003. – №9, т. 2. – с. 102-107.

3. Кирилов И.И. Теория турбомашин. – М.: Машиностроение, 1964. – 512 с.

4. Шубенко-Шубин Л.А., Стоянов Ф.А., Шубенко-Шубин А.Л. Об оценке профильных потерь в турбинной решетке, обтекаемой нестационарным потоком // Энергомашиностроение. – 1972. – № 1. – с. 7-9.

5. Зильберман А.С., Лопатицкий и др. Дополнительные потери энергии из-за периодической нестационарности в рабочих лопатках турбинных ступеней // Теплоэнергетика. – 1973. – № 10. – с. 55-59.

6. Копелев С.З., Тихонов Н.Д. Расчет турбин авиационных двигателей. – М.: Машиностроение, 1974. – 268 с.

7. Герасименко В.П., Приходько А.В. Исследование влияния нестационарного потока на характеристики ступени осевого компрессора // Газовая динамика двигателей и их элементов. Тематический сборник научных трудов. – Харьков: Харьковский авиационный институт, 1979. – с. 102-107.

8. Основы проектирования турбин авиадвигателей / А.В. Деревянко, В.А. Журавлев, В.В. Зикеев и др. / Под ред. С.З. Копелева. – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.

9. Кириллов И.И. Теория турбомашин. – М.: Машиностроение, 1972. – 536 с.

10. Шнез Я.И., Гаркуша А.В., Лапузин А.В. Исследование влияния отбора рабочего тела на экономичность двухступенчатой турбины // Сб. Энергетическое машиностроение. – Харьков, 1978. – Вып. 25. – с. 70-79.

11. Thomas C., Arts T., Lefebvre M., Liamis N., Roux J.-M. Unsteady and Calming Effects Investigation on very High Lift LP Turbine Blade. Part I: Experimental Analysis – Part II: Numerical Analysis // FSME International Gas Turbine Conference Turbo Expo 2002. GT-2002-30227>-2002-30228. – Amsterdam (Netherlands). – 2002.

12. Гребнев В.К., Левина М.Е., Чан Ши Фьет Взаимное влияние двух смежных ступеней // Сб. Энергетическое машиностроение. – Харьков. – 1973. – Вып. 16. – с. 22-28.

13. Чан Ши Фьет Исследование взаимного влияния смежных турбинных ступеней высокого давления: Автореф. дис... канд.техн.наук. – Харьков, 1973. – 24 с.

14. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. – М.: Энергия, 1974. – 592 с.

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф., Ю.Н. ГОВОРУЩЕНКО, канд. техн. наук,
А.П. УСАТЫЙ, канд. техн. наук

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

**РАЗРАБОТКА ИНФОРМАЦИОННОЙ СРЕДЫ И СРЕДСТВ
ДИНАМИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ИНФОРМАЦИОННЫМИ МОДЕЛЯМИ
ДАНЫХ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К
САПР «ТУРБОАГРЕГАТ»**

Виконана робота по розробці інформаційного середовища та способів динамічного управління інформаційними моделями даних для складних технічних об'єктів в пристосуванні до САПР «Турбоагрегат». Розроблена методологія створення єдиного інформаційного ядра та способів взаємодії з ним проектних процедур САПР з використанням реляційних СУБД і XML-технологій. Описана послідовність створення та ініціювання інформаційного середовища складних технічних об'єктів. Показана можливість динамічного управління та оперування інформаційним середовищем проекту, як функцій задачі проектування, стадії проекту та використаних проектних процедур.

The job on elaboration of information environment and dynamic control modes of information data models for complex technical objects as applied to turbomachinery CAD systems is carried out. The methodology of single information core creation and modes of collaboration of CAD procedures with it using DB and XML technologies is developed. The sequence of information environment creation and initiation for complex engineering objects is described. The possibility of dynamic administration and operation of project's information environment in conformity with design tasks, project stage and project procedures utilization is demonstrated.

Проектирование сложных технических объектов, состоящих из большого числа различных компонентов, требует сегодня применения адекватного инструментария, позволяющего динамически управлять огромными объемами разноплановой информации с использованием соответствующих методологий, позволяющих отслеживать причинно-следственные связи, использовать накопленные ранее знания, порождать и хранить новые.

Следует отметить, что на сегодня в области разработки методологии отдельных подсистем САПР «Турбоагрегат» и ее компонент накоплен достаточный опыт [1, 2], известны также многодисциплинарные программы моделирования различных объектов турбоагрегата на этапах анализа, проектирования, доводки и эксплуатации, в том числе и коммерческие версии, позволяющие определять различные характеристики на установившихся и переменных режимах: эффективности, массовые, геометрические, прочностные, термогазодинамические и другие показатели [3, 4]. Одним из существенных недостатков этих программ следует отметить их разноплановость и разобщенность с точки зрения формата представления информационной модели объекта проектирования и форматов ввода и вывода данных. Поэтому объединение таких программ в динамический интегрированный продукт и дальнейшее их использование зачастую наталкиваются на достаточно серьезную проблему, связанную с обменом информацией между ними. До настоящего времени, чаще всего эту проблему решали с помощью разработки препроцессорных и постпроцессорных модулей, обеспечивающих взаимный обмен данными. Вместе с тем, такой подход

существенно усложняет процессы информационных обменов между различными проектными процедурами с ростом их количества, что особенно актуально при разработке САПР. Более перспективным является подход, заключающийся в использовании проектными процедурами единого информационного ядра объекта проектирования, состоящего из пересекающихся множеств соответствующих информационных моделей проектных процедур. Для хранения данных общего информационного ядра наиболее рационально использовать реляционную базу данных, из которой каждая из проектных процедур может самостоятельно формировать свою информационную модель, причем результаты ее работы становятся доступными через сервер СУБД для любой другой, в том числе и для вновь создаваемых. Такой подход целесообразно применять при использовании ранее разработанных проектных процедур, при создании которых не стояла задача использования их в интегрированных проектных системах.

При разработке новых проектных процедур, предназначенных для использования в интегрированных пакетах САПР, наиболее эффективно и целесообразно использовать подход основанный на формировании общего информационного пространства для каждого проекта, как логическое сложение пересекающихся множеств информационных моделей проектных процедур.

Как показывает опыт, разработка различных компонент САПР сложных объектов невозможно сегодня без применения СУБД, т.к. реализация современных требований по сокращению сроков и стоимости проектирования, повторное использования накопленной информации при проектировании новых изделий, обеспечение необходимой информационной поддержки объекта на протяжении всего его жизненного цикла, невозможна без применения специальных методологий проектирования, которые должны обеспечивать не только разнородные представления данных об объекте на разных этапах жизненного цикла, но и обеспечивать при этом, соблюдения целостности данных по каждому проекту.

На современном этапе развития информационных технологий достигнуты большие успехи в получении, хранении, управлении, анализе и визуализации данных. Вместе с тем, при разработке динамических информационных моделей данных САПР сложных технических объектов, к которым безусловно относится и турбоагрегат, с организацией общего информационного пространства для каждого проекта необходимо учитывать и использовать последние достижения в области СУБД и других информационных технологий.

В настоящее время наиболее перспективным инструментом управления динамическими информационными моделями сложных объектов является т.н. – XML технология, основные особенности и возможности которой приведены ниже:

- XML – язык описания данных. (Можно описывать все традиционные структуры данных: таблицы, массивы, вложенные структуры, деревья, списки, сети и т.д.)
- XML – текстовый формат представления данных, однако, они предназначены не для чтения, а для переработки, хранения и представления данных в том числе и в WEB.
- XML не лицензируется, не зависит от платформ оборудования и ОС, достаточно просто сопровождается. Имеются сопровождаемые компоненты XML, которые обеспечивают обработку данных практически в любых языках программирования: C++, JAVA, Jscript, VBScript и др.

- XML – служит основой построения XML ориентированных баз данных и с успехом может использоваться совместно с реляционными СУБД.
- XML может служить основой для создания новых технологий, в том числе и для обмена информацией между приложениями, построения WEB и унификации форматов данных в Интернет.

Учитывая вышесказанное можно сделать вывод о высокой актуальности и перспективности использования XML-технологий не только для хранения информационных моделей наряду с традиционными реляционными СУБД [5-9], но также и для внутреннего структурированного формата представления объектов проектирования в проектных процедурах.

Принимая во внимание достоинства XML-технологий и учитывая безусловную необходимость применения СУБД, как составной части САПР сложных технических объектов, а также учитывая требование обеспечения динамического управления информационными моделями данных проектных процедур, задача разработки информационной среды САПР «Турбоагрегат» потребовала выполнения в первую очередь следующих условий:

- Информационное пространство САПР «Турбоагрегат» должно представлять собой единое информационное ядро;
- Для хранения и обработки информационных потоков использовать XML – технологии и средства реляционных СУБД;
- Обеспечить возможность работы с различными форматами СУБД;
- Унифицировать внутреннее представление информационных моделей проектов, приведя его к DOM-формату (объектная модель документа – Document Object Model, предложенного рабочей группой XML Working Group консорциума World Wide Web Consortium (W3C) в качестве стандарта для представления XML-документов);
- Структура информационной среды должна позволять изменять и модифицировать содержание и структуру всех ее составных частей без изменения кодов программного обеспечения;
- Средства динамического управления должны обеспечивать работу по организации проектного информационного пространства, изменению его структуры и содержания, управлять проектными процедурами и информационными потоками.

При оценке существующих СУБД с точки зрения возможности их использования при разработке и создании на их базе информационного пространства САПР «Турбоагрегат» выбор был сделан на сравнительно «легких» и наиболее популярных СУБД – MySQL, SQLite и MSAccess, использование которых за исключением MSAccess, к тому же не требует лицензионной поддержки.

С целью унификации алгоритмов взаимодействия с различными СУБД было принято решение об использовании свободно распространяемого драйвера ODBC, обеспечивающего обмен информацией между разноформатными источниками данных.

В общем виде разработанная структура информационной среды САПР «Турбоагрегат» и последовательность ее создания описаны ниже:

□ **Системная часть**

- Установка и настройки серверов (MySQL, MSAccess, SQLite);
- Установка и настройка драйвера ODBC и источников данных;
- Создание информационного пространства административной части в базах данных САПР «Турбоагрегат».

□ **Административная часть**

- Формирование справочника параметров общего информационного ядра;
- Формирование справочника объектов проектирования;
- Формирование справочника проектных процедур;
- Настройки структуры объектов проектирования (создание дерева подчиненных объектов);
- Формирование дисциплинарных групп параметров (определение принадлежности параметра из общего информационного ядра определенной таблице в базе данных);
- Настройки информационной среды моделей проектных процедур (формирование списка используемых параметров из соответствующих дисциплинарных групп);
- Разворачивание общего информационного ядра проектной части баз данных и информационного пространства базы знаний;
- Формирование среды пользователей и их допусков;
- Создание XML-шаблонов структур объектов проектирования, дисциплинарных групп и настроек проектных процедур.

□ **Проектная часть**

- ❖ Проект (определяется именем проекта и вариантом данных);
 - Стадия проекта (определяется поставленной задачей и соответствующей ей набором необходимых проектных процедур);
 - Структура объекта проектирования (настраиваемое дерево подчиненных объектов в соответствии с XML-шаблоном);
 - Структура дисциплинарных групп параметров объекта (зависит от информационных моделей используемых проектных процедур).

□ **База знаний**

- Атлас элементов (схемные изображения объектов);
- Атлас объектов («стандартные» проектные решения объектов);
- Справочник материалов;
- Справочник единиц измерений физических величин.

Для выполнения перечисленных выше операций была разработан интерфейс, обеспечивающий динамические манипулирования в любой части информационного пространства, что позволило выполнить операции по инициализации этого пространства.

Ниже вкратце описывается процесс инициализации информационного пространства САПР «Турбоагрегат».

Справочник параметров общего информационного ядра создается в виде таблицы в базах данных на серверах MySQL, MSAccess и SQLite, которая включает в себя информацию об общепринятом обозначении параметра, его полное наименование, код физической единицы измерения параметра (давление, энтальпия, длина, ...), тип описания переменной (int, double, varChar...) и количество значащих символов параметра. В таблицу в произвольном порядке заносятся данные о всех параметрах, описывающих объекты. Аналогично создается справочник объектов проектирования в который заносится информация о кратком и полном наименованиях перечисляемых объектов и справочник проектных процедур, где представляется информация о названии проектной процедуры, ее назначении, авторе и, при необходимости, другая сопутствующая информация.

Для хранения структуры объектов проектирования создается соответствующая таблица, куда в процессе создания и настройки структур объектов заносится информация о кодах объектов-отцов и соответствующих им кодах объектов-детей.

Перед формированием дисциплинарных групп параметров предварительно создается таблица-справочник с перечнем названий этих групп для каждого объекта проектирования, а затем в специально созданную таблицу заносится информация о коде дисциплинарной группы и соответствующие ей коды параметров из справочника параметров общего информационного ядра. Последние две таблицы вместе с таблицей параметров общего информационного ядра используются специальным алгоритмом для автоматического разворачивания баз данных и создания таблиц для каждой дисциплинарной группы с полями, соответствующими параметрам этих групп.

Наиболее интересной по своему функциональному назначению и цели здесь представляется операция настройки информационной среды моделей проектных процедур, которая заключается в создании для каждой проектной процедуры структурной связи с необходимыми для ее функционирования параметрами из таблиц, соответствующих определенным дисциплинарным группам. В этом случае каждая из проектных процедур оперирует «своими» параметрами, но вместе с тем, физически эти параметры находятся в общем информационном ядре и постоянно доступны всем проектным процедурам. Как видно такой подход позволяет формировать из пересекающихся множеств информационных моделей проектных процедур общую информационную среду проекта. При этом внутреннее представление информационной среды соответствует DOM-формату, что позволяет использовать унифицированный алгоритм-парсер, обеспечивающий доступ к «своим» параметрам любой проектной процедуре.

Настройки пользователей имеет общепринятую структуру и позволяют учитывать группу пользователя, его категорию, логин, пароль и тем самым осуществлять санкционированный доступ к разрешенным уровням информационной среды САПР «Турбоагрегат» и средствам взаимодействия с ней.

На последнем этапе система создает XML –шаблоны метаданных в которых дублируется информация из созданных таблиц-справочников и таблиц, описывающих структуры объектов проектирования и соответствующие настройки, описывающие информационное пространство САПР «Турбоагрега». Шаблоны метаданных используются системой при создании структуры информационного пространства новых проектов, клонируя соответствующим образом из них необходимую для этого информацию, а также для создания и инициализации новой локальной базы данных

либо при установке программного обеспечения информационной системы САПР. В момент загрузки шаблонов происходит генерация новых таблиц и проектных процедур, адаптация интерфейсов под новые структуры объекта проектирования.

Описанная выше система позиционируется, как мультиплатформенная, т.к. может функционировать в среде WINDOWS и UNIX.

Схема информационных потоков разработанной информационной среды САПР «Турбоагрега» представлена на рисунке ниже. Как видно из рисунка, применение универсального DOM-формата, описывающего XML-данные информационного ядра проекта сложного технического объекта в оперативной памяти расчетно-технического комплекса позволяет существенным образом унифицировать и упростить процедуры обмена информацией между проектными процедурами, файлами данных и серверами реляционных СУБД.

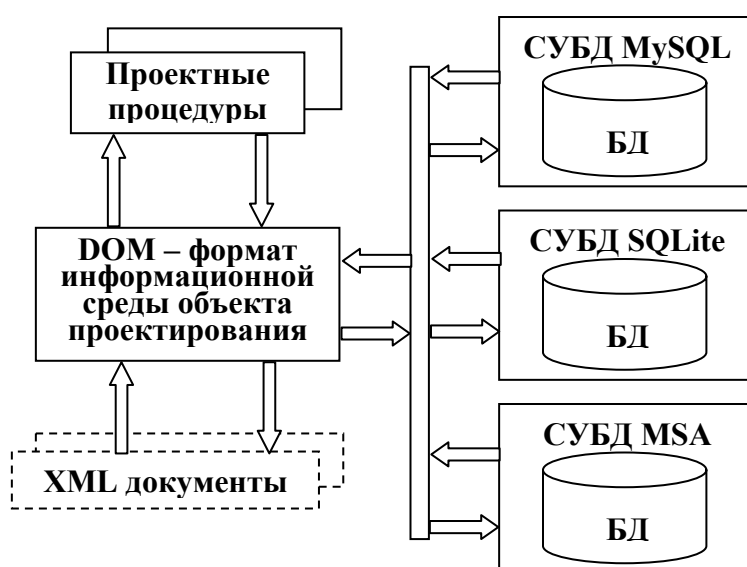


Рис. Схема информационных потоков

XML-представление шаблона метаданных позволяет не только создавать дистрибутив информационной среды, но и обмениваться нормативно-справочной информацией и другими настройками между несколькими копиями системы и с другими системами.

Задача интеграции новых проектных процедур является одной из ключевых для разработанной информационной среды. Возможность расширения структуры общей информационной среды и информационных моделей объектов проектирования добавляет системе гибкости и позволяет обрабатывать и хранить самые разные данные и их структуры. С этой целью был разработан гибкий механизм динамического управления информационными моделями объектов, суть которого состоит в том, что XML-шаблоны метаданных генерируются в момент изменения настроек информационной среды по заранее определенным правилам. После этого система автоматически их использует для генерации информационного ядра объекта проектирования, как функции этапов проектирования и используемых проектных процедур.

Важнейшее преимущество такого подхода состоит в том, что при этом не требуется разрабатывать или модифицировать процедуры загрузки и выгрузки информационной среды объекта проектирования.

Таким образом, разработанная информационная среда и средства динамического управления информационными моделями с учетом описанных выше качеств и возможностей могут быть использованы в качестве информационной подсистемы САПР «Турбоагрегат», как инструмент, позволяющий создавать, хранить, модифицировать, настраивать, предавать, копировать, как содержание информационного ядра объекта проектирования, так и его структуру с обеспечением полного и независимого доступа к нему различных мультидисциплинарных проектных процедур. При этом, одним из основных положительных качеств информационной среды, описанной в данной статье являются ее интеграционные свойства, позволяющие достаточно легко и относительно просто подключать к САПР «Турбоагрегат», разработанные ранее, в том числе и разными авторами пакеты мультидисциплинарных прикладных программ и использовать их в качестве проектных и экспертных процедур.

Литература

1. *Бойко А.В.* Оптимальное проектирование проточной части осевых турбин. – Харьков: Вища школа, 1982. – 152 с.
2. *Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н.* Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбин: [Учеб. пособие для вузов по спец. «Турбостроение»]. – Харьков: Вища школа, 1989. – 217 с.
3. *Шубенко-Шубин Л.А., Стоянов Ф.А.* Автоматизированное проектирование лопаточных аппаратов тепловых турбин. – Л.: Машиностроение, 1984. – 236 с.
4. *Палагин А.А, Лыхвар Н.В.* Система машинного проектирования тепловых схем паротурбинных установок. – Харьков, 1978. – 30 с. (Препринт / АН УССР Ин-т проблем машиностроения № 107).
5. *Braganholo V., Davidson S., Heuser C.* On The Updatibility of XML Views over Relational Databases. Proceedings of WEBDB 2003, San Diego, SA, USA. (2003)
6. *Веселов В., Долженков А.* Опыт построения XML-СУБД // Открытые Системы. – 2002. – № 06.
7. *Дейт К. Дж.* Введение в системы баз данных, 7-е издание: Пер. с англ. – М: Вильямс, 2001. – 1072 с.
8. *Афанасьев А. П., Галкин В. И., Лисов А. А., Парамонов Ф. И., Петров А. П.* Новые принципы построения и организации САПР // Автоматизация проектирования. – 1999. – № 2.
9. *Рональд Буре.* XML и базы данных // Открытые системы. – 2000. – №1 0.

© Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Усатый А.П., 2006

УДК 621.165

В.П. СУББОТОВИЧ, канд. техн. наук, А.Ю. ЮДИН

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

РАСЧЕТ ДВУХМЕРНОГО ТЕЧЕНИЯ В МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛАХ СОПЛОВЫХ И РАБОЧИХ РЕШЕТОК ТУРБИН

За допомогою методу розв'язування прямої задачі, розробленого авторами статті, виконані розрахунки двовимірної течії в соплових і робочих решітках турбін. Аналіз розрахункових та експериментальних даних показав, що новий метод дозволяє із задовільною точністю розраховувати безвідривні течії в конфузорних, конфузорно-дифузорних та дифузорних каналах решіток за умов різних кутів атаки.

With the help of a method of the solution of the direct problem developed by authors of article the calculation of 2D flow in nozzle and rotor cascades of turbines are executed. The analysis of calculated and experimental data has shown, that the new method allows to determinate with satisfactory accuracy parameters of non-separated flow in confusor, confusor-diffuser and diffuser channel of turbine blade cascades with different incidence.

С помощью разработанного авторами статьи метода решения прямой задачи [1] выполнены расчеты двухмерного течения в межлопаточных каналах двух рабочих решеток ТР-1А (Р-2617А) [2, 3] и ТР-2А (Р-3021А) [2, 4] и одной сопловой решетки ТС-1А (С-9012А, Н-4) [2, 5]. Для этих решеток профилей имеются экспериментальные данные, полученные в МЭИ [2, 3, 6] и НТУ «ХПИ» [7, 8]. Проведено сравнение результатов расчета течения с результатами экспериментальных исследований.

Для решетки профилей ТР-1А представлены следующие результаты расчета течения в межлопаточном канале: распределение безразмерной скорости $\lambda = W / a_{кр}$ во всем канале при безударном угле входа потока $\beta_1 = 21^\circ$ (рис. 1) и распределение безразмерной скорости λ вдоль обвода профиля при углах потока $\beta_1 = 18^\circ, 21^\circ, 26^\circ, 33^\circ$ (рис. 2).

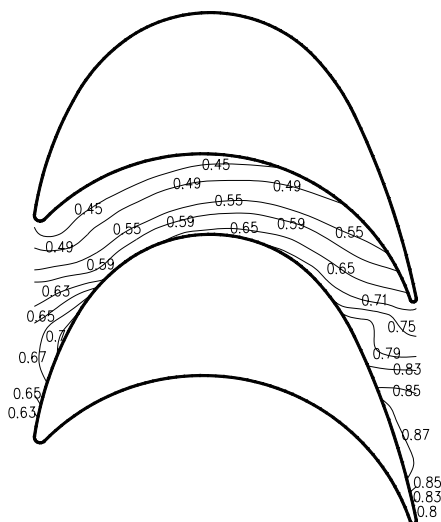
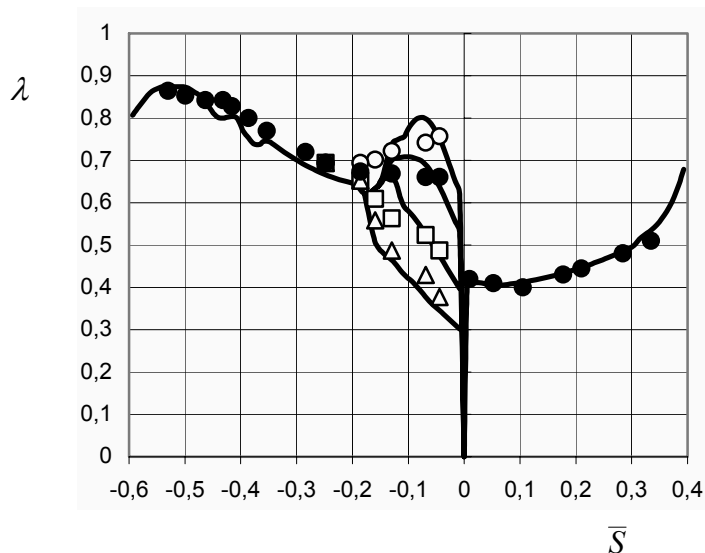


Рис. 1. Распределение безразмерной скорости λ в канале решетки ТР-1А при безударном угле входа потока $\beta_1 = 21^\circ$

На рис. 2 также представлено сравнение результатов расчета с данными экспериментов, проведенных в МЭИ [3]. Скорость определялась по давлению на поверхности лопатки, которое в эксперименте измерялось с помощью дренажных отверстий. Количество отверстий и их расположение на поверхности профиля соответствует значениям \bar{S} для точек • на рис. 2. Экспериментальные данные при углах входа потока, отличных от безударного угла $\beta_1 = 21^\circ$, представлены только для входного участка выпуклой поверхности профиля, поскольку на остальной поверхности они незначительно разнятся с данными при безударном входе.

Для всех углов β_1 на начальном участке вогнутой поверхности профиля $\bar{S} \approx 0 \dots 0,1$ имеется слабодиффузорная область, а вдоль

остальной длины этой поверхности течение конфузурное. На выпуклой поверхности профиля, если отказаться в данный момент от рассмотрения входного участка $\bar{S} = -0,2 \dots 0$, диффузорность течения ($\lambda = 0,8 \dots 0,87$) проявляется только вблизи выходной кромки профиля $\bar{S} = -0,6 \dots -0,55$ (см. рис. 1 и рис. 2).

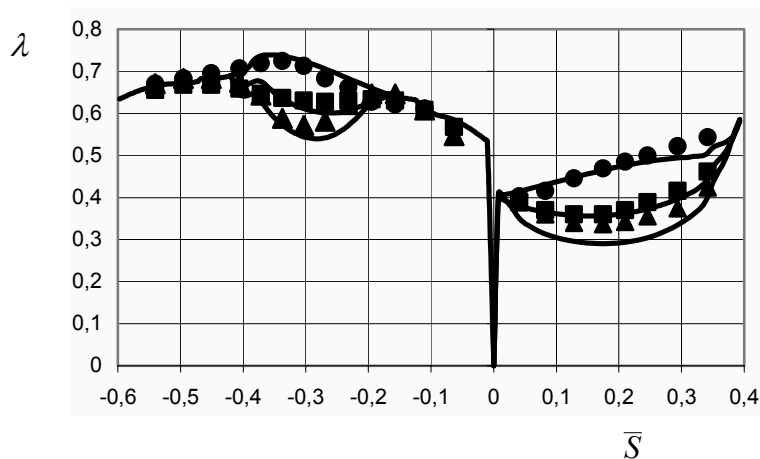


○ - $\beta_1 = 18^\circ$; ● - $\beta_1 = 21^\circ$ (безударный вход); □ - $\beta_1 = 26^\circ$;
 Δ - $\beta_1 = 33^\circ$ - эксперимент МЭИ; — расчет

Рис. 2. Распределение безразмерной скорости λ вдоль обвода профиля TP-1A при различных углах входа потока

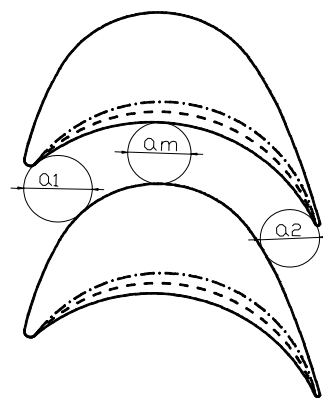
На входном участке выпуклой поверхности профиля $\bar{S} = -0,2 \dots 0$ имеет место диффузорное течение при минимальном угле входа потока в канал $\beta_1 = 18^\circ$ (удар в вогнутую поверхность профиля $\Delta\beta_1 = 3^\circ$). Такому течению соответствует отрицательный градиент скорости потока, как по данным расчета, так и по данным экспериментального исследования. При переходе к большим углам входа диффузорный участок течения на входе уменьшается и при $\beta_1 = 33^\circ$ течение на входном участке становится полностью конфузурным. Данные расчета удовлетворительно согласуются с данными эксперимента (рис. 2).

Расчет течения в решетках TP-2A и TP-2Ак (рис. 3) был выполнен для того, чтобы оценить качество предсказания распределения скорости потока вдоль обводов профилей, образующих слабоконфузорные и диффузорно-конфузорных каналы, с помощью разработанного метода решения прямой задачи расчета течения на основе сравнения результатов расчетов с данными экспериментов [6].



● - $\bar{a}_m = 0,92$; ■ - 1,08; ▲ - 1,23 - эксперимент;
 — расчет $\bar{a}_m = a_m / a_1$

Рис. 3. Безразмерная скорость λ вдоль обводов профилей TP-2A и TP-2Ак



В исходной решетке ТР-2А путем подрезки увеличивали кривизну вогнутой поверхности профиля [6]. Спинка профиля сохранялась неизменной. При этом межлопаточный канал вначале расширялся, а затем суживался. Такое изменение формы канала использовалось для снижения концевых потерь в решетках с относительно короткими лопатками. Наиболее характерные размеры: a_1 – ширина канала на входе, a_m – ширина средней части канала, a_2 – ширина горлового сечения на выходе канала (рис. 3).

Для исходной решетки профилей ТР-2А характерны отношения $\bar{a}_m = a_m/a_1 = 0,92$ и $\bar{a}_1 = a_1/a_2 = 1,16$, а две решетки с подрезкой ТР-2Ак имеют степень диффузорности $\bar{a}_m = 1,08$ и $1,23$ при неизменном значении отношения $\bar{a}_1 = 1,16$.

По мере увеличения диффузорности на входе ($\bar{a}_m > 1$) значительно изменяются эпюры скоростей (рис. 3). В исходном канале ТР-2А течение вдоль выпуклой поверхности профиля конфузорное на участке длины \bar{S} от 0 до $-0,35$, а затем вплоть до выходной кромки течение имеет диффузорный характер. Вдоль вогнутой поверхности профиля течение сохраняется конфузорным по всей ее длине. В каналах ТР-2Ак течение вдоль входного участка спинки до $\bar{S} \approx -0,15$, как и в канале ТР-2А, имеет конфузорный характер. Рост отношения проходных сечений канала на входе \bar{a}_m сопровождается появлением диффузорных участков течения. Существенное снижение скорости получено для канала с самой большой степенью диффузорности $\bar{a}_m = 1,23$ как на выпуклой, так и на вогнутой поверхностях профиля.

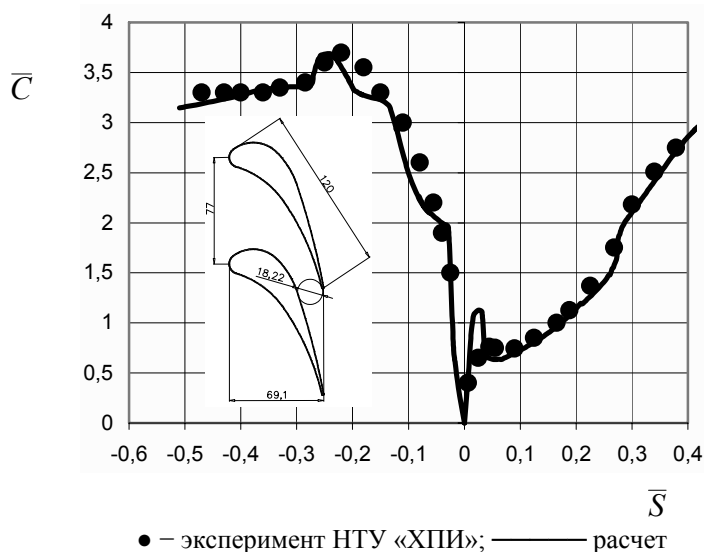


Рис. 4. Распределение безразмерной скорости $\bar{C} = C_i/C_0$ вдоль обвода профиля ТС-1А

уровень скоростей в эксперименте несколько выше.

Основные геометрические характеристики сопловой решетки ТС-1А были следующими: шаг $t=77$ мм, хорда $b=120$ мм, осевая ширина $B=69,1$ мм, $\arcsin a/t=13,7^\circ$ (рис. 4). Эксперимент с данной сопловой решеткой проведен в НТУ «ХПИ» [8] при числе Маха $M=0,4$ и числе Рейнольдса $Re=7 \times 10^5$.

Результаты расчета удовлетворительно совпадают с данными эксперимента для полностью конфузорного канала ТР-2А и диффузорно-конфузорного канала ТР-2Ак с небольшим отношением ширин $\bar{a}_m = 1,08$ как по характеру распределения, так и по уровню величин скоростей. При большой степени диффузорности канала на входе $\bar{a}_m = 1,23$ характеры распределения скоростей на выпуклой и вогнутой поверхностях профиля хорошо согласуются для расчетных и экспериментальных данных, однако из-за влияния пограничного слоя,

Сравнение расчетных данных с экспериментальными данными проведено на основе распределения безразмерных скоростей потока $\bar{C} = C_i/C_0$ вдоль обводов профиля, где C_i – текущее значение скорости, C_0 – скорость на входе в решетку (рис.4). Количество дренажных отборов, выполненных на выпуклой поверхности равно 15 шт., а на вогнутой – 13 шт. Получено удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных. Вдоль вогнутой поверхности профиля течение полностью конфузорное. Только вблизи входной кромки в расчете наблюдается резкое падение скорости \bar{C} от 1,2 до 0,65, что связано с резким изменением величины и знака кривизны при переходе от относительно небольшого радиуса входной кромки к большому радиусу вогнутой стороны профиля. В эксперименте это падение скорости выражено значительно меньше, по-видимому, из-за вязких эффектов. Вдоль выпуклой поверхности профиля, как по данным расчета, так и по данным эксперимента, на участке от входной кромки до $\bar{S} = -0,25$ течение имеет конфузорным характер, а далее к выходной кромке характер течения меняется на слабодиффузорный. Относительная скорость достигает своего максимального значения $\bar{C} \approx 3,7$ внутри канала вблизи горлового сечения.

Таким образом, разработанный метод решения прямой задачи расчета течения позволяет с удовлетворительной точностью рассчитывать двухмерные безотрывные течения в конфузорных, конфузорно-диффузорных и диффузорных каналах турбинных решеток при различных углах атаки и получать распределения параметров течения в любой точке межлопаточного канала, и, естественно, на поверхностях профиля.

Литература

1. Субботович В.П., Юдин А.Ю. Задача расчета скорости на поверхности лопатки турбомашин как задача оптимизации // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 12. – с. 101–106.
2. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.
3. Дейч М.Е., Самойлович Г.С. Основы аэродинамики осевых турбомашин. – М.: Машгиз, 1959. – 428 с.
4. Газовые турбины авиационных двигателей / Жирицкий Г.С., Локай В.И., Максимова М.К., Стрункин В.А. – М.: Оборонгиз, 1963. – 608 с.
5. Отраслевой стандарт. Турбины паровые стационарные. Лопатки направляющие. Профили рабочей части, их характеристики / Министерство тяжелого и энергетического и транспортного машиностроения. – Москва, 1971. – 118 с.
6. Дейч М.Е., Трояновский Б.М. Исследование и расчеты ступеней осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1964. – 628 с.
7. Тарасов А.И., Гуринов А.А., Рассохин Е.В. О моделировании теплообмена на профилях турбины лопаток с помощью CFD программ // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2005. – № 6. – с. 81–84.
8. Копелев С.З., Слитенко А.Ф. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД. – Харьков: Основа. – 1994. – 240 с.

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, канд. техн. наук, А.А. ГУРИНОВ, ЧАН КОНГ ШАНГ

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПАРОВОГО И ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДИСКА И ЛОПАТОК ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Приведений порівняльний аналіз застосування повітряної системи охолодження з паровою енергетичної газової турбіни. Показано, що із застосуванням перегрітої пари як охолоджувача, вдалося значно понизити його витрату, а також понизити температуру диска і робочих лопаток газової турбіни при зниженій витраті пари.

The comparative analysis of application of an air-slaked integral cooling system from the steam power gas turbine is instanced. It is shown, that with application of gaseous steam as refrigerating medium, it was possible to lower considerably its charge, and also to lower temperature of a disk and blades of the gas turbine at lower the charge pair.

В системах охлаждения современных газовых турбин в качестве хладагента используется цикловой воздух ГТУ. Такие системы охлаждения характеризуются относительной простотой, но отборы воздуха на охлаждение отрицательно сказываются прежде всего на экономичности установки. На уровне современных знаний и технологических возможностей промышленности уровень начальной температуры газа 1260 – 1280 °С близок к предельному для воздушного охлаждения.

В 1981 году был запатентован оптимизационный цикл STIG (Steam Injection in Gas Turbine), в котором предполагалось подача пара в камеру сгорания для существенного повышения мощности и КПД энергетических газотурбинных установок, а также снижения токсичности уходящих газов. Практическая реализация данного цикла воплотилась в создании фирмой «Дженерел Электрик» газотурбинной установки LM-5000, показавшей высокую эффективность и большую единичную мощность [1]. Известны и другие успешные примеры применения пара в ГТУ [2, 3]. В таких газотурбинных установках, имеющих систему пароснабжения, дальнейшее улучшение параметров возможно за счет замены охлаждающего воздуха на пар.

Идея использования пара для охлаждения газовой турбины была выдвинута и обоснована в ЦКТИ и ЛПИ еще в 60–е годы. Тогда же были предложены и исследованы специализированные высокоэкономичные комбинированные установки, в которых эффективно использовалось тепло, отводимое при охлаждении элементов проточной части газовой турбины.

Целесообразно рассмотреть возможность использования пара в качестве хладагента для газовой турбины ПГУ, поскольку пар, по сравнению с воздухом, обладает следующими преимуществами:

- требует существенно меньших затрат энергии на подготовку, так как повышение давления пара осуществляется в жидкой фазе;
- обладает лучшими теплофизическими свойствами, что позволяет существенно сократить его расход;
- позволяет обеспечить более равномерное температурное поле охлаждаемой детали, что повышает ресурс и надежность ее работы;
- не требует усложнения конструкции системы охлаждения.

Выполненный в данной работе анализ, включал в себя сопряженное решение проблем теплопроводности твердого тела и моделирования потоков хладагента в

разветвленной гидравлической сети. Сопряженность постановки заключалась в последовательном уточнении тепловых потоков, воспринимаемых как твердым телом, так и хладагентом, в результате которого устанавливался тепловой баланс. Расчет распределения расходов хладагента и его теплообмен выполнялся эффективным методом, основанным на теории графов [4]. Температурное состояние твердого многосоставного тела моделировалось методом конечных элементов в плоской или осесимметричной постановках. Используемый программный комплекс **ТНА** позволял замену свойств теплоносителя, в частности воздуха на пар, что оказалось чрезвычайно продуктивным для решения поставленной задачи. **ТНА** создан как единое приложение для работы в среде AutoCAD 2000i, что позволяет использовать графические возможности AutoCAD и возможности использования различных графических форматов для чертежей анализируемых объектов.

Конструкция турбины, в частности ротора, моделировалась в осесимметричной постановке. Лопаточные аппараты в данной работе исследовались отдельно в двухмерной постановке в трех сечениях. При решении задачи в осесимметричной постановке граничные условия теплообмена, создающие трехмерность, заменялись источниками/стоками теплоты [5].

Конструкция и система охлаждения диска первой ступени ГТЭ-115

Для обеспечения допустимого уровня температур и термических напряжений в дисках и хвостовых соединениях рабочих лопаток следует применять систему охлаждения с минимальными затратами расхода охладителя.

В ГТЭ-115 применяется воздушная система охлаждения. Система охлаждения диска газовой турбины представляет собой сложную разветвленную сеть каналов различной формы, по которым протекает охлаждающий воздух, подаваемый в систему через два подвода (рис. 1). В первый подвод воздух подается из воздухоохладителя, куда он поступает после компрессора с давлением 0,98 МПа и температурой 360 °С. Во второй подвод воздух поступает из отбора за двенадцатой ступенью компрессора с давлением 0,765 МПа и температурой 260 °С.

Воздух после компрессора проходит через воздухоохладитель с температурой 200 °С и подается в полость перед дефлекторным диском первой ступени. Здесь он разделяется на два потока. Основной поток через систему прямоугольных каналов подается на охлаждение рабочего диска первой ступени. Воздух проходит вдоль полотна диска в радиальном направлении от центра к периферии. Затем продувается через монтажные зазоры хвостового соединения рабочих лопаток первой ступени и далее проходит через диафрагменное уплотнение под направляющими лопатками второй ступени.

Второй поток воздуха проходит через уплотнение на ступице дефлекторного диска, омывает полотно дефлекторного диска, продувается через полость между удлиненными ножками рабочих лопаток первой ступени и смешивается с первым потоком воздуха. Некоторое количество воздуха в виде утечек попадает в проточную часть турбины перед и за рабочими лопатками.

Из второго подвода воздух подается в расточку ротора и идет на охлаждение диска второй ступени. Для охлаждения второй ступени воздух из расточки ротора подается через концевую щель между ступицами дисков первой и второй ступени, проходит через пазы в ступицах дисков и подается в полость между покровным и рабочим дисками второй ступени, осуществляя их радиальный обдув в направлении от центра к периферии. Далее этот воздух проходит через диафрагменное уплотнение и идет на охлаждение покровного диска. По тракту имеются утечки воздуха в проточную часть через щель.

Исходными данными для гидравлического расчета системы охлаждения служат конструкция и размеры всех каналов охлаждающего тракта, значения давлений и температур среды во внешних узлах системы, частота вращения роторов турбины.

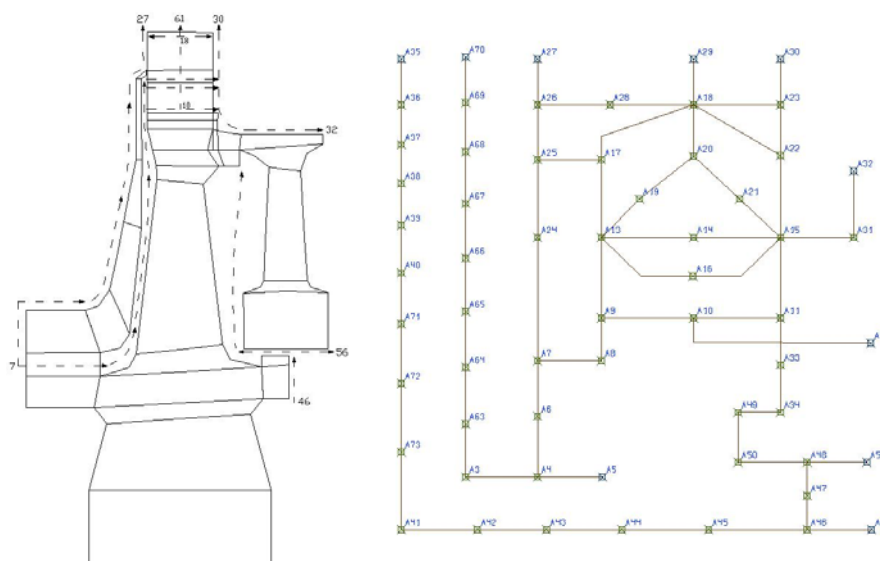


Рис. 1. Макромодель диска первой ступени и граф системы охлаждения с номерами узлов

Система охлаждения диска первой ступени представлена в виде графа (рис. 1), содержащего 67 ветвей. Ветви соответствуют каналам охлаждающего тракта. Соответствующий граф достаточно подробно отражал все перетекания воздуха, как по основным каналам, так и возможные протечки между элементами составного диска. Граничные условия теплообмена на поверхности диска находились по общепринятым критериальным уравнениям [4, 6].

После проведения анализа в осесимметричной постановке, лопаточный аппарат исследовался отдельно в двухмерной постановке для трех сечений (рис. 2). Исходными данными для такого анализа служили давления и температуры воздуха на входе в систему охлаждения, заимствованные из предыдущих расчетов.

Система охлаждения рабочей лопатки – петлевого типа. Для лучшего охлаждения вогнутой и выпуклой стороны профиля, на лопатке предусмотрены поперечные ребра по всей высоте лопатки. Для интенсивного охлаждения выходной части лопатки, используется вихревая матрица и столбики турбулизаторы, после которых воздух удаляется в проточную часть. Предусмотрен выдув хладагента через торцевую поверхность рабочей лопатки. Как видно из графа рис. 2 система охлаждения имеет много каналов различных типов, поэтому задача определения гидравлических и тепловых характеристик, должна решаться совместно.

Воздушная система охлаждения

Проведенный осесимметричный расчет диска первой ступени показал, что, суммарный расход охлаждающего воздуха на все элементы ротора составил 28,5 кг/с, где на охлаждение рабочих лопаток первой ступени расходуется около 12,3 кг/с.

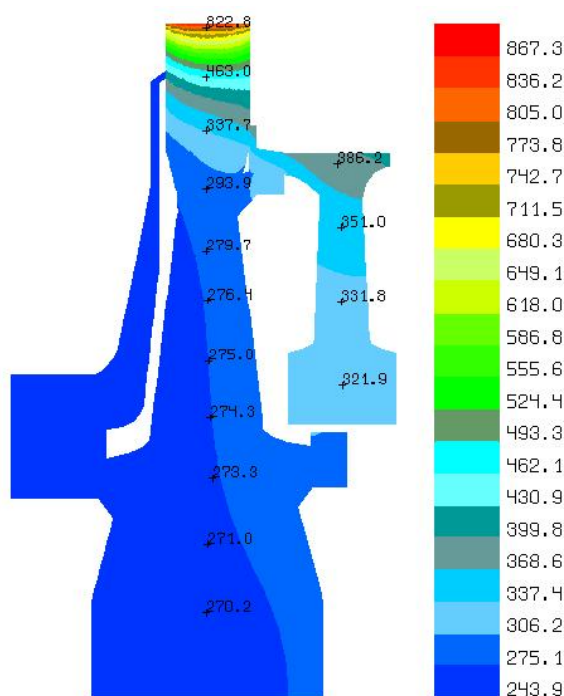


Рис. 2. Температурное поле диска первой ступени

На рис. 3 показано температурное поле диска первой ступени ГТЭ–115. В результате теплового расчета видно, что средняя температура диска составляет около 275 °С. Тогда как в области полки средняя температура составляет 350 °С, температура в проточках через монтажные зазоры – 460 °С, под хвостовым соединением – 400 °С, а максимальная температура – 850 °С в корневом сечении, где интенсивно происходит сток теплоты от рабочих лопаток. Из проведенного теплового расчета видно, что есть большая неравномерность температурного поля в области хвостового соединения рабочих лопаток. Однако проведенный расчет показал, что уровень температуры в диске первой ступени, хвостовом соединении и полках рабочих лопаток не превышает допустимых значений рис. 2.

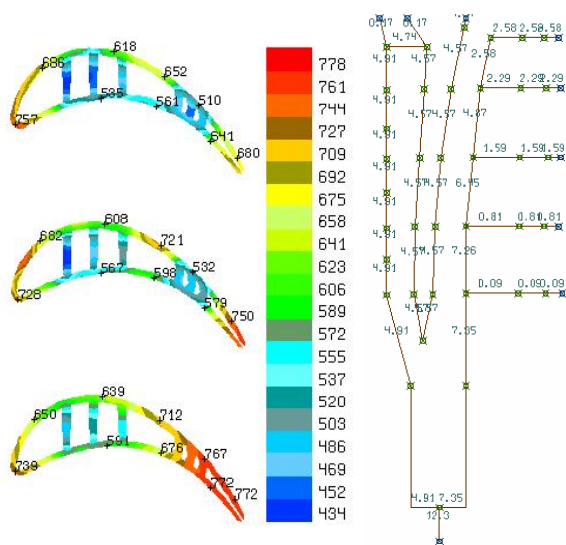


Рис. 3. Температурное поле рабочей лопатки первой ступени и граф системы охлаждения с подписанным расходом воздуха

Далее был произведен расчет температурного состояния рабочей лопатки решением в двухмерной постановке. Температура вдоль выпуклой и вогнутой поверхности лопатки, представлена на рис. 3. Как видно из рисунка, температурное поле лопатки достаточно неравномерное вдоль выпуклой и вогнутой стороны профиля. Максимальная температура составляет 772 °С, и в основном эта высокая концентрация температуры находится на выходной кромке корневого сечения. Однако, как и в случае расчета диска, температурный уровень лопатки не превышал допустимых значений.

Паровая система охлаждения

Как показал информационно-аналитический обзор, применение воздуха в системах охлаждения

современных газовых турбин ограничено с ростом температур. В данной работе предлагается идея замены воздуха в системе охлаждения на пар, что никогда не использовалось в ГТЭ-115.

Параметры пара на входе в систему охлаждения были приняты такими же как и для воздуха

Результат гидравлического расчета показал, что суммарный расход пара на все элементы диска составил около 25 кг/с, где на охлаждение рабочих лопаток первой ступени расходуется около 9,5 кг/с.

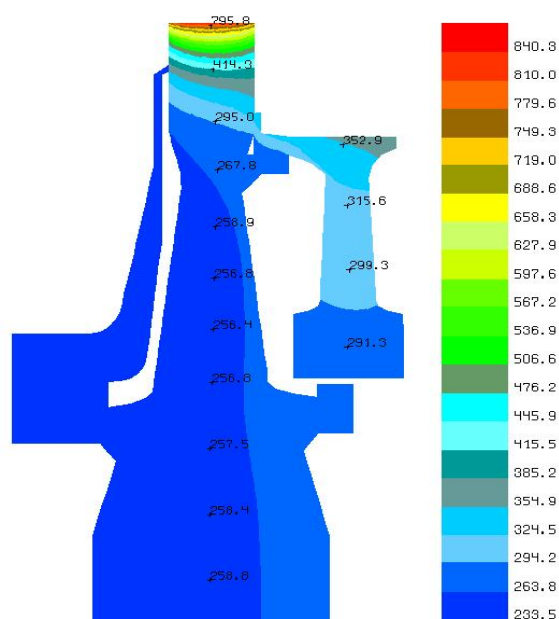


Рис. 4. Температурное поле диска первой ступени

Температурное поле, полученное в результате совместного гидравлического расчета системы охлаждения и теплового состояния диска представлено на (рис. 4).

В результате теплового расчета видно, что средняя температура диска составляет около 255 °С. В области полки средняя температура составляет 300 °С, температура в проточках через монтажные зазоры – 400 °С, под хвостовым соединением – 360 °С, а максимальная температура – 800 °С.

При замене воздуха на водяной пар в системе охлаждения рабочей лопатки расчет показал, что общий расход хладагента составил 9,5 кг, а максимальная температура была на выходной кромке среднего сечения и составила 752 °С см.

Сравнительный анализ воздушной и паровой системы охлаждения

Проведенный выше расчет воздушной и паровой системы охлаждения диска первой ступени в осесимметричной постановке и рабочей лопатки в двухмерной показал, что расход охладителя в диске при использовании водяного пара в системе охлаждения удалось снизить на 3,5 кг/с, при этом максимальная температура диска первой ступени снизилась на 50 °С по сравнению с воздушным охлаждением. В системе охлаждения рабочей лопатки, расход хладагента снизился на 2,8 кг, а максимальную температуру удалось снизить на 54 °С.

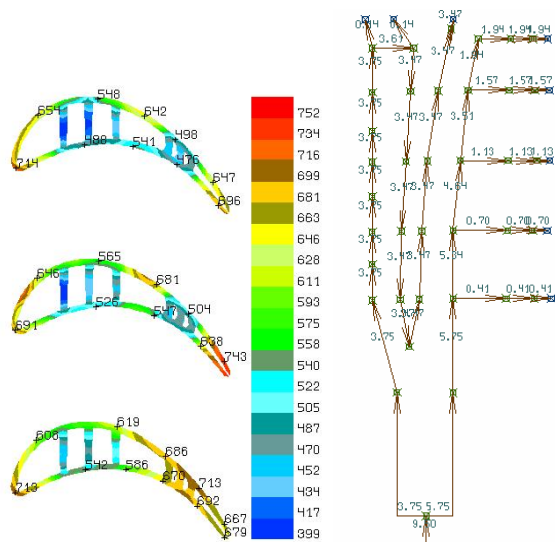


Рис. 5. Температурное поле рабочей лопатки первой ступени и граф системы охлаждения с подписанным расходом пара

Таким образом, общий расход охладителя снизился на 6,3кг, а температура в среднем уменьшилась на 50 °С.

Этот результат можно объяснить таким образом:

Сравнение свойств пара и воздуха для этих условий показало, что кинематическая вязкость, теплопроводность отличаются незначительно. Вместе с тем наблюдались сильные отличия в плотности, теплоемкости и критерия Рг. Плотность пара оказалась более чем в полтора раза меньше плотности воздуха. Это привело к увеличению скорости теплоносителя при замене воздуха на пар, и расход пара

вследствие роста гидравлических сопротивлений снизился в 2 раза. В результате во всех каналах системы охлаждения возросла интенсивность теплообмена приблизительно на 30-40%.

Вследствие большей теплоемкости (примерно в 2 раза) пар является лучшим хладагентом, и его температура возрастала по мере прохождения по охлаждающим каналам в меньшей степени. Например, температура в корневом сечении рабочих лопаток составляла при 800°C . для пара, а для воздуха 850°C . Таким образом, при снижении расхода пара по сравнению с воздухом температура поверхности лопаток также снижалась приблизительно на 50°C .

Если условно считать, что воздушная система охлаждения обеспечивает приемлемый темперный уровень диска, то тогда паровая система приводит к существенному захлаживанию и перерасходу пара. Для достижения тех же температур следует уменьшить расход пара за счет увеличения гидравлического сопротивления системы охлаждения или снижения давления пара на входе в систему. Очевидно, что изменение гидравлического сопротивления влечет за собой конструктивные изменения, т.е. переделку существующей конструкции.

Вывод:

Таким образом, применение пара как охладителя дает возможность:

1. Увеличить мощность установки за счет повышения начальной температуры газа перед турбиной на 50°C при одинаковой начальной температуре охладителя 360°C .
2. При одинаковых с воздухом входном давлении и температуре существенно снизить температурный уровень деталей турбины при одновременном уменьшении расхода теплоносителя,
3. Достичь приблизительно одинаковых температурных полей при двукратном снижении расхода пара по сравнению с расходом воздуха.

Литература

- 1 *Фролов С.Д., Петухов И.И., Минячихин А.В.* Проблема замыкания по воде цикла парогазовой установки (ПГТУ) типа STIG// Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. научн. трудов. – Харьков: Институт проблем машиностроения НАН Украины, 2003. – с. 47-50
- 2 *Арсеньев Л.В., Корсов Ю.Г.* и др. Результаты исследований эффективности охлаждения рабочих лопаток газовых турбин воздухом и паром, “Труды ЦКТИ”, вып. 165, 1978. – с. 9-16.
- 3 *Арсеньев Л.В., Ходак Е.А.* и др. Совершенствование комбинированных установок с паровым охлаждением газовой турбины // Теплоэнергетика. – №3. – 1993. – с. 31-35.
- 4 *Копелев С.З., Слитенко А.Ф.* Конструкции и расчет систем охлаждения. – Харьков: Наукова думка, 1994. – 239 с.
- 5 *Тарасов А.И., Челак В.И.* Учет трехмерности температурного состояния энергетического оборудования с помощью объемных источников теплоты // Энергетическое машиностроение. Сб. научных трудов, вып. 46 – Харьков: Выща школа, 1988. – с. 57-60
- 6 *Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Щукин А.В.* Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1985. – 214 с.

© Тарасов А.И., Гуринов А.А., Чан Конг Шанг, 2006

УДК 621.43.055 : 621.458.081

В.П. ГЕРАСИМЕНКО*, д-р техн. наук, Н.Б. НАЛЕСНЫЙ**

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»

**Управление магистральных газопроводов «Черкасытрансгаз»

ВИБРАЦИОННОЕ ГОРЕНИЕ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТД

Виконане дослідження умов виникнення вібраційного горіння та запропоновані його математичні моделі в малоемісійних камерах згорання газотурбінних двигунів.

Conditions of vibratory flame are investigating and the mathematical models this flame are given in low-emission combustors of gasturbine engines.

Наметившиеся тенденции повышения топливной экономичности и энергетической эффективности газотурбинных двигателей (ГТД) за счёт увеличения параметров цикла привели к существенному росту тепловых нагрузок их камер сгорания. Известно, что при создании высокофорсированных камер сгорания авиационных реактивных двигателей [1-4], а также наземных газотурбинных и энергетических установок [5-7] возникают трудности, связанные с неустойчивостью и пульсационным горением, акустическими колебаниями и срывными явлениями в проточной части двигателя, воздействующим на процессы горения. Такие явления приводят к серьёзным последствиям начиная от вибрационных перегрузок и деформирования элементов конструкции камер сгорания до прогаров и разрушения жаровых труб, газовой эрозии лопаток турбин, аварийных ситуаций с вынужденными остановками двигателей. Несмотря на то, что различным аспектам данной проблемы посвящено достаточно большое количество публикаций [8-16], её актуальность не исчерпана. Она усугубляется новыми требованиями по обеспечению экологических норм, использованию альтернативных топлив, повышению надёжности двигателей при расширении эксплуатационных режимов. Определённой спецификой обладают газотурбинные приводы газоперекачивающих агрегатов (ГПА), в качестве которых всё чаще используют конвертированные авиационные и судовые ГТД. Создание малоэмиссионных камер сгорания ГТД ГПА [6, 7, 9] обусловило существенное изменение условий в зоне горения с переходом от стехиометрических до «бедных» топливо-воздушных смесей вплоть до границы концентрационных пределов горения природного газа [17, 18], способствующих развитию колебательных процессов и нарушению устойчивой работы ГТД. Неустойчивая работа и неудовлетворительный запуск ГТД с малоэмиссионной камерой сгорания особенно проявляются при низких температурах воздуха [6], что требует сезонной перенастройки системы регулирования двигателя.

Целью данной статьи является изучение источников, механизмов и условий развития колебательных процессов в малоэмиссионных камерах сгорания ГТД ГПА. Для уменьшения образования окислов азота в таких камерах ограничивают температуру в зоне горения $T_{зг} \leq 1800$ К путём увеличения местного коэффициента избытка воздуха, тогда как при стехиометрической метано-воздушной смеси – $T_{зг} \cong 2200$ К. При этом минимальная температура, соответствующая как «бедному», так и «богатому» пределу распространения пламени составляет ~ 1400 К, причём «бедный» предел соответствует коэффициенту избытка воздуха $\alpha \cong 2,0$ и практически не зависит от давления в диапазоне от 10 кПа до 5 МПа, но с повышением температуры область

распространения пламени расширяется [2]. Концентрационный же предел воспламенения природного газа по «бедной» смеси составляет $\alpha = 1,67$ [18]. Следует также иметь ввиду, что большинство углеводородных топлив сложного состава до вступления в зону реакции окисления почти полностью разлагаются в результате пиролиза на метан и другие углеводороды с одним-двумя атомами углерода и водород. Этим объясняется примерно одинаковая скорость распространения ламинарного пламени ($\sim 0,43$ м/с) в стехиометрических смесях различных углеводородных топлив при нормальных атмосферных условиях [2]. Увеличение температуры и турбулизация смеси приводят к значительному возрастанию скорости распространения пламени. Ввиду снижения скорости распространения пламени и химической реакции с увеличением α в сторону обеднения смеси в зоне горения скорость, при которой происходит срыв пламени, при этом также уменьшается. Согласно моделям стабилизации пламени его срыв происходит при недостаточном времени пребывания смеси в зоне циркуляции по сравнению со временем задержки воспламенения, или когда скорость тепловыделения в зоне воспламенения недостаточна для нагрева поступающей свежей смеси до температуры, инициирующей химическую реакцию окисления топлива. Исследования также показывают [2, 3], что с увеличением неоднородности смеси пределы устойчивого горения по «бедному» срыву расширяются благодаря наличию локальных зон с лучшими для стабилизации горения составами смеси, хотя при этом максимальные скорости срыва пламени снижаются [2, 3, 17]. Для гомогенной смеси углеводородных топлив увеличение α от 1,0 до 1,67 приводит к быстрому снижению скорости срыва пламени от ~ 240 м/с до ~ 40 м/с. Т.е. увеличение коэффициента избытка воздуха приводит к возрастанию времени задержки воспламенения ($\tau \sim \alpha \exp(E/RT)$, где E – энергия активации) [3]. Срывные характеристики камеры сгорания с одной стороны определяют устойчивый диапазон собственно её режимов работы, а с другой – влияют на динамические её свойства при нарушении устойчивости компрессора и ГТД в целом [12, 13]. Тогда как нарушение устойчивой работы ГТД, как компрессорной системы, создаёт условия для срыва пламени в камере сгорания по "богатой" или "бедной" смеси.

Неустойчивым режимом работы камеры сгорания является также высокочастотное и низкочастотное вибрационное горение [1, 15, 16], причинами которого в малоэмиссионных камерах могут быть [3, 8, 9, 17]:

- значительное увеличение времени горения "бедной" смеси;
- близость границы концентрационного предела устойчивого горения;
- обратное влияние пульсаций давления в камере сгорания на расход топлива, а следовательно, на колебания α и T в зоне горения и на скорость тепловыделения.

Самовозбуждение акустических колебаний при горении в потоке газа достаточно известное явление [1, 10, 15], как термическое возбуждение звука. При этом вибрационное горение [9, 16] сопровождается колебанием давления и фронта пламени с одинаковой частотой, близкой к собственной частоте газового столба в жаровой трубе камеры сгорания. Т.е. потеря устойчивости происходит при акустическом резонансе. Фазовый сдвиг между колебаниями давления и скорости тепловыделения определяется некоторым характерным временем «запаздывания» и частотой колебаний. Причём в моделях виброакустического горения газообразного топлива должно приниматься во внимание колебание подводимого тепла, а не расхода, как это предполагают при жидком топливе. Хотя акустические колебания могут происходить во взаимодействии с собственными колебаниями жаровых труб и оболочек камер сгорания, однако при их анализе задачу часто упрощают и сводят к рассмотрению продольных волн в одномерном газовом потоке с поверхностью разрыва параметров, в которую условно «стягивают» зону горения [3, 8-10, 15, 17]. При этом возникновение вибрационного

горения рассматривают как результат нарушения устойчивости по методу А.М. Ляпунова [8, 15, 16]. Несмотря на то, что автоколебания в общем случае могут быть описаны нелинейными соотношениями, применение метода малых возмущений при анализе потери устойчивости, предполагает эти колебания малыми с их описанием линейными уравнениями. Амплитуды колебаний параметров или пульсации скорости, давления и плотности принимают как их возмущения. Гидродинамическая, акустическая и физико-химическая природа колебательных процессов в камерах сгорания определила и разный спектр их частот: < 20...50 Гц [8], 130...500 Гц и 4000...7000 Гц [6, 7].

Для выявления источников акустических колебаний при горении топливоздушной смеси в камере сгорания ГТД целесообразно процесс описать волновым уравнением. Используем уравнения закона сохранения массы и количества движения в виде

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho C) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial C}{\partial t} + (C\nabla)C = -\frac{1}{\rho} \nabla p, \quad (2)$$

где ρ – плотность; C – вектор скорости; p – давление; t – время; ∇ – оператор Гамильтона. С учетом того, что $\frac{\partial(\rho C)}{\partial t} = \rho \frac{\partial C}{\partial t} + C \frac{\partial \rho}{\partial t}$ и $\nabla(\rho C^2) = \rho C(\nabla C) + C\nabla(\rho C)$, где согласно уравнению (1) $C \frac{\partial \rho}{\partial t} = -C\nabla(\rho C)$, уравнение (2) можно представить в виде

$$\frac{\partial(\rho C)}{\partial t} + \nabla(\rho C^2) = -\nabla p. \quad (3)$$

Продифференцировав уравнение (1) по времени, а уравнение (3) по пространству (∇) и сложив результат, получим

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - \nabla^2(\rho C^2) - \nabla^2 p = 0, \quad (4)$$

где $\nabla^2 = \Delta$ – оператор Лапласа (лапласиан).

Представим плотность, скорость и давление в виде сумм средних по времени и пульсационных составляющих $\rho = \bar{\rho} + \rho'$; $C = \bar{C} + C'$; $p = \bar{p} + p'$. Так как для средних составляющих $\frac{\partial^2 \bar{\rho}}{\partial t^2} = 0$ и $\Delta(\bar{C}C^2) + \Delta \bar{p} = 0$, то уравнение (4) приобретет вид

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - \Delta(2\bar{C}C' + C'C^2 + \rho'C^2 + 2C'C'\rho' + \rho'C'^2) - \Delta p' = 0. \quad (5)$$

В уравнении (5) второе и четвертое слагаемые в скобках являются членами второго порядка малости, а пятое – третьего порядка. Пренебрегая ими, получим

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \Delta p' - \Delta \rho' C^2 - \Delta 2cC' = 0. \quad (6)$$

А с учетом оператора Даламбера $\square = \Delta - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2}$, где $a = \sqrt{p'/\rho'}$ – скорость звука, получим неоднородное акустическое волновое уравнение для давления

$$-\square p' = \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} + \Delta \rho' C^2 + 2\Delta cC'. \quad (7)$$

В отличие от работы [15], где было получено волновое уравнение для потенциала скорости в изоэнтропичном процессе, уравнение (7) не исключает изменения энтропии. Учет подвода тепла в форме закона сохранения энергии и уравнения состояния дополнительно к (1), (2) в общем случае обеспечивает замыкание системы уравнений. Одно из решений подобного, но одномерного уравнения, представлено в работе [10].

Правая (неоднородная) часть уравнения (7) представляет собой акустические источники возмущений. Первые два слагаемых удобно анализировать вместе. Если принять, что скорость звука вне зоны горения постоянная во времени, хотя и разная по значению для участков до и после зоны, то эти два слагаемых могут быть объединены в виде

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{p'}{a^2} - \rho' \right) = 0, \quad (8)$$

где $a = \sqrt{p'/\rho'}$ – скорость звука. В противном случае при нестационарном тепловыделении скорость звука изменяется во времени в каждой точке вокруг зоны горения, что приводит к акустическим колебаниям. Причем для газа как среды свойственны только продольные волны. Таким образом, этот источник акустических колебаний обусловлен нестационарным тепловыделением и проявляется в виде изменения параметров продольных волн: при повышении скорости тепловыделения происходит увеличение скорости звуковых волн и последующая волна догоняет предыдущую, в результате чего происходит их наложение. А при снижении скорости тепловыделения, наоборот, последующие волны замедляются. Большое влияние на скорость тепловыделения оказывает полнота сгорания, которая изменяется.

Третье слагаемое правой части уравнения (7) характеризует акустический источник колебаний и определяется уровнем кинетической энергии осредненного потока и турбулентными пульсациями плотности, которые порождаются в зоне горения.

Четвертое слагаемое характеризует влияние на пульсации давления турбулентности – пульсационной составляющей скорости: $p' = caC'$, где ca – удельный акустический импеданс – волновое сопротивление, и пропорционально плотности тока (cC) – расходу в струйке тока через единицу нормальной к скорости площади. Этот источник колебаний существует независимо от наличия теплоподвода, хотя его величина, как мера турбулентности, зависит от горения в форме обратной связи.

При периодическом характере каждого из рассмотренных источников колебаний регистрируются частоты этих колебаний. Однако при совпадении какой-либо из

указанных частот с собственной частотой акустической системы, т.е. резонансе амплитуда колебаний возрастает в зависимости от демпфирования, которое обеспечивается объемом камеры сгорания снаружи жаровой трубы через отверстия, согласно двухобъемной модели камеры [13] или глушителя шума.

Для синусоидальной волны любого параметра y справедливо уравнение Гельмгольца $\Delta y + k^2 y = 0$, где $k = \omega/a = 2\pi/\lambda$ – волновое число; ω – циклическая частота; λ – длина волны. В этом случае однородная часть уравнения (7) примет вид

$$-\square p' \equiv \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} + k^2 p' \equiv \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} + \omega^2 p' \right).$$

При наличии демпфирования с коэффициентом затухания δ эта часть запишется

$$-\square p' \equiv \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} + 2\delta \frac{\partial p'}{\partial t} + \omega^2 p' \right). \quad (9)$$

Характеристическое уравнение данной части с учетом её линейизации может быть получено преобразованием Лапласа $p' = e^{st}$

$$s^2 + 2\delta s + \beta = 0, \quad (10)$$

где $\beta = \omega^2$ – коэффициент упругости колебательной системы. Уравнение (10) позволяет определить условия возникновения и развития колебательных процессов [11]. К такому же типу уравнения сводится и решение задачи о низкочастотном вибрационном горении в камерах сгорания ГТД [8], полученного на основе динамической модели постоянного запаздывания с описанием условий нарушения устойчивости. Вибрационное горение возникает при условии

$$\frac{k}{k-1} V - \frac{H_u A \tau}{2\sqrt{\Delta p_\phi}} \leq 0, \quad (11)$$

где V – объем камеры сгорания; k – показатель адиабаты среды; H_u – теплота сгорания топлива; A – коэффициент, учитывающий параметры топливной форсунки и температуру топливного газа; τ – время запаздывания сгорания топлива; Δp_ϕ – перепад давления на форсунках.

Таким образом, в камерах сгорания ГТД существует несколько источников возникновения вибрационного горения. Основной причиной низкочастотного горения является запаздывание химической реакции горения после поступления топлива в камеру сгорания, в результате которого происходит периодическое изменение подачи топлива через форсунки и как следствие – периодическое выделение тепла. Причинами высокочастотного пульсационного горения являются акустические колебания давления и других параметров рабочей среды с дополнительными источниками, связанными с изменением скорости звука при нестационарном тепловыделении, турбулентными пульсациями потока и пульсациями плотности. Особенно предрасположены к вибрационному горению камеры сгорания с «бедной» топливо-воздушной смесью, в которых могут достигаться границы концентрационных пределов горения, а также

нарушаться устойчивость горения из-за недостатка подвода тепла для воспламенения свежих смесей.

Литература

1. Неустойчивость горения в ЖРД / Под ред. Д.Т. Харрье и Ф.Г. Рирдона. – М.: Мир, 1975. – 872 с.
2. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. – М.: Мир, 1986. – 566 с.
3. Мингазов Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Конструкция, моделирование процессов и расчет: Учебное пособие. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2004. – 220 с.
4. Герасименко В.П., Никишов А.А. Проектирование камер сгорания газотурбинных двигателей: Учебное пособие. – Харьков: ХАИ, 1999. – 88 с.
5. Канило П.М., Подгорный А.Н., Христич В.А. Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода. – К.: Наукова думка, 1987. – 224 с.
6. Технология малоэмиссионного сжигания топлива в камерах сгорания газотурбинных двигателей / Г.Ф. Романовский, С.И. Сербин, В.Г. Ванцовский, В.В. Вилкул // Вестник Национального технического ун-та «ХПИ». – 2005. – № 6. – с. 154–160.
7. Экологические характеристики и конструктивные особенности камер сгорания с диффузионным горением / Е.В. Коротич, В.Е. Спицын, Б.В. Исаков, В.В. Романов // www.ciam.ru/conf/lemision/doc/16.doc.
8. Бойко М.В. Низкочастотное вибрационное горение в камерах сгорания газотурбинных двигателей // Питання розвитку газової промисловості України. – Харьков: УкрНДІгаз. – 2006. – Вип. XXXIV.
9. Дослідження механізму акустичних коливань при вібраційному горінні в низькоемісійних камерах згорання газотурбінних установок / Е.П. Ясиніцький, М.І. Торхов, С.В. Лозня, М.Б. Налісний // Вісник Нац. авіац. ун-ту. – 2006. – №1. – с. 117–120.
10. Хафф. Теоретический расчет акустического давления, создаваемого в результате взаимодействия турбулентного течения с фронтом пламени // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1986. – № 4. – с. 208–217.
11. Герасименко В.П. К повышению устойчивости газовых систем с компрессором // Авіац.-косм. техніка і технологія. – Х.: ХАІ. – 2001. – Вип. 23. – 45 с.
12. Crawford R.A., Burwell A.E. Quantative evaluation of transient heat transfer on axial flow compressor stability // AIAA Paper, 1985, N 1352. – 9 p.
13. Przybylko S.I. Application of System identification techniques to post stall combustor dynamics // AIAA Paper, 1985, N 1353. – 8 p.
14. Rock S.M. Application of frequency domain and time domain analysis tools to the analysis of nonrecoverable stall // AIAA Paper, 1985, N 1350. – 6 p.
15. Натанзон М.С. Неустойчивость горения. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.
16. Раушенбах Б.В. Вибрационное горение. – М.: ГИФМЛ. 1961. – 500 с.
17. Химия горения / Под ред. У. Гардинера. – М.: Мир, 1988. – 461 с.
18. Быков Г.А. Детонационные ограничения при использовании альтернативных топлив в двигателях с искровым зажиганием // Экологические технологии и ресурсосбережение. – 1995. – №3. – с. 3–9.

© Герасименко В.П., Налесный Н.Б., 2006

УДК 621.43.056

С.І. СЕРБІН, д-р техн. наук, Г.Б. МОСТІПАНЕНКО

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГОРІННЯ В ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМУ ВІДСІКУ ГІБРИДНОЇ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГТД ПОТУЖНІСТЮ 25 МВт

Рассмотрены вопросы моделирования температурного поля на выходе гибридных камер сгорания, в которых происходит горение бедной частично перемешанной смеси. Сделаны выводы относительно влияния моделей турбулентности и расчетной сетки на точность прогнозирования параметров.

The problems of modeling of a temperature field at the outlet section of the hybrid combustion chambers with lean partially premixed mixture are concerned. Conclusions about the turbulence models and computational grid impact on the predicting outlet temperature field accuracy were made.

Моделювання гідрогазодинамічних процесів, які враховують хімічні реакції, стало можливим завдяки бурхливому розвитку електроннообчислювальної техніки. Це дозволило за допомогою числових методів розв'язувати системи рівнянь, що включають рівняння: Нав'є-Стокса для стисливих рідин та газів, переносу енергії турбулентності і швидкості її дисипації k і ε , переносу хімічних компонентів реагуючої суміші, а також збереження енергії.

Відкритим залишається питання точності прогнозування процесів в камерах згоряння (КЗ) газотурбінних двигунів (ГТД) за допомогою таких математичних моделей. Зокрема, такої важливої характеристики як нерівномірність температурного поля в вихідному перерізі КЗ, яка суттєво впливає на ресурс лопаток турбін і двигуна в цілому.

Для зменшення викидів токсичних компонентів, особливо оксидів азоту, в сучасних ГТД при організації робочого процесу в гібридних КЗ використовують принцип горіння бідної частково перемішаної паливо-повітряної суміші. За допомогою програмного обчислювального комплексу Fluent проведені числові експерименти, метою яких був вибір розрахункових гідрогазодинамічних моделей, які б з прийнятною

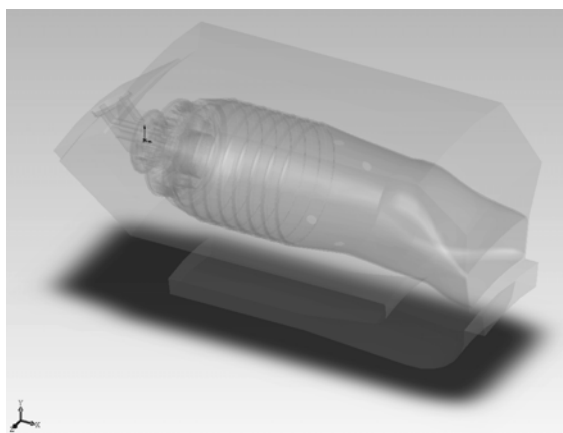
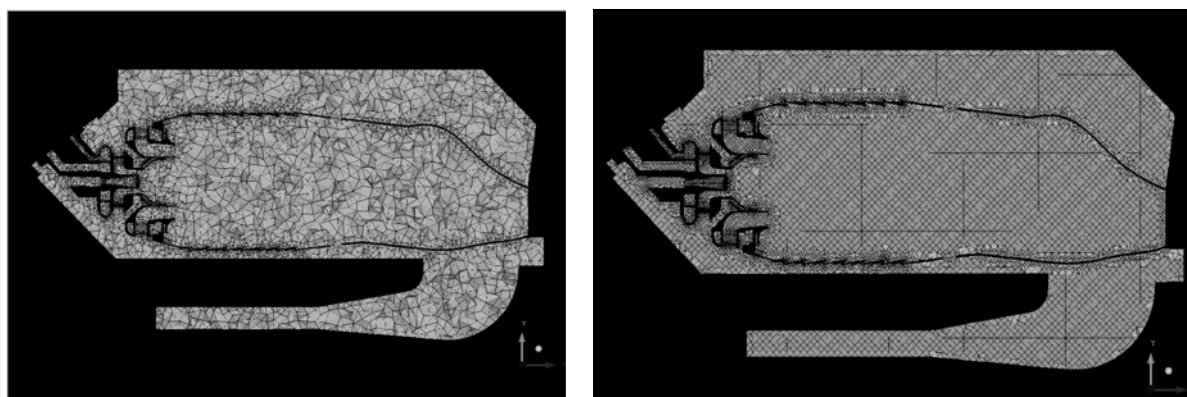


Рис. 1. Тривимірна геометрична модель відсіку

точністю дозволяли прогнозувати температурне поле на виході з камер згоряння. Побудовано тривимірну геометричну модель експериментального відсіку камери згоряння ГТД потужністю 25 МВт [1] за допомогою програмного комплексу SolidWorks (рис. 1).

Моделювання проводилося на розрахункових тетрадральних сітках різної густини – 1,5 млн. елементів та 2,7 млн. елементів (рис. 2 а, б).

Використано узагальнену модель горіння [2], яка заснована на розв'язанні систем рівнянь, що описують конвективний, дифузійний перенос і



a

б

Рис. 2. Розрахункові тетраедральні сітки з 1,5 млн. елементів (*a*) та з 2,7 млн. елементів (*б*)

зміну концентрацій для кожного з компонентів реагуючої суміші. Швидкості реакцій, що є вихідними даними для рівнянь переносу, розраховувались за допомогою виразу Арреніуса або обчислювались з моделі розсіювання вихорів [3]. Найменша з отриманих величин і визначала швидкість реагування.

Математична модель для опису основних процесів в КЗ ГТД заснована на наступних рівняннях: Нав'є-Стокса для стисливих рідин [4], k і ε в моделі турбулентності [5], переносу хімічних компонентів суміші, збереження енергії.

В загальному вигляді рівняння конвективно-дифузійного переносу кожного компонента суміші Y_i має вигляд

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla(\rho \bar{v} Y_i) = -\nabla \cdot \bar{J}_i + R_i + S_i,$$

де R_i – швидкість утворення i -го компонента в результаті хімічної реакції; S_i – швидкість додаткового його утворення з дисперсної фази та інших джерел; \bar{J}_i – масова дифузія i -го компонента.

Це рівняння розв'язується для $N-1$ компонента, де N – загальна кількість хімічних елементів, що присутні у системі. Оскільки сумарна масова частка всіх компонентів повинна дорівнювати одиниці, то масова частка N -го компонента визначається як одиниця мінус сума $N-1$ знайдених масових часток. Щоб звести до мінімуму числову помилку N -й компонент вибирається таким чином, щоб його масова частка в суміші була максимальною, наприклад N_2 , коли окислювачем є повітря.

В турбулентних потоках масова дифузія розраховується в такий спосіб

$$\bar{J}_i = -\left(\rho \cdot D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right) \cdot \nabla Y_i,$$

де $D_{i,m}$ – коефіцієнт дифузії для i -го компонента в суміші; Sc_t – турбулентне число Шмідта, що знаходиться за формулою $Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t}$, де μ_t – турбулентна в'язкість, а D_t – турбулентна дифузія. Число Шмідта приймається $Sc_t = 0,7$.

Зазвичай турбулентна дифузія значно перевищує ламінарну, тому немає необхідності у детальному розрахунку ламінарної дифузії в пристіночних шарах у турбулентних потоках.

Для багатокомпонентних потоків перенос ентальпії, що здійснюється завдяки масовій дифузії

$$\nabla \left[\sum_{i=1}^n h_i \cdot \vec{J}_i \right],$$

повинен бути прийнятий до уваги. Зокрема, коли число Льюїса

$$Le_i = \frac{k}{\rho \cdot c_p \cdot D_{i,m}} \tag{1}$$

для якого-небудь з компонентів значно відрізняється від одиниці, зневажа цією умовою може призвести до великих помилок. В рівнянні (1) k – коефіцієнт теплопровідності.

Більшість палив, особливо газоподібних, досить швидко згорає, і загальний рівень швидкості реакцій може визначатися турбулентним перемішуванням. В даному випадку хімічною кінетикою можна знехотити. Тому швидкість $R_{i,r}$ утворення i -го компонента в реакції r визначається меншим (лімітуючим) значенням:

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{\sigma,i} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left(\frac{Y_R}{v_{R,r} M_{\sigma,R}} \right); \tag{2}$$

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{\sigma,i} A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \cdot \frac{\sum_p Y_p}{k \sum_j^N v'_{j,r} M_{\sigma,j}}, \tag{3}$$

де Y_p – масова частка продукту реакції P ; Y_R – масова частка одного з реагентів R ; $A = 4$, $B = 0.5$ – емпіричні константи.

У рівняннях (2) і (3) швидкість хімічної реакції визначається величиною масштабу перемішування $\frac{k}{\varepsilon}$. Горіння відбувається скрізь, де присутня турбулентність,

тобто $\frac{k}{\varepsilon} > 0$. Ця модель описує попередньо не перемішане, дифузійне полум'я.

В гібридних камерах згорання разом з дифузійним факелом, де процеси визначаються турбулентним переносом, існують також ділянки попереднього змішування палива й окислювача. Якщо використовувати модель, яка враховує тільки турбулентне сумішоутворення, то паливо в них буде вигорати значно раніше, ніж в

дійсності. Уникнути цього небажаного ефекту можна урахуванням формул Арреніуса для розрахунку швидкості хімічних реакцій.

Загальне джерело i -го хімічного компонента, отриманого в результаті реакції R_i , розраховується як сума джерел N_R реакцій Арреніуса [6], в яких приймають участь компоненти:

$$R_i = M_{\varpi,i} \sum_{r=1}^{N_R} R_{i,r},$$

де $M_{\varpi,i}$ – молекулярна маса i -го компонента; $R_{i,r}$ – Арреніусова молярна швидкість утворення (розкладання) i -го компонента в реакції r .

Реакція може відбуватися в суцільній фазі тільки між компонентами суцільної фази, або на поверхні стінок.

Розглянемо реакцію r , записану в загальному вигляді:



де N – кількість хімічних компонентів у системі; $v_{i,r}'$ – стехіометричний коефіцієнт для i -го реагенту в реакції r ; $v_{i,r}''$ – стехіометричний коефіцієнт для i -го продукту в реакції r ; M_i – символ, що позначає i -й хімічний компонент; $k_{f,r}$ – константа швидкості прямої реакції r ; $k_{b,r}$ – константа швидкості зворотної реакції r .

Рівняння (4) справедливе як для незворотних, так і для зворотних реакцій. Підсумовування в (4) проводиться для всіх хімічних компонентів у системі, але тільки компоненти, що беруть участь в реакції в якості реагентів і продуктів реакції, будуть мати не нульові стехіометричні коефіцієнти. Звідси випливає, що компоненти, які не беруть участь у реакції, виключаються з цього рівняння. Молярна швидкість утворення (розкладання) i -го компонента в реакції r може бути знайдена таким чином

$$R_{i,r} = \Gamma (v_{i,r}'' - v_{i,r}') \cdot \left(k_{f,r} \prod_{j=1}^{N_r} [C_{j,r}]^{\eta_{j,r}'} - k_{b,r} \prod_{j=1}^{N_r} [C_{j,r}]^{\eta_{j,r}''} \right),$$

де N_r – кількість хімічних компонентів у хімічній реакції r ; $C_{j,r}$ – молярна концентрація кожного j -го реагенту і продукту в реакції r ; $\eta_{j,r}'$ – експонента швидкості прямої реакції для j -го реагенту і продукту в реакції r ; $\eta_{j,r}''$ – експонента швидкості зворотної реакції для j -го реагенту і продукту в реакції r ; Γ – являє собою вплив третіх речовин на швидкість реакції і знаходиться за формулою:

$$\Gamma = \sum_j^{N_r} \gamma_{j,r} C_j,$$

де $\gamma_{j,r}$ – ефективність впливу третіх речовин на j -й компонент у реакції r .

Константа швидкості для прямої реакції r розраховується з використанням закону Арреніуса:

$$k_{f,r} = A_r T^{\beta_r} e^{-E_r / RT}, \quad (5)$$

де A_r – передекспоненційний фактор; β_r – температурна експонента; E_r – енергія активації; R – універсальна газова стала.

Якщо реакція зворотна, то константа швидкості знаходиться з наступного виразу

$$k_{b,r} = \frac{k_{f,r}}{K_r},$$

де K_r – константа рівноваги для реакції r , що знаходиться з формули

$$K_r = \exp\left(\frac{\Delta S_r^0}{R} - \frac{\Delta H_r^0}{RT}\right) \cdot \left(\frac{p_{atm}}{RT}\right)^{\sum_{i=1}^{N_R} (v_{i,r}'' - v_{i,r}')},$$

де $p_{atm} = 101325$ Па – атмосферний тиск.

Вирази під експонентою являють собою зміну енергії Гіббса:

$$\frac{\Delta S_r^0}{R} = \sum_{i=1}^N (v_{i,r}'' - v_{i,r}') \frac{S_i^0}{R}; \quad \frac{\Delta H_r^0}{RT} = \sum_{i=1}^N (v_{i,r}'' - v_{i,r}') \frac{h_i^0}{RT},$$

де S_i^0 – стандартна ентропія; h_i^0 – стандартна ентальпія (теплота утворення i -го компонента).

Тепер варто встановити зв'язок між швидкістю протікання хімічної реакції і тиском. Константа швидкості хімічної реакції при будь-якому тиску обчислюється так:

$$k_p = k \left(\frac{p_r}{1 + p_r} \right)^F,$$

де k – константа швидкості, що знаходиться за формулою (5); $p_r = \frac{k_H [M]}{k}$; k_H – коефіцієнт швидкості реакції при нижній границі тиску; $[M]$ – концентрація речовини.

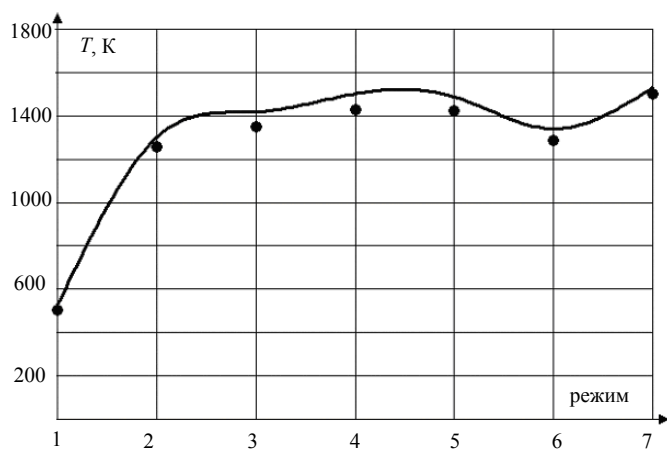
З метою верифікації математичної моделі на однопальниковому відсіку камери згоряння ГТД потужністю 25 МВт проведені експериментальні виміри поля температур у 25 точках вихідного перерізу для сімох режимів випробувань, які відрізнялися параметрами повітря та метану на вході, а також розподілом палива між каналами (табл. 1).

Таблица 1. Режимы эксперимента

№ режиму	Витрата повітря через КЗ, кг/с	Температура повітря на вході в КЗ, К	Сумарна витрата палива (метану), кг/год	Температура метану, К
1	0,395	389	4,8	286
2	0,313	624	18,8	287,2
3	0,318	626	22,6	287,5
4	0,315	628	25,6	287,6
5	0,315	627	25	287,5
6	0,316	605	20,9	287,5
7	0,327	667	27,9	288

У розрахунках, проведених для цих режимів, використано два різновиди моделей турбулентності: стандартну $k-\varepsilon$ -модель і $RNG\ k-\varepsilon$ -модель [4, 5, 7].

Першим етапом верифікації математичної моделі було порівняння середньомасових експериментальних та розрахункових температур у вихідному перерізі відсіку камери згоряння для вказаних режимів (рис. 3). Для скорочення розрахункового часу використовувалася менш густа сітка (рис. 2,а) та стандартна $k-\varepsilon$ -модель турбулентності. Такий підхід дав змогу отримати середньомасову температуру на виході з камери згоряння з прийнятною точністю для широкого діапазону режимів роботи.



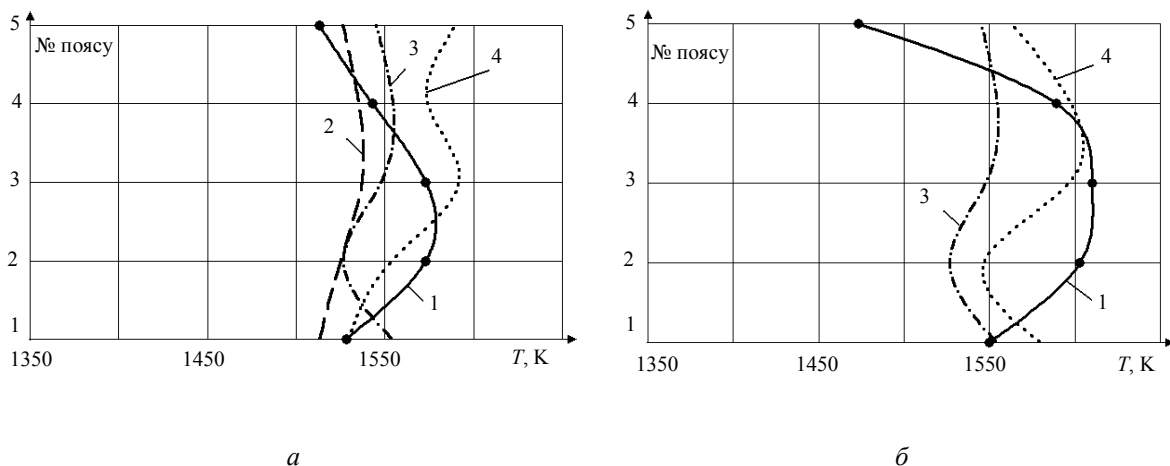
• – експеримент; — — розрахунок

Рис. 3. Розподіл середньомасової температури на виході КЗ

достатньою для прийняття конструктивних рішень точністю. Густина розрахункової сітки суттєво впливає на результати розрахунків. Максимальна похибка для розрахункової сітки з 2,7 млн. елементів складає 4,6 % проти 5,6 % для розрахункової сітки з 1,5 млн. елементів. Менш густа різницева сітка "згладжує" температурну нерівномірність. Це пов'язано з особливостями інтегрування параметрів при числовому моделюванні процесів переносу.

На рис. 4 відображено також вплив моделей турбулентності на розподіл температур в п'яти радіальних поясах вихідного перерізу. Використання більш складного різновиду моделі турбулентності $RNG\ k-\varepsilon$ дає більш точні результати у

Наступним етапом став вибір математичної моделі, яка б дозволила прогнозувати нерівномірність поля температур у вихідному перерізі. Для аналізу обрано режими 4 та 7, в яких метан подається в обидва паливні канали, а заміряні експериментально середньо-масові температури на виході є максимальними. За результатами числових експериментів побудовано радіальні епюри температур (рис. 4). Видно, що максимальні нерівномірності поля температур розраховані з



1 – експеримент; 2 – розрахунки: сітка 1,5 млн. елементів, $k-\varepsilon$ -модель; 3 – розрахунки: сітка 2,7 млн. елементів, $k-\varepsilon$ -модель; 4 – розрахунки: сітка 2,7 млн. елементів, $RNG k-\varepsilon$ -модель

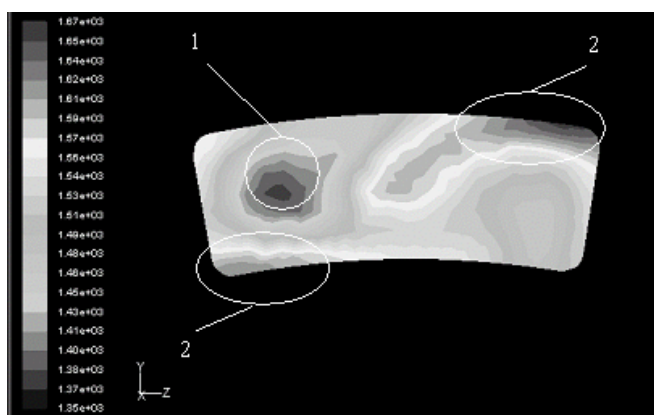
Рис. 4. Радіальні епюри температур на виході з відсіку для режиму 4 (а) та 7 (б)

порівнянні зі стандартною $k-\varepsilon$ -моделлю. Також ця модель більш точно спрогнозувала місцезнаходження зон перегріву металу у вихідному перерізі камери згоряння (рис. 5), які мали місце при експериментальних дослідженнях дослідного зразку паливоспалюючого пристрою.

Використовувати більш складні моделі турбулентності (наприклад, RSM та LES) практично недоцільно, оскільки різко зростають необхідні обчислювальні потужності та час, що витрачається на розрахунки, без значного покращення точності.

Порівнюючи експериментальні значення температур для режиму 7 (рис. 4,б) з результатами розрахунків (сітка з 2,7 млн. елементів, $RNG k-\varepsilon$ -модель турбулентності) можна відмітити, що максимальна похибка в визначенні температур у вихідному перерізі достатньо велика і складає приблизно 18,5% (табл. 2). Це пояснюється особливостями проведення експерименту в лабораторних умовах та ежектуванням певної частини атмосферного повітря при витіканні продуктів згоряння в газовихлопну систему, що при моделюванні не враховувалось. Максимальна прогнозована температура дорівнює 1598 К, а максимальна заміряна – 1610 К, що дає

похибку лише – 0,8%. Середня прогнозована температура у вихідному перерізі 1529 К, а середня заміряна 1502 К, що дає похибку 1,8%. Такі результати можна вважати прийнятними для подальшого інженерного використання.



1, 2 – холодна та гаряча зони відповідно

Рис. 5. Дільниці локального перегріву у вихідному перерізі

Таблица 2. Розрахункова похибка температур у вихідному перерізі

№ поясу	1	2	3	4	5
1	13,9	18,5	4,6	11,3	7,7
2	-2,6	6,6	0,2	2,7	-3,8
3	-9,8	-0,2	-0,8	2,8	-4,8
4	-5,2	-6,1	-4,1	9,7	-5,4
5	3,9	-0,9	-0,9	17,1	2,0

Висновки

Використання тривимірних математичних моделей гідродинаміки та горіння дозволяє отримувати досить точну якісну, а в ряді випадків і кількісну картину розподілу температур у вихідному перерізі гібридних малоємісійних камер згоряння ГТД.

В результаті проведених розрахунків вибрана модель турбулентності *RNG k - ε*, яка описує гідродинамічні особливості течій з достатньою точністю при раціональному використанні обчислювальних ресурсів.

Література

1. *Бондин Ю.И., Михайлов А.Б.* Основные результаты опытно-промышленной эксплуатации ГТД ДН80Л на КС "Софиевская" // Судовое и энергетическое газотурбостроение. – Т. 1. – Николаев: НПКГ "Зоря"- "Машпроект", НО ИАУ, 2004. – с. 7–16.
2. *Варнатц Ю., Маас У., Диббл Р.* Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ / Пер. с англ. – И.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 352 с.
3. *Magnussen B. F.* On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent Flow // Nineteenth AIAA Meeting, St. Louis. – 1981.
4. *Hinze J.O.* Turbulence. – New York: McGraw-Hill Publishing Co., 1975.
5. *Launder B. E., Spalding D. B.* Lectures in Mathematical Models of Turbulence. – London: Academic Press, 1972. – 310 p.
6. *Романовський Г.Ф., Сербін С.І.* Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – 259 с.
7. *Yakhot V., Orszag S. A.* Renormalization Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory // Journal of Scientific Computing. – 1(1), 1986.

© Сербін С.І., Мостіпаненко Г.Б., 2006

УДК 001.891.620.17

О.Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, канд. техн. наук

*Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт»*

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ РАСЧЕТНОГО УТОЧНЕНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ ПРОДЛЕНИЯ СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ И РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Наведено опис методики розрахункового визначення граничних умов теплообміну для уточнення можливості продовження терміну експлуатації корпусів і роторів парових турбін великої потужності, а також удосконалення на базі таких оцінок систем діагностики технічного стану парових турбін.

It is brought description over of method of calculation determination of scope terms of heat exchange for clarification of possibility of extension of term of exploitation of corps and rotors of steam-turbines of large power, and also improvement on the base of such estimations of the systems of diagnostics of the technical state of steam-turbines.

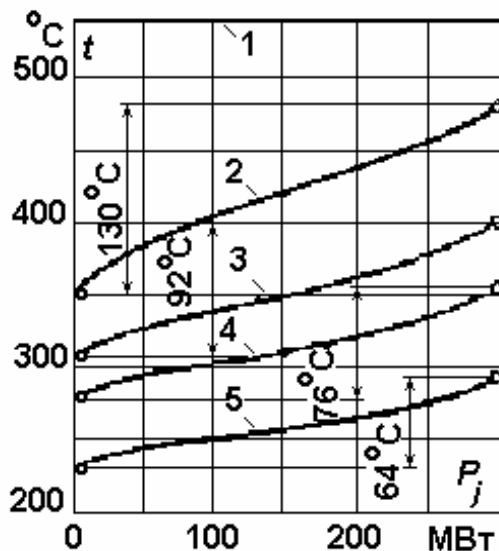
Так как в настоящее время значительная часть морально и физически устаревших турбин ТЭС выработала парковый ресурс, задача продления их надежной и экономичной эксплуатации приобрела первостепенное значение. Успешное ее решение возможно при проведении оценочных расчетов по уточнению возможности продления срока эксплуатации корпусных деталей и роторов паровых турбин большой мощности [1-3]. Также необходимо оснащение энергоблоков современными АСУ ТП, содержащими автоматизированные системы комплексной диагностики технического состояния (АСКТД), что позволит повысить уровень эксплуатационной надежности оборудования, перейти от устаревшей системы планово-предупредительных ремонтов и обслуживания к системе обслуживания по фактическому техническому состоянию. Системы диагностики АСКТД могут основываться на экспериментальных и/или расчетных методах, которые имеют свои преимущества и недостатки. Оптимальным является их разумное сочетание.

АСКТД должны включать в качестве локальных подсистем диагностики технического состояния паровых турбин наиболее ответственные с точки зрения напряженного состояния и дорогостоящие цилиндры ВД и СД, а также корпуса стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД. При создании локальных автоматизированных систем оперативной диагностики теплового и напряженного состояния ЦВД и ЦСД, необходимо разработать методики, математические модели и программное обеспечение для решения следующих задач [4]:

- оперативного (в реальном масштабе времени) определения теплового и напряженного состояний цилиндров ВД и СД, корпусов стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД;
- оперативного и постоперативного определения накопившейся поврежденности от воздействия малоциклового усталости и ползучести высокотемпературных цилиндров ВД и СД, корпусов стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД;
- определения момента наступления второй стадии разрушения цилиндров ВД и СД, корпусов стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД (достижения дефектами (трещинами) предкритического состояния).

В статье приводится краткое описание методики расчета граничных условий теплообмена, а именно оперативной расчетной оценки температуры пара в камере регулирующей ступени.

При резких изменениях режима работы турбины в проточной части происходит быстрое изменение температур пара. На рис. 1 показано изменение температур пара в различных зонах ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ при изменении нагрузки по данным работы [1]. Графики получены путем усреднения данных большого числа опытов.



1 – перед стопорными клапанами, 2 – в камере регулирующей ступени;
3 – в пространстве между корпусами; 4 – в камере отбора; 5 – в выходном патрубке

Рис. 1. Экспериментальные осредненные значения температур пара в ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ в зависимости от мощности [1]

Для расчетного определения температуры пара в камере регулирующей ступени, которая практически совпадает с температурой за регулирующей ступенью, предложен следующий алгоритм.

Расчет параметров потока в системе парораспределения и регулирующей ступени начинается с определения давления за стопорным клапаном и перед регулирующими клапанами.

$$P_1 = P_0 - (2...3\%) P_0 (G / G_{\max})^2. \quad (1)$$

Зависимость давления пара в камере регулирующей ступени на переменном режиме определяется по формуле Стодола-Флюгеля [3]

$$P_3 / P_{3\max} = (G / G_{\max}) \sqrt{(T_3 / T_{3\max}) \{ [1 - (P_3 / P_z) \max^2] / [1 - (P_3 / P_z)^2] \}}, \quad (2)$$

где $P_{3\max}$ и $T_{3\max}$ – давление и температура за регулирующей ступенью на максимальном режиме работы (при G_{\max}); $P_{z\max}$ – давление пара на выходе из ЦВД на максимальном режиме работы; P_3 , T_3 , P_z – текущие значения давления и температуры за регулирующей ступенью и давление пара на выходе из ЦВД.

Для учета влияния температуры на первой итерации процесс считают изотермическим, а затем определяют температуру пара за регулирующей ступенью (T_3) и уточняют расчет в процессе повторных итераций [3]. При сопловом парораспределении конденсационных турбин выпуск пара в турбину управляется несколькими регулирующими клапанами. От каждого в определенной

последовательности открывающегося клапана пар направляется к отдельному сопловому сегменту. Площадь сегментов сопел определяется в тепловом расчете турбины, или по уравнению неразрывности для каждой группы сопел. Давление за регулирующими клапанами на переменном режиме рассчитываются по коэффициенту расхода из уравнения неразрывности

$$\mu_i = G_i / (k_0 F_{jc} P_3), \quad (3)$$

где G_i – текущее значение расхода через i -й клапан, кг/с, $i = 1, \dots, n$; n – число точек разбивки расходов на переменном режиме; k_0 – коэффициент начальных параметров, F_{jc} – площадь j -й группы сопел, м², $j = 1, \dots, m$; m – число регулирующих клапанов; P_3 – значения давления в камере регулирующей ступени при G_i , Па.

Зная значения коэффициента расхода μ_i , по экспериментальным кривым $\mu = f(P_3/P_2)$ определяется давление за регулирующими клапанами P_2 . При расчете каждой последующей группы сопел уточняется расход через предыдущую группу при полностью открытом ($j - 1$)-м регулирующем клапане по уравнению неразрывности.

Для определения температуры за регулирующей ступенью на переменном режиме работы турбоустановки для текущих значений расходов пара G_i строится процесс расширения пара в группе регулирующих клапанов и регулирующей ступени. Энтальпия смешения – энтальпия начала расширения пара в группе нерегулируемых ступеней – определяется по формуле

$$i_1 = i_0 - \sum(G_j \times H_{j0})/G, \quad (4)$$

где G_j – текущий расход через j -й регулирующий клапан; H_{j0} – адиабатический перепад энтальпий на регулирующей ступени, определяемый по давлениям за регулирующими клапанами P_2 и давлениям в камере регулирующей ступени P_3 .

Затем по энтальпии смешения в точке начала расширения пара в группе нерегулируемых ступеней определяется температура пара за регулирующей ступенью по термодинамическим таблицам воды и водяного пара или по соответствующим упрощенным формулам. Расчет повторяется с учетом влияния неизотермичности.

Мощность турбины определяют как сумму мощности регулирующей ступени и группы нерегулируемых ступеней:

$$N_i = N_{ipc} + GH_0\eta_{0i}, \quad (5)$$

где N_{ipc} – мощности регулирующей ступени, G – расход пара через нерегулируемые ступени турбины, равный текущему значению расхода через все клапаны, H_0 – адиабатический перепад энтальпий на нерегулируемых ступенях, η_{0i} – относительный внутренний КПД группы нерегулируемых ступеней принимают согласно рекомендациям.

Для определения мощности регулирующей ступени воспользовались известной формулой:

$$N_{ipc} = \eta_{0i}^{pc} \cdot (\sum G_j \cdot H_{j0}), \quad (6)$$

где η_{0i}^{pc} – относительный внутренний КПД регулирующей ступени (согласно рекомендациям $\eta_{0i}^{pc} = 0,75$), G_j – текущий расход через j -тый регулирующий клапан, H_{j0} – адиабатический перепад энтальпий, определяемый по давлениям за регулирующими клапанами P_2 .

Температура пара T_3 в камере регулирующей ступени турбины К-300-240 для неизотермического течения, полученная расчетным путем по описанной методике, показана на рисунке 2 зеленым цветом. Неизотермичность вносит изменения по давлениям в Р-Г диаграмму при сопловом парораспределении порядка 9 %. Черным цветом приведены экспериментальные осредненные значения температуры пара T_3 в камере регулирующей ступени в ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ в зависимости от мощности в работе Лейзеровича А.Ш. [1].

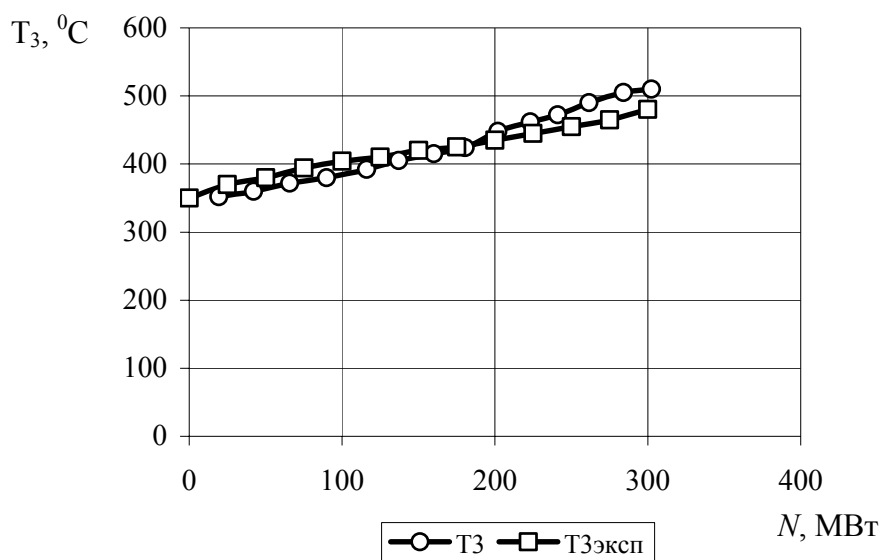


Рис.2. Температуры пара T_3 в камере регулирующей ступени турбины К-300-240 в зависимости от мощности N , полученные расчетным (●) путем по разработанному авторами алгоритму и экспериментальным (■) путем в работе Лейзеровича А.Ш. [1]

На основании проведенного расчета и сравнения результатов с экспериментальными данными [1] получено, что характер изменения температуры пара в камере регулирующей ступени турбины К-300-240 для неизотермического течения в зависимости от мощности $T_3 = f(N)$ аналогичен. Расхождение экспериментальных и расчетных данных составляет около 4%, что позволяет использовать предложенную методику определения граничных условий теплообмена – температуры пара в камере регулирующей ступени турбины – для расчета теплового состояния ротора и корпуса на переменных режимах работы.

Литература

1. Плоткин Е.Р., Лейзерович А.Ш. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. – М.: Энергия, 1980 – 192 с.
2. Лейзерович А.Ш. Технологические основы автоматизации пусков паровых турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1983 – 176 с.
3. Костюк А. Г., Фролов В. В. Паровые и газовые турбины. Учебник для вузов. – М: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.
4. Пожидаев А.В. Методы математической статистики в диагностике термонапряженного состояния корпусных элементов паровых турбин // Теплоэнергетика. – 1989. – № 10. – с. 56–59.

© Черноусенко О.Ю., 2006

УДК 532.6

В.М. КАПИНОС, д-р техн. наук, Е.Н. ИВАНЧЕНКО

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ РАСЧЕТЫ МОДИФИЦИРОВАННЫХ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

Запропоновано модифікації алгебраїчних моделей турбулентності з використанням універсальних профілів швидкості Томпсона і Коулса. Виконані порівняльні розрахунки трьох інтегральних характеристик турбулентного прикордонного шару для канонічних дослідів Стенфордської конференції з використанням даних моделей турбулентності та моделей Себесі-Сміта та Джонсона-Кінга, які підтверджують їх ефективність.

The modification of algebraic turbulent models with using universal profile of the velocity Thompson and Coles are presented. The results are computed to canonical measurements that were presented by Stanford conference. Comparison with calculation of the turbulent boundary layers with use modification turbulent models and models Cebeci-Smith and Johnson-King has conducted according to three integral characteristic of the turbulent boundary layer.

Модель турбулентности с применением профиля скорости Томпсона основывается на идее замены в диффузионном члене уравнения движения профиля скорости, вычисляемого в ходе расчета параметров турбулентного пограничного слоя, универсальным двухпараметрическим профилем Томпсона. Это позволяет вычислять производную от скорости не в конечных разностях, а аналитически.

Профиль скорости Томпсона, согласно [1] имеет вид:

$$u = \gamma u_{in} + (1 - \gamma) u_l, \quad (1)$$

где γ – эмпирическая функция веса, $\gamma = f(y/\delta)$; u_{in} – распределение скорости, удовлетворяющее логарифмическому закону стенки

$$\frac{u_{in}}{v_*} = \frac{1}{k} \ln \frac{y v_*}{\nu} + B;$$

u_l – скорость на внешнем крае пограничного слоя. Согласно работе [2], функция γ равна единице в интервале $0 < y/\delta < 0,05$ и нулю вблизи внешнего края пограничного слоя при $y/\delta = 0,95 - 1,0$. В интервале $0,05 < y/\delta < 0,95$ γ аппроксимируется уравнением [3]

$$\gamma = 0,5 \left[1 + \cos \frac{10}{9} \pi \left(\frac{y}{\delta} - 0,05 \right) \right]. \quad (2)$$

Из (1) и (2) следует, что профиль скорости в пограничном слое описывается уравнением

$$\frac{u}{u_1} = 0,5 \left[\left(1 + \cos \frac{10}{9} \pi \eta \right) \left(\frac{\omega}{k} \ln \text{Re}_y + B \omega \right) + \left(1 - \cos \frac{10}{9} \pi \eta \right) \right], \quad (3)$$

где $\eta = \frac{y}{\delta} - 0,05$, $\omega = \sqrt{0,5c_f}$; $c_f = \frac{\tau_w}{0,5\rho u_l^2}$; $Re_y = \frac{y v^*}{\nu}$. Параметры k и B в уравнении принимаем по данным Пейтеля равными соответственно 0,4186 и 5,45.

Необходимые при использовании профиля скорости Томпсона параметры c_f и δ определяются численным интегрированием дифференциальных уравнений пограничного слоя. Толщина пограничного слоя устанавливается в итерациях по формуле [3]

$$\delta = \delta^* \left/ \left[0,5 - \omega(0,80095 + 1,1943 Re_\delta \omega) + \frac{50,7}{Re_\delta} \right] \right., \quad (4)$$

где $Re_\delta = \frac{u_l \delta}{\nu}$. Интегральная характеристика δ^* может быть определена с более высокой точностью, чем δ по условию $du/dy = 0$.

Распределение напряжения трения $\tau_\tau = \rho \nu \frac{du}{dy}$ по толщине пограничного слоя для внешнего слоя двухслойной модели турбулентности с использованием соотношения, предложенного Клаузером для турбулентной вязкости, описывается уравнением

$$\tau_\tau = 0,0168 \rho u_l \delta^* \gamma_k \frac{du}{dy}. \quad (5)$$

Из (3) следует, что

$$\begin{aligned} \frac{du}{dy} = 0,5 u_l \left\{ \left[-\sin \frac{10}{9} \pi \left(\frac{y}{\delta} - 0,05 \right) \frac{10}{9} \frac{\pi}{\delta} \right] \left(\frac{\omega}{k} \ln Re_y + B \omega \right) + \right. \\ \left. + \left(1 + \cos \frac{10}{9} \pi \left(\frac{y}{\delta} - 0,05 \right) \frac{\omega}{k} \frac{1}{y} \right) + \sin \frac{10}{9} \pi \left(\frac{y}{\delta} - 0,05 \right) \frac{10}{9} \frac{\pi}{\delta} \right\}. \end{aligned} \quad (6)$$

Соотношение (3) справедливо вне буферного слоя, т.е. при $\frac{y v^*}{\nu} > 30$, где допустимо использование закона стенки. Около поверхности стенки турбулентную вязкость в рассматриваемом варианте модели турбулентности будем определять методом, который учитывает нелинейность изменения длины пути смешения по координате y вблизи стенки, а также зависимость значения k от градиента давления и других параметров. В данном методе предлагается вычислять безразмерную длину пути смешения $l^* = \frac{l v^*}{\nu}$ по формуле:

$$l^* = k y^+ \left[\operatorname{th} \left(\frac{0,012 y^+}{k} \right)^{0,5} \right]^2, \quad (7)$$

где $y^+ = y v^* / \nu$ – безразмерная координата; k определяется по уравнению, предложенному в [4]

$$k_{\phi} = k \sqrt{\frac{\tau}{\tau_w}}, \quad \frac{\tau}{\tau_w} = 1 + P^+ y^* + \frac{1}{2} a^+ \left[C_1 + y^* (C_2 \ln y^+)^2 + C_3 \ln y^+ + C_4 \right], \quad (8)$$

где $P^+ = \frac{\nu}{\rho\nu_*^3} \frac{dP}{dx}$, $a^+ = \frac{\nu}{\rho\nu_*^3} \frac{d\tau_w}{dx}$, $C_1=-7,77$; $C_2=-5,706$; $C_3=14,82$; $C_4=15,08$.

Трехпараметрический профиль Коулса в виде суперпозиции логарифмического закона стенки и профиля "следа" описывается уравнением [5]

$$\frac{u}{u_l} = \omega \left[\frac{1}{k} \ln \frac{y\omega u_l}{\nu} + B + \frac{\Pi}{k} w \right], \quad (k=0,4, B=5,10). \quad (9)$$

"Функцию следа" по предложению Хинце аппроксимируют формулой $w = 1 - \cos\pi \frac{y}{\delta}$. Распределение скорости по толщине пограничного слоя определяется тремя переменными: ω , Π и δ . Параметр Π можно из уравнения (9) исключить. Для этого полагаем $y \rightarrow \delta$, тогда из (9) следует уравнение

$$1 = \omega \left(\frac{1}{k} \ln \frac{\delta\omega u_l}{\nu} + B + \frac{2\Pi}{k} \right). \quad (10)$$

Отсюда

$$\Pi = \frac{k}{2} \left(\frac{1}{\omega} - \frac{1}{k} \ln \frac{\delta\omega u_l}{\nu} - B \right). \quad (11)$$

После подстановки в (1.9) будем иметь

$$\frac{u}{u_l} = \omega \left[\frac{1}{k} \ln \frac{y\omega u_l}{\nu} + B + \frac{w}{2} \left(\frac{1}{\omega} - \frac{1}{k} \ln \frac{\delta\omega u_l}{\nu} - B \right) \right]. \quad (12)$$

Для определения напряжения трения во внешней части пограничного слоя отыскиваем значение производной

$$\frac{du}{dy} = \frac{u_l\omega}{k} \left[\frac{1}{y} + \frac{\pi k}{2\delta} \sin\pi \frac{y}{\delta} \left(\frac{1}{\omega} - \frac{1}{k} \ln \frac{\delta\omega u_l}{\nu} - B \right) \right]. \quad (13)$$

Принимая турбулентную вязкость по Клаузеру

$$\nu_T = 0,0168\delta^* u_l \gamma_k,$$

получим выражение для напряжения трения в виде

$$\tau_T = 0,0168\rho\delta^* \gamma_k \frac{u_l^2\omega}{k} \left[\frac{1}{y} + \frac{\pi k}{2\delta} \sin\pi \frac{y}{\delta} \left(\frac{1}{\omega} - \frac{1}{k} \ln \frac{\delta\omega u_l}{\nu} - B \right) \right]. \quad (14)$$

Толщину пограничного слоя можно определить следующим образом. Вычтем из (10) выражение (9). После упрощений имеем:

$$1 - \frac{u}{u_l} = \frac{\omega}{k} \left[\Pi \left(1 + \cos\pi \frac{y}{\delta} \right) - \ln \frac{y}{\delta} \right]. \quad (15)$$

Интегрирование (15) дает

$$\delta^* = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{u}{u_l} \right) dy = \frac{\omega \delta}{k} (\Pi + 1).$$

Отсюда

$$\Pi = \frac{k \delta^*}{\omega \delta} - 1. \quad (16)$$

Это уравнение, впервые полученное Коулсом, выведено в предположении, что течение в ламинарном подслое и переходной области пренебрежительно мало отклоняется от логарифмического закона стенки (интегрирование уравнения (15) проводится в пределах от 0 до δ , а не от $y = 30\nu/v_*$ до δ).

Исключая из (11) по уравнению (16) параметр Π , находим выражение для определения толщины пограничного слоя

$$\delta = 2\delta^* / \left(1 + \frac{\omega}{k} \left(2 - \ln \frac{\delta \omega u_l}{\nu} \right) - B\omega \right). \quad (17)$$

Как и в случае использования профиля Томпсона, турбулентную вязкость в переходной области пограничного слоя будем определять с учетом нелинейности зависимости длины пути смешения от координаты y и зависимости значения k от градиента давления и других параметров (уравнения (7) и (8)).

Недостатком профиля Коулса является то, что на внешней границе пограничного слоя производная du/dy не обращается в ноль. Заострение профиля скорости при $y = \delta$ устранено в профиле Коулса–Финли

$$\frac{u}{u_l} = \omega \left[\frac{1}{k} \ln \frac{y \omega u_l}{\nu} + B + \frac{1}{k} \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \left(1 - \frac{y}{\delta} \right) + \frac{2\Pi}{k} \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \left(3 - 2 \frac{y}{\delta} \right) \right]. \quad (18)$$

Повторяя выкладки, аналогичные тем, которые приведены выше для профиля Коулса, получаем:

$$\Pi = \frac{k}{2} \left(\frac{1}{\omega} - \frac{1}{k} \ln \frac{\delta \omega u_l}{\nu} - B \right) \quad (19)$$

из условия, что когда $y \rightarrow \delta$, то $u \rightarrow u_l$, и после исключения в уравнении (18) параметра Π имеем

$$\frac{du}{dy} = \frac{\omega u_l}{k} \left\{ \frac{1}{y} + 2 \frac{y}{\delta^2} \left(1 - \frac{y}{\delta} \right) - \frac{1}{\delta} \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 + k \left(\frac{1}{\omega} - \frac{1}{k} \ln \frac{\delta \omega u_l}{\nu} - B \right) \times \right. \\ \left. \times \left(2 \frac{y}{\delta^2} \left(3 - 2 \frac{y}{\delta} \right) - \frac{2}{\delta} \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \right) \right\}. \quad (20)$$

Далее отыскиваем следующие величины:

$$\Pi = \frac{k\delta^*}{\omega\delta} - \frac{11}{12}, \quad (21)$$

$$\delta = 2\delta^* \left/ \left(1 - \frac{\omega}{k} \ln \frac{\delta\omega u_l}{\nu} - B\omega + \frac{\omega}{k} \frac{11}{6} \right) \right. \quad (22)$$

Для проверки предложенных усовершенствований проведены сравнительные расчеты для двух течений, представленных в трудах Стенфордской конференции [6]: течения 3300 (слабый положительный градиент давления) и течение 1300 (отрицательный градиент давления.). Результаты расчета для трех интегральных характеристик δ^* , δ^{**} и c_f приведены на рис. 1, 2. Для расчетов была использована модель Себеси–Смита, в которой во внешнем слое расчет турбулентной вязкости в диффузионном члене уравнения движения проведен с использованием производной, полученной непосредственным алгебраическим дифференцированием двухпараметрического профиля Томпсона (формула (7)) в одном случае, и дифференцированием более сложного трехпараметрического профиля Коулса–Финли (формула (20)) в другом. Во внутреннем слое турбулентная вязкость рассчитывалась с учетом переменности «константы» турбулентности.

Для сравнения на рисунках представлены графики расчета интегральных характеристик с использованием модели Себеси–Смита и модели Джонсона–Кинга, которая признается наиболее точной моделью турбулентности, использующей представление о вихревой вязкости [7]. В первом случае видно, что предложенное усовершенствование модели дает значительное улучшение точности расчета всех интегральных характеристик. Сравнение с моделью Джонсона–Кинга позволяет отметить, что точность результатов сравнима с точностью, которую обеспечивает данная модель, хотя алгоритм расчета значительно проще. Использование двухпараметрического профиля скорости Томпсона и трехпараметрического профиля скорости Коулса дает практически равноценное улучшение точности расчетов параметров течения в пограничном слое.

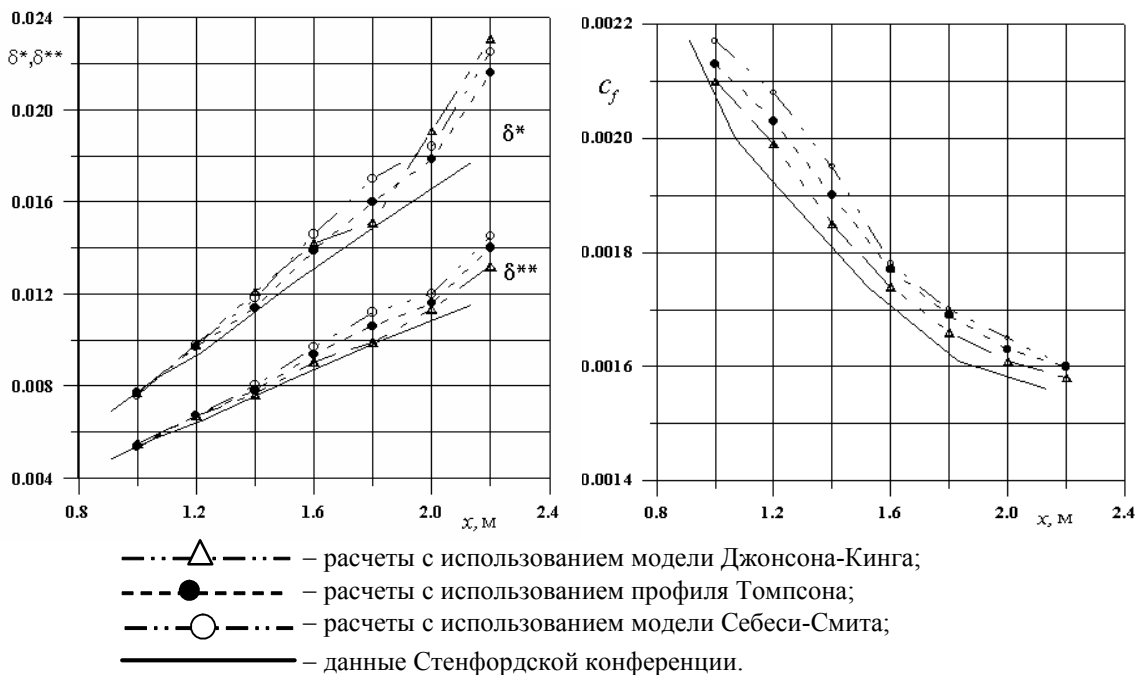


Рис. 1. Интегральные характеристики течения 3300

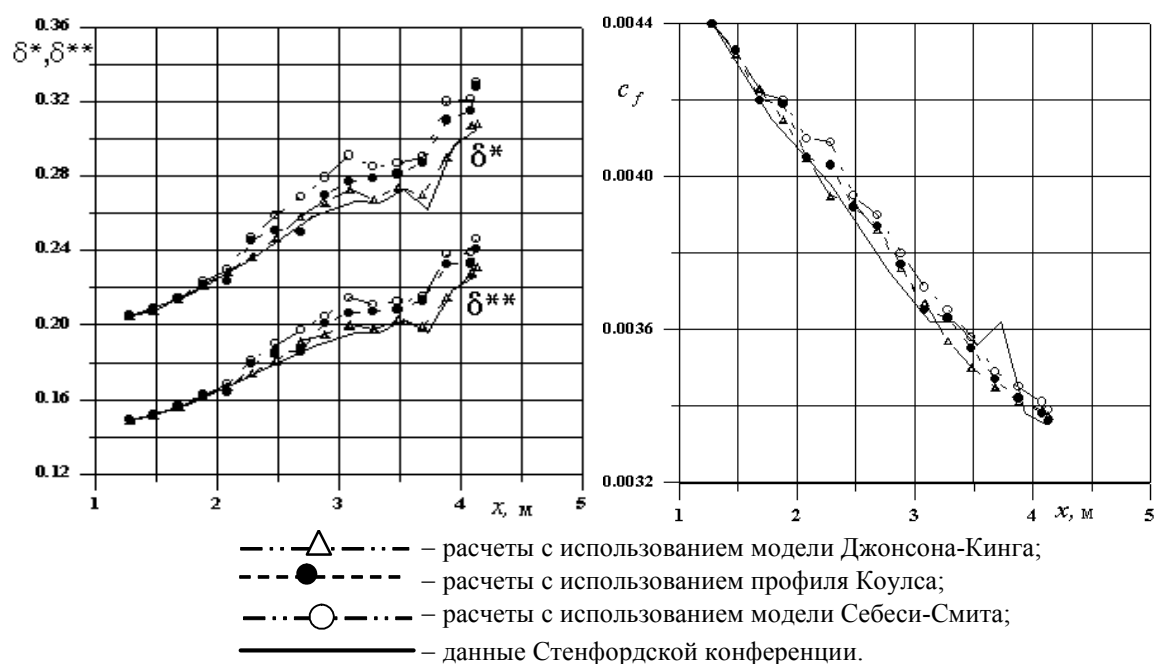


Рис. 2. Интегральные характеристики течения 1300

Литература

1. *Thompson B.G.J.* A new Two-parameter Family of Mean Velocity Smooth Walls // ARC RM. – N. 3463. – 1965. – 64 p.
2. *Galbraith R.A., Head M.R.* Eddy Viscosity and Mixing Length from Measured Boundary Layer Developments // The Aeronautical Quarterly. – 1975. – Vol. 26, part 2. – p. 133–154.
3. *Капинос В.М.* Коэффициент поверхностного трения при турбулентном течении в пограничном слое // Инж.-физ. журн. – Т.46, №1. – с. 51–55.
4. *Galbraith R.A., Sjolander, Head M.R.* Mixing Length in the Wall Region of Turbulent Boundary Layers // The Aeronautical Quarterly. – 1977. – Vol. 28, part 2. – p. 97–110.
5. *Coles D.* The Low of the Wake in the Turbulent Boundary Layers // Journal of Fluid Mechanics. – 1956. – Vol. 1, part 2. – h. 191–226.
6. Proceedings 1968 AFOSP - IFP Stanford Conference on Computation of Turbulent Boundary Layers. – California: Stanf. University. – 1969. – Vol. 2.– 519 p.
7. *Amorim J. C. C.* Turbulent Modeling in Engineering Application // Rev. Eng. Cienc. – Sao Paulo: 1996. – 3: 91–106.

© Капинос В.М., Иванченко Е.Н., 2006