

6'2011



*Энергетические  
и теплотехнические  
процессы и оборудование*

**ВЕСТНИК  
НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО  
УНИВЕРСИТЕТА «ХПИ»**

---

**Сборник научных трудов**

**Тематический выпуск**

**«Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»**

**6'2011**

**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, доц.

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.  
Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.  
Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.  
Л.М. Бесов, д-р ист. наук, проф.  
А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.  
Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. 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.  
И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.  
В.В. Елифанов, канд. техн. наук, проф.  
Ю.И. Зайцев, канд. техн. наук, проф.  
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.  
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.  
С.И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.  
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.  
В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.  
Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.  
В.С. Лупиков, д-р техн. наук, проф.  
О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.  
В.И. Николаенко, канд. ист. наук, проф.  
П.Г. Перерва, д-р экон. наук, проф.  
В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.  
М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.  
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.  
Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.  
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.  
Н.А. Ткачук, 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.

Э.Г. Братута, д-р техн. наук, проф.  
В.И. Гнесин, д-р техн. наук, проф.  
А.В. Ефимов, д-р техн. наук, проф.  
Г.Е. Канивец, д-р техн. наук, проф.  
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.  
Б.А. Левченко, д-р техн. наук, проф.  
З.Я. Лурье, д-р техн. наук, проф.  
Ю.М. Мацевитый, д-р техн. наук, проф.,  
действит. чл. АН Украины  
В.Г. Павловский, д-р техн. наук, проф.  
О.В. Потетенко, канд. техн. наук, проф.  
Н.А. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.  
А.И. Тарасов, д-р техн. наук, проф.  
В.С. Фокин, д-р техн. наук, проф.  
М.В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф.  
А.Л. Шубенко, д-р техн. наук, чл.-корр. НАНУ

**АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ**

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

Тел. (0572) 707-63-11

**Харьков 2011**

**Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».** Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – № 6. – 134 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 «ХПІ»**

**Протокол № 3 від 04.03.2011 р.**

## СОДЕРЖАНИЕ

### Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование

Шубенко А.Л., Сухинин В.П., Бояршинов А.Ю. ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ.....	5
Деревянко А.И., Ершов С.В. МОДЕЛИРОВАНИЕ ЛАМИНАРНО-ТУРБУЛЕНТНОГО ПЕРЕХОДА В КОМПРЕССОРНОЙ РЕШЕТКЕ.....	14
Бойко А.В., Бурлака М.В., Максютя Д.И. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА РЕЗУЛЬТАТЫ CFD РАСЧЕТА ТУРБИННОЙ РЕШЕТКИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ УГЛАХ АТАКИ .....	19
Субботович В.П., Юдин А.Ю., Темченко С.А. МЕТОД РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ В ОСЕРАДИАЛЬНЫХ КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ .....	24
Тарасов А.И., Долгов А.И., Авдеева Е.П. ВЛИЯНИЕ ПОДОГРЕВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ТЕПЛООТДАЧУ В КАНАЛАХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ.....	28
Яковлев А.И., Кобцев О.М., Пугачева Т.Н., Панов В.В. АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ И ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК ЧЕРНИГОВСКОЙ ТЭЦ В УСЛОВИЯХ СНИЖЕНИЯ ПОТРЕБНОСТИ В ПРОИЗВОДСТВЕННОМ ПАРЕ И ОБОСНОВАНИЕ УСТАНОВКИ ПРИКЛЮЧЁННОЙ ТУРБИНЫ, РАБОТАЮЩЕЙ ОТ ПРОМЫШЛЕННЫХ ОТБОРОВ ДРУГИХ ТУРБИН .....	34
Литвиненко О.А., Губанова А.В., Зенинец Т.В. АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА ДЕАЭРАЦИИ И РАЗМЕРЫ ДЕАЭРАТОРА .....	39
Михайлова И.А., Бабенко А.С. ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА РАЗМЕРЫ ПВД И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕГО РАБОТЫ.....	43
Сухинин В.П., Фурсова Т.Н. СНИЖЕНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В МНОГООПОРНЫХ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН.....	47
Гапонов В.С., Остапчук Ю.А. УПРУГАЯ СИСТЕМА КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ ОПОР ПОДШИПНИКОВ.....	54

Костюк В.Е., Кирилаш Е.И.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД МЕТОДАМИ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ АЭРОГИДРОДИНАМИКИ И ОПТИМИЗАЦИИ ..... 60

Гапон Г.А.

РАЗДЕЛЕНИЕ ПОТОКА В СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ТУРБОМАШИНЫ ..... 69

Волощук В.А.

ТЕРМОДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ЗРАЗКОВИХ ЦИКЛІВ ДЕЯКИХ СХЕМ ГТУ ТА ПГУ ..... 77

Канюк Г.И., Мисько А.Р., Лаптинов И.П., Стебляно Д.Д.

ПРИНЦИПЫ И МОДЕЛИ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ ..... 88

Веселовский В.Б., Беляева В.В., Грибанова А.В., Кириченко Р.А.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРИАЛОВ ПРИ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ ..... 92

Попок А.В., Ивановский А.И.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В СЛОЕ МЕТАЛЛОГИДРИДА С ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩЕЙ МАТРИЦЕЙ ..... 102

Кузьмин В.В., Шевченко В.В., Минко А.Н.

ОБ ОПТИМАЛЬНОМ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МАТЕРИАЛОВ И СНИЖЕНИИ МАССОГАБАРИТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОРЦЕВОЙ ЗОНЫ НЕАКТИВНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ..... 106

Веселовський В.Б., Клим В.Ю., Берлов О.В., Підлісний С.В.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИСИПАТИВНОГО РОЗІГРІВУ І ВИЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОЛІВ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ ..... 113

Титарь С.С., Климчук А.А.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СБРОСНОГО ТЕПЛА В СИСТЕМЕ АВТОНОМНОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ ..... 121

Денисова А.Є., Троїцький О.М.

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ СКІДНИХ ВОД ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ..... 126

УДК 621.165

**А.Л. ШУБЕНКО**, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАНУ, г. Харьков  
**В.П. СУХИНИН**, д-р техн. наук; проф. УИПА, г. Харьков  
**А.Ю. БОЯРШИНОВ**, инженер ИПМаш НАНУ, г. Харьков

## **ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ**

Розглянуті особливості конструкцій лопаток останніх ступенів парових турбін великої потужності та основні результати наукових досліджень, що дозволяють вибрати раціональні форми елементів лопаток з точки зору аеродинаміки та міцності. Зазначені основні шляхи подальшого удосконалення конструкцій.

The features of constructions of the last stage blades of steam turbines of high power and basic results of scientific researches, allowing to choose the rational forms of elements of blades from the point of view of aerodynamics and durability are considered. The basic ways of further perfection of constructions are set.

Успешное решение задач повышения эффективности энергоустановок непосредственно зависит от укрупнения единичной мощности турбоагрегата, что сопряжено с увеличением расхода пара на него. Поэтому для создания турбин повышенной мощности чрезвычайно важное значение имеет увеличение торцевой площади последней ступени, которой определяется максимально возможный пропуск пара в конденсатор. В то же время повышение единичной мощности, достигаемое простым наращиванием количества однотипных узлов (например, потоков низкого давления с выхлопами ограниченной площади), ухудшает технико-экономические показатели оборудования (удельные трудовые и материальные затраты в производстве и эксплуатации, надежность и экономичность выработки электроэнергии), в том числе эксплуатационные показатели энергоблока вследствие снижения надежности и увеличения времени простоя в плановых и аварийных ремонтах.

Последняя ступень является одним из наиболее сложных и ответственных элементов турбины, во многом определяющим ее надежность и экономичность, т.е. технический уровень турбоустановки. Величина площади выхлопа последней ступени непосредственно влияет на уровень выходной потери агрегата.

Роль этих факторов повышается еще и в связи с тем, что по мере развития методов расчета и проектирования, проведения исследовательских работ устойчиво реализуется концепция повышения удельных паровых нагрузок на последние ступени, обусловленная ухудшением условий по охлаждающей воде и, соответственно, повышением давления в конденсаторе. За счет этого оказалось возможным сокращение, при неизменном расходе пара в конденсатор, числа выхлопов и количества цилиндров низкого давления, но реализация такого решения приводит к противоречивому эффекту – уменьшение удельной металлоемкости обуславливает снижение экономичности турбоагрегата из-за уменьшения суммарной площади выхлопа и роста выходной потери.

Разработка последних ступеней мощных конденсационных паровых турбин связана со специфическими трудностями, обусловленными большими тепловыми перепадами, трансзвуковыми скоростями течения пара и существенной его влажностью, высокими окружными скоростями рабочих лопаток при их значительных длинах и низких собственных частотах колебаний. В отличие от остальных ступеней конденсационных турбин последние ступени подвержены существенным изменениям

режима работы в условиях эксплуатации: объемный расход пара на выходе из рабочего колеса меняется в зависимости от мощности вырабатываемой турбиной и, таким образом, объемного расхода пара в конденсатор и давления в нем.

Для преодоления указанных негативных явлений в последние годы были разработаны положения, использованные при проектировании ряда последних ступеней [1–3]. В их число входят: выбор повышенной степени реактивности в корневом сечении рабочей лопатки (18–20%), исключающей появление ее отрицательных значений при уменьшении объемного расхода через ступень; расчетный перепад энтальпий принимается повышенным, допустимым по соображениям прочности при выбранных радиальных размерах ступени и умеренной реактивности в среднем сечении на уровне 50–60%, выполняется обратная закрутка сопла с уменьшением углов выхода потока от корня к периферии, что обеспечивает необходимое сочетание степеней реактивности по высоте. С целью снижения объемного расхода, определяющего появление отрывных течений в корневой зоне, в качестве расчетного принимается режим 0,7 от номинальной нагрузки.

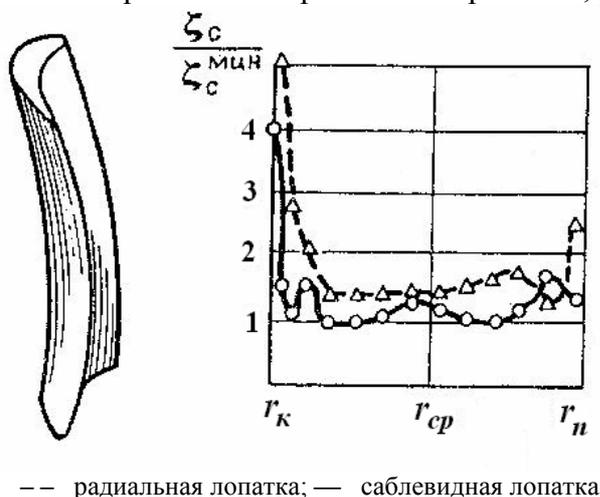


Рис. 1. Саблевидная сопловая лопатка. Внешний вид и коэффициенты потерь

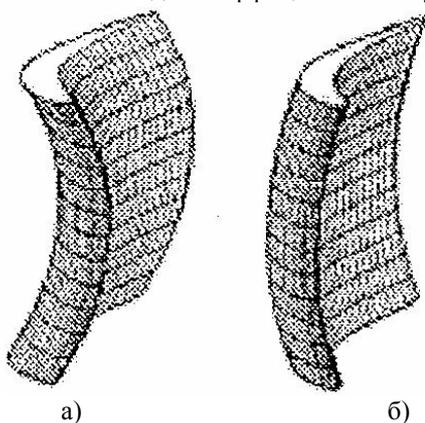


Рис. 2. Саблевидная (а) и серповидная (б) направляющие лопатки

Важным положением является снижение роста реактивности по высоте лопатки при достаточно высоком ее значении в корне. Рассмотренные выше меры позволяют обеспечить это условие, что подтверждается исследованиями, проведенными в МЭИ и ВТИ применительно к ступеням спроектированным ОАО «Турбоатом». При этом исследования варианта с «саблевидной» направляющей лопаткой, аналогично применяемой некоторыми зарубежными фирмами (в частности «Сименс»), не показали его преимущества перед ступенью ОАО «Турбоатом».

В ступенях с  $D_{cp}/l > 10$  применение ступеней с саблевидными лопатками (рис. 1) считается целесообразным. Так, согласно исследованиям МЭИ [4, 5], при этом можно ожидать повышения КПД ступени на  $\Delta\eta_{oi}/\eta_{oi} = (-3)\%$ . Целесообразно применение ступеней с саблевидными лопатками также в случаях, когда существенно малы отношения высоты лопатки к хорде ( $l/b$ ), т.е. оказываются значительными концевые потери [6–8].

В то же время в ряде работ показано влияние формы оси лопаток (саблевидных и серповидных), рис. 2, на уровень профильных, концевых потерь и вторичных течений, эффект от которых при переходе

от одной формы оси к другой меняет свое значение на противоположное [9, 10]. Это предопределило поиск решений по изысканию формы сложных тангенциальных навалов, обуславливающих однозначный положительный эффект [4, 9, 10].

Изложенные принципы служат основой для оптимизационных газодинамических расчетов каждой новой последней ступени. Сложность аэродинамических процессов в ступени определяется пространственным характером течения рабочего тела и переменностью режимов работы. Такие расчеты в настоящее время выполняются по методикам и программам, разработанным ИПМаш, ХПИ, МЭИ, ВТИ [4, 5, 11]. На основе полученных результатов проектируются профильные части направляющих и рабочих лопаток, обеспечивающие высокие аэродинамические характеристики ступени. В то же время необходимость увеличения площади выхлопа обуславливает интенсификацию напряженного состояния и необходимость формирования профилей поперечных сечений рабочей лопатки, обеспечивающих в ней допустимый уровень напряжений от центробежных сил и паровых усилий.

Улучшение аэродинамики профильной части в условиях недостаточно разработанных методов расчета и конструирования может приводить к необоснованному снижению запасов прочности, что представляет рискованный путь, так как приводит к снижению надежности работы ступени. Противоречия, возникающие в данном случае между требованиями аэродинамики и прочности, усугубляются некоторыми трудностями в выборе материалов, что выражается, в частности, в отсутствии марок сталей с более высокой удельной прочностью, чем у созданных более 25 лет назад и применяемых до настоящего времени.

Следует отметить опыт ЛМЗ, использовавшего для изготовления лопаток последней ступени титановый сплав с удельной прочностью примерно в 1,7 раза выше, чем у нержавеющей стали 15X11МФ, благодаря удельному весу  $4,5 \cdot 10^4$  н/м<sup>3</sup> против  $7,58 \cdot 10^4$  н/м<sup>3</sup> для указанной стали. Это позволило выполнить лопатку последней ступени с длиной активной части 1200 мм, увеличить единичную мощность турбины на 3000 об/мин до 1200 МВт и обеспечить ее сопоставимость с турбинами равной мощности на 1500 об/мин. Титановые сплавы пока не получили широкого применения в стационарном турбостроении, поскольку кроме сложностей технологического порядка и повышенной чувствительности к концентрации напряжений, существует проблема защиты входных кромок лопаток от эрозионного износа, усугубляемого значительными окружными скоростями при указанной длине лопатки (до ~700 м/с – на периферии). Поскольку до сих пор не публиковались данные о безаварийности и стойкости против эрозии таких лопаток судить о технико-экономической целесообразности такого решения пока сложно.

С учетом сказанного дальнейший анализ развития конструкций касается лопаток из традиционных нержавеющей сталей, хотя принципы и методы их проектирования в равной степени пригодны при использовании любых материалов.

Одним из самых напряженных и ответственных элементов турбомашин является рабочая лопатка последней ступени. Поломка одной или нескольких лопаток оказывает серьезное влияние на работоспособность агрегата. Таким образом, конструкционная прочность лопаточного аппарата в значительной мере определяет уровень эксплуатационной надежности турбины.

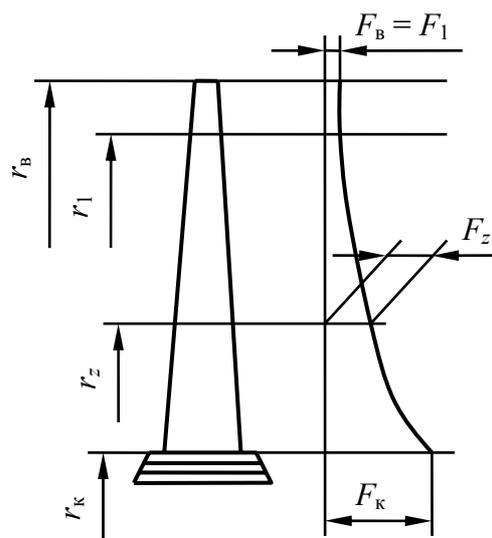
Размер площади выхлопа определяется диаметром рабочего колеса последней ступени и длиной рабочей лопатки. Отношение этих двух параметров  $D_{cp}/l$  представляет собой важную характеристику, в значительной степени определяющую конструкцию части низкого давления турбины. Следует отметить, что при одной и той

же длине лопатки меньшие значения  $D_{cp}/l$  обуславливают большую веерность и затрудняют получение удовлетворительных аэродинамических характеристик. Выбор более высоких значений этого параметра, при одной и той же длине лопатки, приводит к усложнению вопросов прочности, конструирования и выбора металла.

После получения аэродинамически совершенных профилей работа над лопаткой сводится по существу к вопросам напряженно-деформированного состояния (НДС), которые определяют ее окончательные конструктивные формы.

Для лопаток с отношением  $D_{cp}/l \geq 10$  условия прочности обеспечиваются при построении профильной части в форме тела переменного сечения по высоте при достаточно простом законе изменения сечений (линейный, степенной). При минимально допустимом, с точки зрения аэродинамики,  $D_{cp}/l \approx 2,5$  увеличение площади выхлопа достигается при одновременном повышении и среднего диаметра и длины лопатки. В этом случае облегчение лопатки требуется большее, чем при вышеуказанном способе образования профильной части. Наибольший эффект дает построение сечений в соответствии с формой тела равного сопротивления растяжению центробежными силами.

Поскольку напряжения на торце лопатки  $\sigma(r_b) = 0$  (рис. 3), выполнение ее с постоянным уровнем напряжений по всей длине невозможно [12], поэтому верхнюю часть лопатки на определенной длине целесообразно выполнить с постоянной



площадью поперечного сечения  $F_b$  от торца до радиуса  $r_1$ , где напряжения  $\sigma_z$  достигнут допустимого уровня  $[\sigma]$ . При выбранном верхнем сечении площадь корневого сечения

$$F_k = F_1 \exp\left(\frac{\rho\omega^2(r_1^2 - r_k^2)}{2[\sigma]}\right),$$

где  $\exp$  – основание натурального логарифма;  $\rho$  – плотность материала;  $r_k$  – радиус корневого сечения;  $[\sigma]$  – допустимое напряжение.

Изменение площадей поперечных сечений в пределах от  $r_1$  до  $r_k$  ( $r_k \leq r_z \leq r_1$ ) происходит по закону

$$F_z = F_k \exp\left(\frac{-\rho\omega^2(r_z^2 - r_k^2)}{2[\sigma]}\right).$$

Рис. 3. Сечения лопатки равного сопротивления растяжению центробежными силами

Очевидно, что чем меньше площадь верхнего сечения, тем меньше масса лопатки, а следовательно, и нагрузка на диск. При этом уменьшение площади и, соответственно, хорды и толщины сечений периферийной части лопатки может привести к ухудшению аэродинамического качества этой зоны. Кроме того, в результате утонения тела лопатки повышаются напряжения изгиба от паровых усилий, которые в числе других факторов определяют выбор геометрических параметров сечений.

В течение длительного времени вопросы прочности длинных лопаток решались с позиций теории незакрученных стержней переменного сечения, что справедливо для

конструкций, деформации которых (в первую очередь – кручения), возникающие в процессе работы, пренебрежимо малы.

В результате ряда работ было установлено, что при определенных соотношениях геометрических параметров упругая раскрутка естественно – закрученных лопаток в поле центробежных сил достигает величин, которыми нельзя пренебречь ни в плане прочностных показателей, ни с точки зрения сохранения расчетных аэродинамических параметров.

Наиболее широкий круг вопросов, связанных с расчетами естественно закрученных лопаток, охватывает специальная теория закрученных стержней Б.Ф. Шорра [13], в работах которого рассмотрены различные аспекты использования этой теории и дано обобщение широкого круга вопросов НДС естественно закрученных стержней. Принципиальной особенностью современной теории закрученных стержней является то, что она учитывает влияние поворота наклонных волокон на изменение их длины. Появляющиеся при этом в поперечных сечениях лопатки дополнительные нормальные напряжения распределяются в соответствии с [13] по параболическому закону. Таким образом, в общем случае растяжения естественно закрученной лопатки наряду с поступательным перемещением сечения вдоль осевой линии и поворота вокруг радиуса  $r$ , учитывается еще поворот сечения относительно его главных осей инерции.

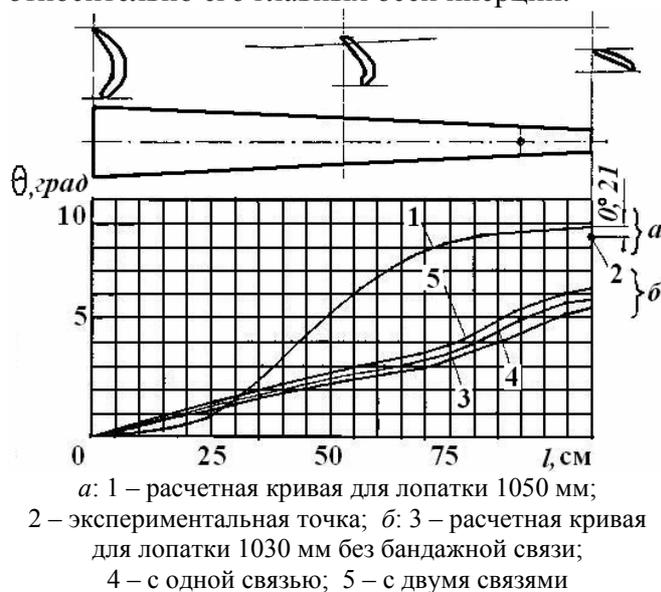


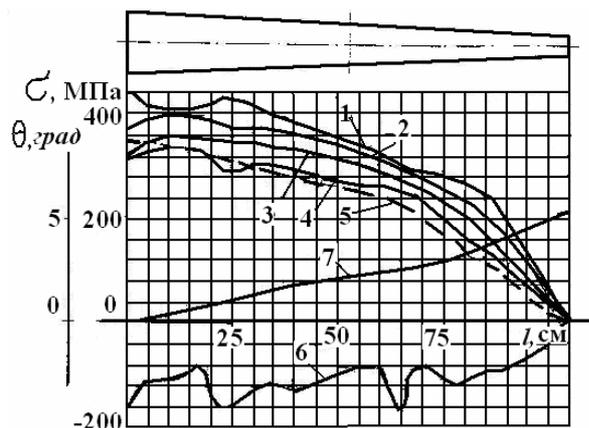
Рис. 4. Изменение угла упругой раскрутки лопатки при вращении ротора турбины с числом оборотов 3000 об/мин

Анализ характеристик лопаток, созданных до использования этих положений показывает, что, в частности, лопатка с длиной активной части 1050 мм при вращении ротора с номинальным числом оборотов (3000 об/мин) получает упругую раскрутку, достигающую на периферии  $\sim 9^\circ$  (рис. 4). При этом кроме влияния на картину НДС имеет место неустраняемое явление, связанное с увеличением отрицательного угла атаки, что приводит к увеличению потерь мощности из-за поворота вектора скорости пара и, еще больше, вектора капле влаги ближе к нормали относительно наружной поверхности лопатки и,

соответственно, повышению эрозионного износа. Надо отметить, что задача количественной оценки доли, которую вносит этот фактор в общую картину эрозионного износа, еще ждет своего решения.

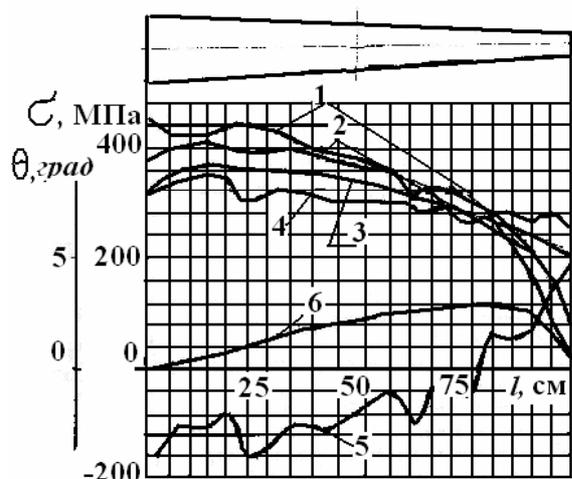
Рассмотренная схема касается поведения лопаток со свободной раскруткой без связей или при соединении лопаток демпферными связями (рис. 4, 5), проходящими через отверстия в лопатке. Эти связи, не влияя на частотные характеристики лопаток, уменьшают амплитуду их колебаний за счет сил трения в месте контакта.

При внедрении конструкций лопаток, снабженных полочными (цельнофрезерованными) бандажами картина их взаимодействия существенно



1 – внутренний контур; 2 – наружный контур;  
3 – входная кромка; 4 – выходная кромка;  
5 – среднее значение; 6 – угол раскрутки;  
7 – касательные напряжения

Рис. 5. Результаты расчета напряжений и деформаций раскрутки лопатки без бандажных связей



1 – внутренний контур; 2 – наружный контур;  
3 – входная кромка; 4 – выходная кромка;  
5 – максимальные касательные напряжения;  
6 – угол раскрутки

Рис. 6. Результаты расчета напряжений и деформаций раскрутки лопатки с полочной бандажной связью

меняется, поскольку эти бандажи препятствуют раскрутке в верхнем сечении за счет реактивных усилий, являющихся результатом противоположно направленных крутящих моментов. В результате устраняется раскрутка указанной выше величины в верхнем сечении (рис. 6), незначительная деформация максимальной величиной  $\sim 3^\circ$  остается в промежуточных сечениях. При этом положение сечений сохраняется близким к расчетному и улучшается аэродинамика. Кроме того, в результате взаимодействия лопаток друг с другом существенно уменьшается амплитуда колебаний лопаток примерно до 10 раз по сравнению с лопатками со свободной вершиной (по результатам непосредственных замеров на натурном рабочем колесе) и в результате повышается вибрационная надежность.

Учет этих явлений для естественно-закрученных лопаток с бандажными связями и без них на основе теоретических и экспериментальных исследований и влияние их на НДС представлены в [12–14].

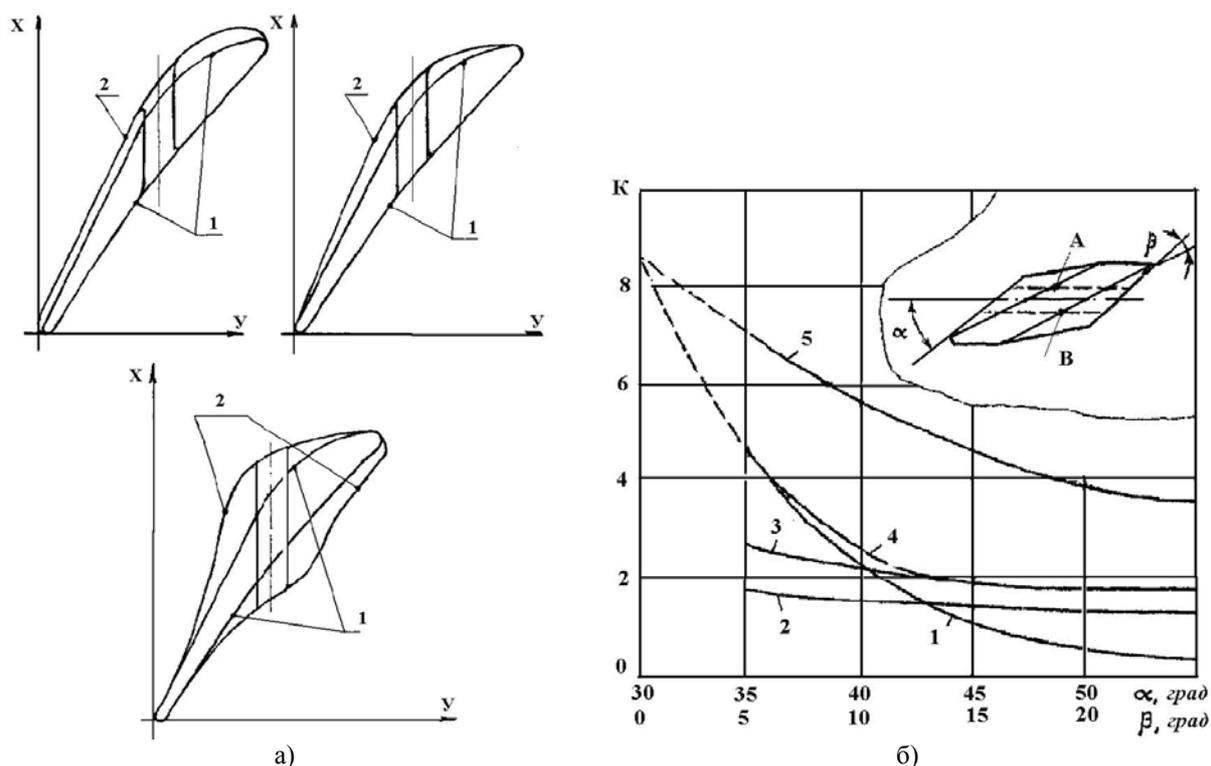
Результаты расчетов, представленные графиками на рис. 5 и 6, показывают, что напряжения и деформации для лопатки с длиной активной части 1030 мм после установки полочной бандажной связи претерпевают существенное изменение, в периферийной части, оказывая влияние не только на характер распределения общих, но и местных напряжений в зоне нерегулярной геометрии (области установки полочной и промежуточной бандажных связей).

В этом плане остаются недостаточно изученными вопросы НДС зоны установки промежуточной

бандажной связи. Геометрия усиливающего пояса компенсирующего ослабление тела лопатки отверстием должна с одной стороны обеспечить минимальный уровень концентрации напряжений, с другой – снижение аэродинамических возмущений потока пара.

Проведенные исследования [15] позволили повысить надежность конструкции этой зоны и, вместе с тем, выявили возможность ее дальнейшего газодинамического

совершенствования без снижения прочностных показателей. На рис. 7а показана эволюция изменения геометрии усиливающих поясков, на рис. 7б – влияние геометрии усиливающего пояска на величину коэффициента концентрации в различных точках объема рассматриваемой зоны. Естественно, изменение массы усиливающего пояска оказывает слабое влияние на вибрационные характеристики лопатки из-за незначительного изменения его массы по сравнению с общей массой лопатки. В отличие от плоской задачи, в данном случае речь идет об объемной концентрации напряжений, обусловленной сложно-напряженным состоянием этой зоны лопатки.



а – типы усиливающих поясков: 1 – контур основного сечения; 2 – контур утолщения;  
 б – зависимость коэффициентов концентрации напряжений от угла наклона оси отверстия к торцевой плоскости утолщения  $\alpha$  и угла наклона этой плоскости к плоскости лопатки  $\beta$ :  
 1 – в остроугольных скосах (точки А и В); 2, 3 – в месте перехода лопатки в галтель утолщения;  
 4 – максимальные значения; 5 – в остроугольных скосах пластины без утолщения

Рис. 7. Коэффициенты концентрации напряжений в зоне отверстия для бандажной связи

Еще одним элементом длинных лопаток, требующим дополнительных исследований является елочное хвостовое соединение, характеризуемое высокой несущей способностью, благодаря значительной протяженности опорных зубцов в осевом направлении, что является безусловным достоинством этих хвостовиков. В то же время значительное количество зубцов, достигающих до 5–6 пар (рис. 8), определяет недостаток, присущий всем многоопорным хвостовым соединениям. В условиях неизбежных технологических зазоров по шагам хвостового соединения во всех, почти без исключения, случаях имеет место контакт отдельных опор и их нагружение повышенными реактивными усилиями.

Следует отметить, что даже в идеальном случае контакта по всем опорам нагрузка в хвостовом соединении распределяется неравномерно (рис. 9) и первая пара

зубцов, ближайшая к профильной части лопатки, оказывается перегруженной на 40 %. Вопросы рациональной геометрии первой впадины требуют принятия специальных мер по снижению уровня концентрации напряжений. Кроме того, существенное влияние на напряженное состояние этой зоны оказывает переходная зона (промежуточная полка) между активной частью лопатки и хвостовиком, которая предназначена для снижения неравномерности передачи силовых линий от профильной части к хвостовой.

Предельно малые значения зазоров по опорным поверхностям, обусловленные технологией изготовления, составляют 0,03 мм. При этом неравномерность распределения усилий достигает еще большего уровня. Расчетный анализ [16], проведенный с использованием численно-аналитического метода потенциала, позволяет установить картину дифференцированных зазоров по опорам хвостовика, приведенных в таблице, что обеспечивает равномерное распределение усилий по зубцам.

Таблица

Величины зазоров по опорным поверхностям зубцов, обуславливающие равномерное распределение нагрузки

№ опорной поверхности	1	2	3	4	5	6
Зазор, мм	0,0102	0,0058	0,0018	0	0,0002	0,0017

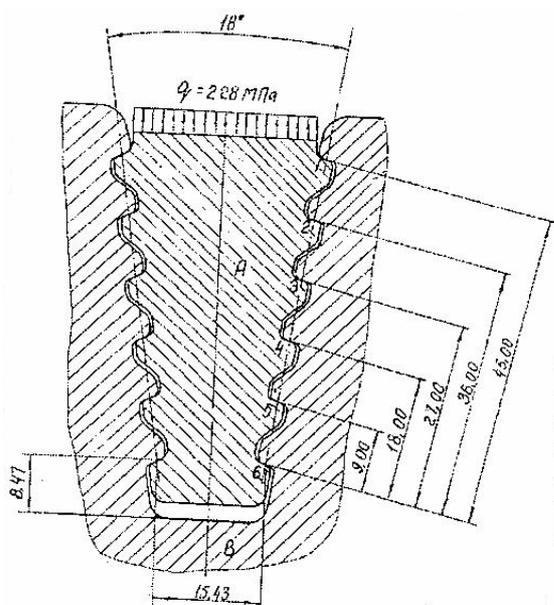
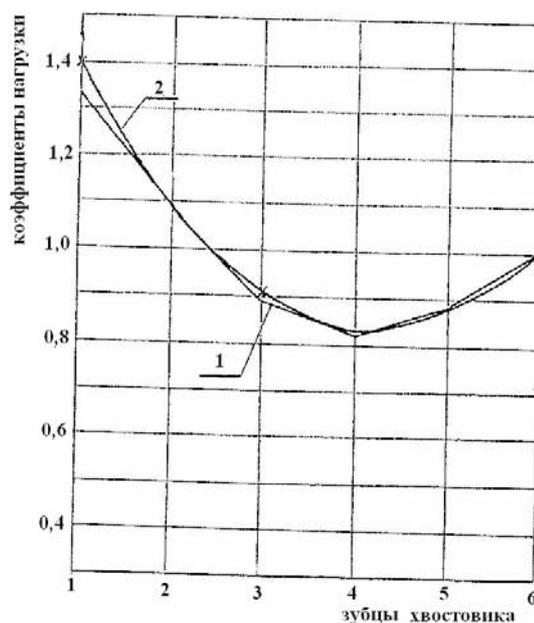


Рис. 8. Елочное хвостовое соединение



1 – расчет; 2 – эксперимент

Рис. 9. Кривая распределения нагрузки по зубцам хвостовика при контакте всех опор

При существующих методах обработки и контроля такая точность недостижима. Поэтому остается актуальным решение задачи обеспечения контакта по всем опорам за счет конструкционных мер.

Общая архитектура рабочей лопатки последней ступени охватывает ряд сложных задач из области аэродинамики активной части лопатки, прочности ее элементов, устойчивости работы в широком диапазоне режимов. В плане этих задач получен ряд эффективных решений, которые авторы стремились отразить в данной

публикации. Вместе с тем необходимо продолжить работы по дальнейшему совершенствованию конструкций таких лопаток.

**Список литературы:** 1. *Левченко Е.В.* Разработка последних ступеней паровых турбин НПО «Турбоатом» / Е.В. Левченко, В.П. Сухинин, Б.А. Аркадьев // Теплоэнергетика. – 1994. – № 4. – С. 7-11. 2. *Гаркуша А.В.* Аэродинамика проточной части паровых турбин. М.: Машиностроение, 1983. – 184 с. 3. *Шубенко-Шубин Л.А.* Оптимальное проектирование последней ступени мощных паровых турбин / Л.А. Шубенко-Шубин, А.А. Тарелин, Ю.П. Антипцев. – Киев: Наукова думка, 1980. – 228 с. 4. *Дейч М.Е.* Двухфазные течения в элементах теплоэнергетического оборудования / М.Е. Дейч, Г.А. Филлипов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 327 с. 5. *Дейч М.Е.* Исследования и расчеты ступеней осевых турбин / М.Е. Дейч, Б.М. Трояновский. – М.: Машиностроение, 1964. – 362 с. 6. *Nagayama T.* Turbine Performance improvement by Full 3-D design Blades // Mitsubishi Juko Gino. – 1989. – № 1. – P. 22-26. 7. *Gloger M.* Zur Auslegung von ND-Beschau felungen für Dampfturbinen / M. Gloger, M. Jansen, K. Neumann // VGB Kraftwerkstechnik. – 1989. – Н.8. – P. 35-41. 8. *Борисов Ф.П.* Пространственное профилирование сопловой решетки / Ф.П. Борисов, В.И. Вереvский, М.Я. Иванов // Теплоэнергетика. – 1991. – № 8. – С. 16-21. 9. *Венедиктов В.П.* Экспериментальное исследование сопловых решеток с криволинейными лопатками / В.П. Венедиктов, С.В. Руденко, А.Н. Колесов // Теплоэнергетика. – 2005. – № 11. – С. 30-34. 10. *Иноземцев А.А.* Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. – Т. 2. – С. 220-224. 11. *Бойко А.В.* Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашины / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорушенко, С.В. Ершов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с. 12. *Подгорный А.Н.* Напряжения и деформации в деталях паровых турбин / А.Н. Подгорный, В.П. Сухинин, Г.М. Меллерович. – Киев: Наукова думка, 1978. – 276 с. 13. *Шорр Б.Ф.* Основы теории закрученных лопаток с непрямой осью. Прочность и динамика авиационных двигателей. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 66-75. 14. *Воробьев Ю.С.* Теория закрученных стержней / Ю.С. Воробьев, Б.Ф. Шорр. – Киев: Наукова думка, 1983. – 188 с. 15. *Левченко Е.В.* Повышение эффективности конструкций рабочих лопаток паровых турбин / Е.В. Левченко, В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, А.Ю. Бояршинов // Проблемы машиностроения. – Т. 13, № 2. – 2010. – С. 10-15. 16. *Сухинин В.П.* Расчет нагрузочных и деформационных характеристик елочных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин // Проблемы машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 1. – С. 38-46.

© Шубенко А.Л., Сухинин В.П., Бояршинов А.Ю., 2011  
Поступила в редколлегию 18.02.11

УДК 533.6

**А.И. ДЕРЕВЯНКО**, вед. инженер ИПМаш НАНУ, г. Харьков  
**С.В. ЕРШОВ**, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАНУ, г. Харьков

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ЛАМИНАРНО-ТУРБУЛЕНТНОГО ПЕРЕХОДА В КОМПРЕССОРНОЙ РЕШЕТКЕ

Розглянуто низькорейнольдсову модель турбулентності з обмежувачем виробництва кінетичної енергії. Реалізовано метод моделювання ламінарно-турбулентного переходу в обчислювальному пакеті *FlowER-Y* на основі двопараметричної  $k-\omega$  SST моделі Ментера. Виконано розрахунки, результати яких порівнюються з експериментальними даними щодо течії газу у компресорній решітці. Показано, що низькорейнольдсова модифікація двопараметричної моделі  $k-\omega$  SST дозволяє якісно описати деякі ефекти в перехідних течіях.

The Low-Reynolds turbulence model with the kinetic energy production limiter is considered. The laminar-turbulent transition method is implemented in the solver *FlowER-Y* on the base of the  $k-\omega$  SST model. Calculation results were compared with experimental data for gas flow in compressor blade cascade. It is shown that the Low-Reynolds modification of the  $k-\omega$  SST model allows an approximate simulation of some effects in a transitional flow.

### Введение

Общепринятой практикой моделирования течений в турбомашинах является решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (Reynolds Averaged Navier-Stokes – RANS). Существует множество моделей турбулентности, которые могут быть применены совместно с уравнениями RANS. Распространенным подходом является использование  $k-\omega$  SST модели Ментера [1], которая объединила в себе преимущества  $k-\varepsilon$  и  $k-\omega$  моделей турбулентности. Такой подход имеет множество преимуществ, и охватывает широкий спектр течений. Ламинарно-турбулентный переход – одно из физических явлений, моделирование которого не заложено в уравнениях  $k-\omega$  SST.

Пренебрежение ламинарно-турбулентным переходом и обратным процессом, реламинизацией, может приводить к большим погрешностям в определении локальных максимумов пристеночного трения, температуры стенки и теплопередачи, так как они часто оказываются около конца переходной зоны [2].

В данной работе рассматривается низькорейнольдсова модель Уилкокса с ограничителем производства кинетической энергии турбулентности. Приводятся данные численного моделирования течения газа в компрессорной решетке. Результаты расчета сравниваются с экспериментальными данными и расчетом, проведенным с использованием оригинальной  $k-\omega$  SST модели.

### Ограничение производства турбулентности в низькорейнольдсовой модели

В статье [3] представлен ряд подходов, которые позволяют учитывать переход в пограничном слое. Рассмотрены такие модели как ONERA/CERT, RNG (относящиеся к классу алгебраических моделей перехода), низькорейнольдсова модель Уилкокса [4], а также модель перехода Ментера с функцией перемежаемости (относящиеся к дифференциальным моделям). Проведенный анализ позволил выделить низькорейнольдсовую модель Уилкокса для реализации учета ламинарно-турбулентного перехода в решателе *FlowER-Y* [5], так как она обладает рядом преимуществ перед другими подходами:

- построена с использованием лишь локально вычисляемых величин (использование интегральных величин, таких как толщина потери импульса, влечет за собой увеличение счетного времени и потерю общности для сложных течений);
- не требует внесения значительных изменений в высокорейнольдсовую модель;
- не требует значительного измельчения расчетных сеток, а значит, – может быть применена для расчетов проточных частей турбомашин. Прямое численное моделирование или модели расчета крупных вихрей также позволяют рассчитывать переходные течения, но требуют использования чрезвычайно мелких расчетных сеток.

В работе [6] описана модификация низкорейнольдсовой модели Уилкокса, содержащая дополнительный ограничитель производства кинетической энергии турбулентности. Модификация заключается в наличии дополнительного множителя  $\alpha_{PTM}$ :

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho u_j k - (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \alpha_{PTM} P_k - \beta^* \rho \omega k ;$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho u_j \omega - (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] = \frac{\alpha \rho}{\mu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 + (1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j},$$

где  $\rho$  – плотность,  $k$  – кинетическая энергия турбулентности (КЭТ),  $\omega$  – удельная скорость диссипации,  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости,  $P_k = \tau_{ij} S_{ij}$  – производство КЭТ,  $\tau_{ij}$  – тензор рейнольдсовых напряжений,  $S_{ij}$  – тензор скоростей деформации среднего течения,  $F_1, F_2$  – переключющие функции, которые позволяют переходить от уравнений  $k$ – $\omega$  у стенки к  $k$ – $\varepsilon$  во внешнем потоке,  $\sigma_k, \beta^*, \sigma_\omega, \alpha, \beta$  – константы. Множитель  $\alpha_{PTM}$  имеет следующий вид

$$\alpha_{PTM} = 1 - 0,94 P(\text{Re}_v) F_3 \text{th}\left(\left(y^+/17\right)^2\right),$$

где  $P$  – функция, зависящая от  $\text{Re}_v = y^2 S / \nu$  – турбулентного число Рейнольдса, рассчитанного по расстоянию от стенки  $y$ , коэффициенту кинематической вязкости  $\nu$  и величине тензора скоростей деформации,  $F_3$  – функция, зависящая от турбулентного числа Рейнольдса  $\text{Re}_t = k / (\nu \omega)$ . Множитель  $\text{th}\left(\left(y^+/17\right)^2\right)$  введен для отключения ограничителя в турбулентной области и вычисляется с помощью безразмерного расстояния до стенки

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

где  $\tau_w$  и  $\rho_w$  – параметры течения, вычисленные у стенки.

В работе [7] проведено сравнение результатов расчетов переходного течения вдоль плоской пластины низкорейнольдсовой моделью и ее модификацией. Показано, что использование ограничителя позволяет получать более согласованные с экспериментальными данными результаты. В частности, модифицированная модель меньше занижает производство КЭТ в турбулентной части пограничного слоя.

### Тестирование моделей

В солвере *FlowER-Y* реализована численная модель трехмерного вязкого течения, построенная на основе решения системы нестационарных уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Для моделирования турбулентных эффектов применяется двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности  $k-\omega$  SST. Численное решение системы дифференциальных уравнений выполняется с использованием неявной квазимонотонной ENO-схемы второго порядка аппроксимации.

В качестве объекта исследования выбрана компрессорная решетка, для которой известны результаты измерений параметров пограничного слоя [8]. Условия течения: скорость на входе 32,88 м/с, полное давление на входе в решетку 101,6 кПа, статическое давление на выходе 101,3 кПа, степень турбулентности на входе в решетку – 0,18 %.

Для численного моделирования эксперимента построена расчетная сетка с числом ячеек  $120 \times 96 \times 180 = 2073600$ . Возле стенок обводов и поверхности лопатки выполнено сгущение сетки; в пограничном слое помещено около 32 ячеек, безразмерное расстояние к стенке от центра ближайшей к ней ячейки  $y^+ \approx 1$ .

Расчеты проводились по двум моделям турбулентности – высокорейнольдсовой  $k-\omega$  SST и низкорейнольдсовой моделью Уилкокса с ограничителем РТМ. На рисунках 1, 2 представлено поле распределения кинетической энергии турбулентности, полученное с использованием этих двух моделей.

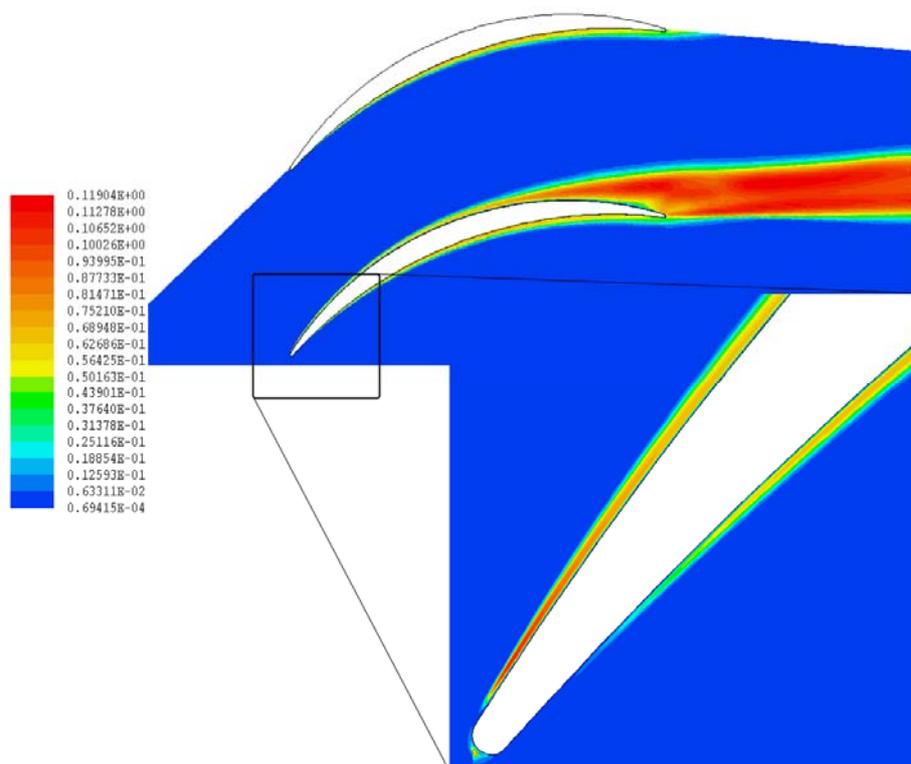


Рис. 1. Степень турбулентности – высокорейнольдсовая модель

Высокорейнольдсовая модель навязывает переход к турбулентному течению у входной кромки на выпуклой стороне лопатки, и участок с ламинарным потоком практически отсутствует. Напротив, низкорейнольдсовая модель снижает степень КЭТ, и область роста этой величины в пограничном слое значительно смещена вниз по

потoku. Вдоль всей вогнутой стороны лопатки пограничный слой остается ламинарным согласно результатам расчета по низкорейнольдсовой модели, что согласуется с данными эксперимента [8].

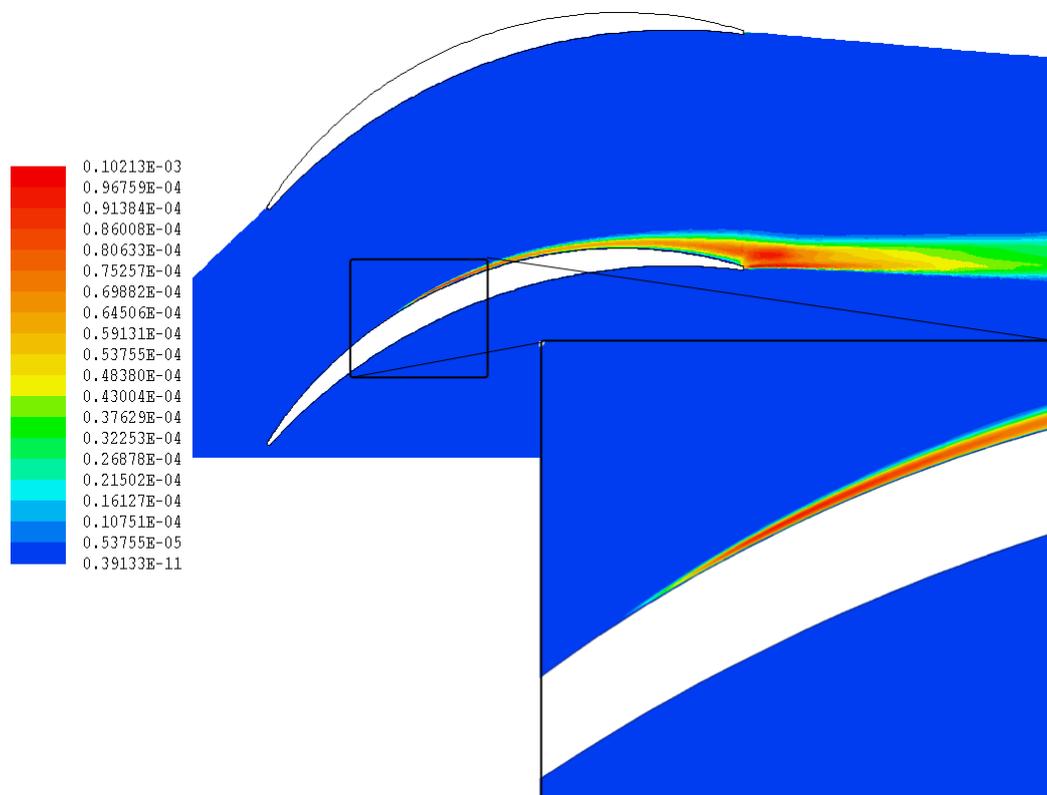


Рис. 2. Степень турбулентности – низкорейнольдсовая модель

На рисунке 3 построены графики распределения трения вдоль лопатки. На выпуклой стороне лопатки график трения испытывает несколько изломов, что может свидетельствовать о смене типа течения. Первая область роста может быть вызвана отрывом, в котором степень турбулентности резко возрастает. Ниже по потоку течение реламинаризируется, и величина  $C_f$  уменьшается. Далее происходит более плавный переход к турбулентному потоку.

Видно, что расчет высокорейнольдсовой моделью достаточно точно описывает турбулентную часть течения на выпуклой стороне лопатки, но вообще не учитывает снижение трения в ламинаризованных областях. На вогнутой стороне, вследствие завышения величины кинетической энергии турбулентности, распределение  $C_f$  значительно отличается от экспериментальных данных.

Низкорейнольдсовая модель качественно отображает эффекты изменения графика  $C_f$ , хотя величина отклонений отличается от данных эксперимента. На вогнутой стороне лопатки полученные данные гораздо ближе к экспериментальным.

Представленные в данной статье результаты являются предварительными, а предложенный подход описания ламинарно-турбулентного перехода еще нуждается в проверке, тестировании и доводке. Но уже сейчас можно судить о том, что низкорейнольдсовая РТМ модель позволяет, по крайней мере качественно, моделировать некоторые эффекты, возникающие в переходных течениях, что расширяет область применимости модели турбулентности  $k-\omega$  SST.

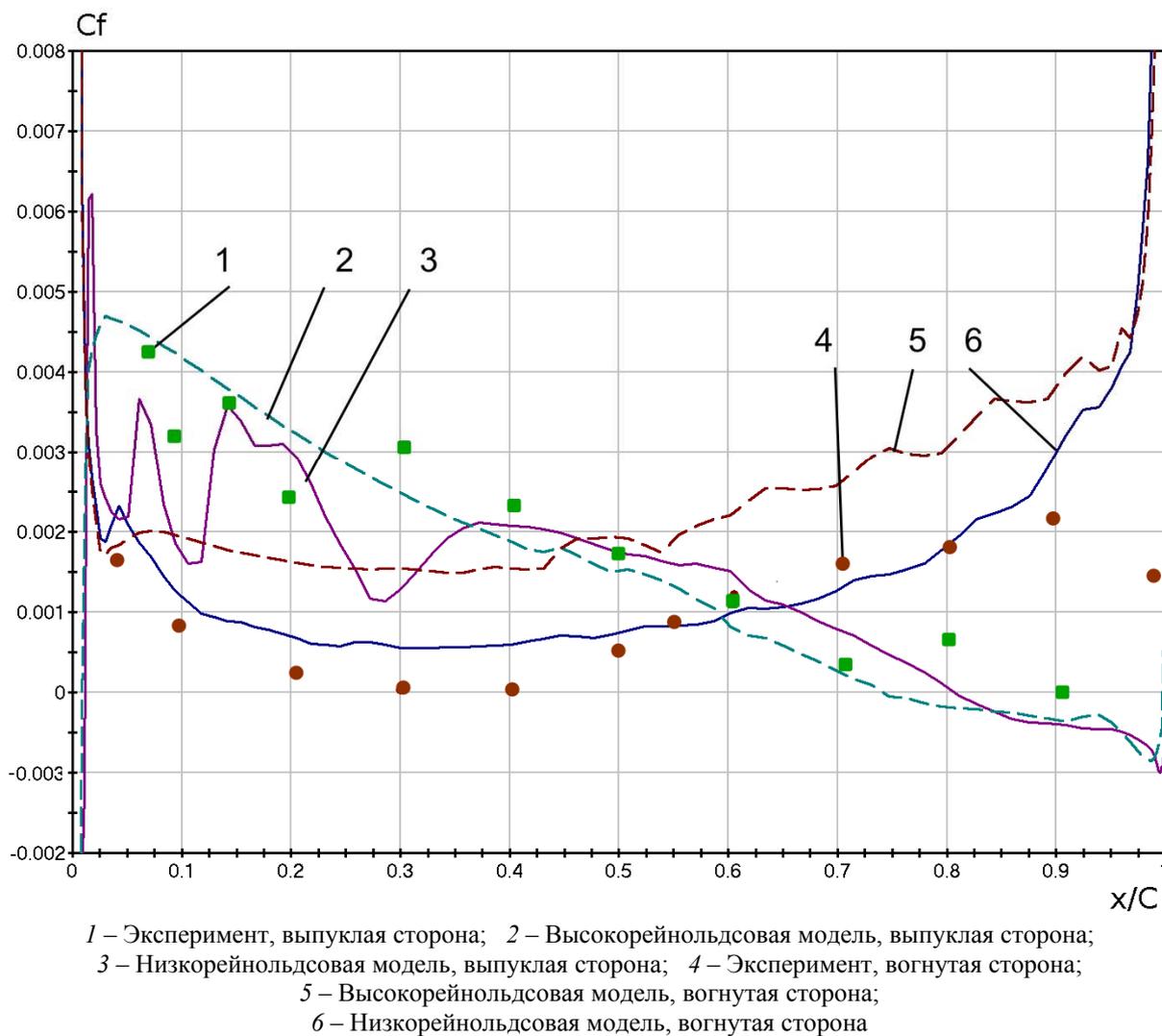


Рис. 3. Коэффициент трения

**Список литературы:** 1. *Menter F.R.* Two–Equation Eddy–Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // *AIAA J.* – 1994. – 32, № 8. – P. 1598-1605. 2. *Singer B.A.* Modeling the Transition Region – NASA Contractor Report. – 1993. – 88 p. 3. *Ершов С.В.* Сравнение различных способов моделирования ламинарно-турбулентного перехода / С.В. Ершов, А.И. Деревянко // *Пробл. машиностроения.* – Харьков, 2009. – 12 № 4. – С. 25-32. 4. *Wilcox D.C.* Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model // *AIAA J.* – 1994. – 32, № 2. – P. 247-255. 5. *Єршов С.В.* Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовіцевих турбомашинах «FlowER»: свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА 77; 19.02.96 / С.В. Єршов, А.В. Русанов. – Державне агенство України з авторських та суміжних прав, 1996. – 1 с. 6. *Denissen N.A.* Implementation and Validation of a Laminar-to-Turbulent Transition Model in the Wind-US Code / N.A. Denissen, D.A. Yorden, N.J. Georgiadis // *NASA TM 215451.* – 2008. – 36 p. 7. *Ершов С.В.* Низкорейнольдсовая модель турбулентности с ограничителем производства кинетической энергии / С.В. Ершов, А.И. Деревянко // *Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»:* Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 2. – С. 81-85. 8. *Zierke W.C.* The Measurement of Boundary Layers on a Compressor Blade in Cascade / W.C. Zierke, Steven Deutsch // *NASA Contractor Report 185118.* – 1989. – P. 226.

© Деревянко А.И., Ершов С.В., 2011  
 Поступила в редколлегию 17.02.11

УДК 621.165

**А.В. БОЙКО**, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**М.В. БУРЛАКА**, м.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**Д.И. МАКСЮТА**, инженер НТУ «ХПИ», г. Харьков

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА РЕЗУЛЬТАТЫ CFD РАСЧЕТА ТУРБИНОЙ РЕШЕТКИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ УГЛАХ АТАКИ**

У роботі проведено дослідження впливу коефіцієнтів моделі турбулентності на результати CFD розрахунку турбінної решітки при різних кутах атаки. Наведено залежності коефіцієнта перемежовуваності і коефіцієнта BetaStar від кута набігання потоку в турбінну решітку 1ММК. Вироблена методика уточнення коефіцієнтів моделі турбулентності з допомогою методу планування чисельного експерименту.

The influence of the turbulence model on the results of CFD calculation of turbine grid at different angles of attack was analyzed. The plots of dependence of the intermittency and BetaStar coefficient on the angle of inflow in turbine grid 1MМК are built. A method which specifies coefficients of the model of turbulence using the numerical experiment planning is developed.

### **Введение**

В настоящее время, в связи с достаточно высоким уровнем развития методов вычислительной гидродинамики (CFD), можно существенно уменьшить количество экспериментальных исследований, если использовать CFD расчеты для совершенствования элементов турбомашин. При этом физический эксперимент проводят только на завершающем этапе, перед внедрением новшества.

Как отмечалось в [1] работы по оптимальному проектированию проточной части осевых турбин в настоящее время широко развиваются. Оптимизация проточных частей турбомашин является приоритетным направлением научно-исследовательских разработок ведущих зарубежных фирм и университетов. Без использования аппарата оптимизации невозможно говорить о прогрессе в области создания высокоэффективных проточных частей турбомашин, конкурентных на мировом рынке.

Одним из направлений оптимизации турбомашин является создание турбин ориентированных на многорежимное использование. При этом углы натекания на рабочие решетки могут сильно отличаться от номинальных. Современный уровень развития методов вычислительной гидродинамики позволяет создавать высокоэффективные профили лопаток для номинальных режимов [2]. Однако, расчетные зависимости коэффициентов потерь энергии от угла натекания потока на решетку имеют значительные различия с экспериментальными данными в области ненулевых углов атаки. Одной из возможных причин этого является то, что пограничный слой в моделях турбулентности по умолчанию рассматривается как турбулентный по всей своей протяженности, в то время как в действительности имеет место смешанный пограничный слой, характеризующийся несколько меньшими потерями энергии [3].

В связи с вышесказанным, актуальным является задача исследования влияния коэффициентов модели турбулентности на результаты CFD расчета турбинной решетки, особенно при ненулевых углах атаки, решению которой и посвящена данная работа.

### Постановка задачи

Объект исследования – решетка с профилями активного типа 1ММК с параметрами:  $t/b = 0,722$ ,  $\beta_y = 13,567^\circ$ ,  $b = 28,88$  мм,  $\beta_{1r} = 29,5^\circ$ . Граничные условия:  $P_1^* = 1,194219$  атм,  $T_1^* = 20$  °С,  $P_2 = 1$  атм, рабочее тело – воздух. Указанным граничным условиям соответствует дозвуковое истечение с  $M_{2r} = 0,51$ , и  $Re = 4,3 \cdot 10^5$ . Экспериментальные данные по продувке соответствующей плоской решетки при различных углах входа потока представлены в работе [4]. Плоскость замера параметров в расчетах, как и в эксперименте, располагалась на расстоянии 10,35 мм от выходных кромок.

Для получения данных о вязком течении в турбинной решетке численно решалась система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Расчетная схема TVD второго порядка аппроксимации с локально первым в местах высоких градиентов. Все расчеты проводились в двумерной постановке. Расчетная сетка размерностью 600×300 элементов. Модель турбулентности – SST.

Цель исследования – уточнить CFD расчет вязкого течения в турбинной решетке активного типа при ненулевых углах атаки, путем определения соответствующих значений параметров модели турбулентности SST.

Для минимизации количества CFD расчетов при проведении исследования использовалась теория планирования эксперимента. При этом, вектором наблюдения является набор параметров модели турбулентности, а функцией отклика является отклонение значений потерь полученных расчетным и экспериментальным путем.

Определение сочетания параметров модели турбулентности, обеспечивающих наилучшее совпадение с экспериментом производилось по следующей методике:

- определение варьируемых параметров;
- построение плана  $n$ -факторного эксперимента;
- проведение основных расчетов по плану;
- обработка данных, построение формальной макромодели;
- нахождение оптимальных значений варьируемых параметров;
- построение графиков зависимостей;
- проверочный расчет.

### Методические исследования

Предварительно были проведены проверочные расчеты с целью определения коэффициентов модели турбулентности наиболее существенно влияющих на характер обтекания при ненулевых углах атаки профиля и соответствующие потери. Были исследованы такие коэффициенты: Specified Intermittency, Production Limiters (Clip Factor), Eddy Viscosity, Turbulent Schmidt number, BC TKI Factor, A1 coefficient, BetaStar coefficient. После проведенного анализа для исследуемой модели было определено, что вектор наблюдения будет включать коэффициент перемежаемости (intermittency) и BetaStar.

*Коэффициент перемежаемости (intermittency)* учитывает переход от ламинарного течения к турбулентному, который не происходит моментально при достижении критического числа Рейнольдса.

Коэффициент перемежаемости задается в пределах от 0 до 1, где значению 0 соответствует полностью ламинарное течение, значению 1 полностью турбулентное.

*Коэффициент BetaStar.* В основе модели турбулентности SST Менгера лежат два уравнения [5].

Кинетическая энергия пульсационного движения

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right].$$

Удельная скорость диссипации энергии

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma \omega^2}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}.$$

Здесь  $\beta^*$  – коэффициент BetaStar, по умолчанию равный 0,09.

Из уравнений видно, что коэффициент BetaStar прямо пропорционален энергии турбулентности  $k$ , следовательно, варьирование этим параметром может, в значительной степени, привести к изменению результатов CFD расчета.

Диапазоны варьирования коэффициентов определялись на основании проведенных методических исследований. При выборе границ диапазона главным фактором служила нормальная сходимости расчетного процесса (под нормальной сходимостью понимается достижение точности расчетного процесса до уровня  $10^{-7}$ ). Таким образом, для коэффициента перемежаемости этот диапазон составил (0,8–0,97), для коэффициента BetaStar (0,06–0,115).

### **Основной расчет**

В экспериментальных данных, которые были получены на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» [4], продувка профиля 1ММК осуществлялась при четырех различных углах натекания: 26,5°; 30,1°; 36,5°; 40°. Геометрический угол натекания для данного профиля составляет 29,5°.

В качестве плана численного эксперимента использовалось дополнение к планам Бокса-Бэнкена для двух варьируемых параметров, разработанное на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» [6]. Такой план требует расчета 9 комбинаций значений варьируемых параметров.

В результате обработки плана была получена формальная макромодель в виде полинома второго порядка. Путем перебора комбинаций варьируемых параметров с использованием ЛП<sub>т</sub> последовательности были получены такие сочетания значений, при которых функция отклика была минимальной. Это позволило построить графики зависимостей коэффициента перемежаемости (рис. 1) и коэффициента BetaStar (рис. 2) от угла натекания потока.

Необходимо отметить, что данные графики не могут использоваться отдельно друг от друга, так как получены с условием взаимного влияния исследуемых коэффициентов модели турбулентности на профильные потери в решетке. Это означает, что для того чтобы получить наиболее близкий к эксперименту результат по профильным потерям необходимо для заданного угла определить коэффициент перемежаемости выбранный по графику на рис. 1 и коэффициент BetaStar выбранный по графику на рис. 2.

### **Проверочные расчеты**

В качестве проверочного расчета был реализован следующий алгоритм. Для каждого из проверенных экспериментально углов натекания по графикам зависимости коэффициента перемежаемости (рис. 1) и коэффициента BetaStar (рис. 2) от угла натекания были определены оптимальные соотношения этих коэффициентов, которые,

исходя из полученного решения, должны были обеспечить более лучшее совпадение расчетных данных с экспериментальными. В полученных точках были проведены проверочные расчеты. Это позволило построить графики зависимости профильных потерь в канале от угла натекания (рис. 3).

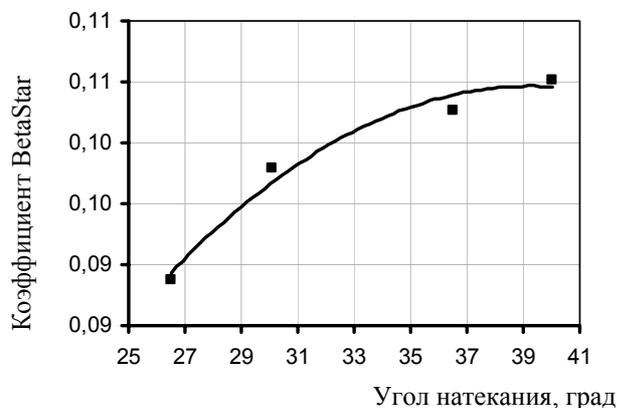


Рис. 1. Зависимость коэффициента перемежаемости от угла натекания потока

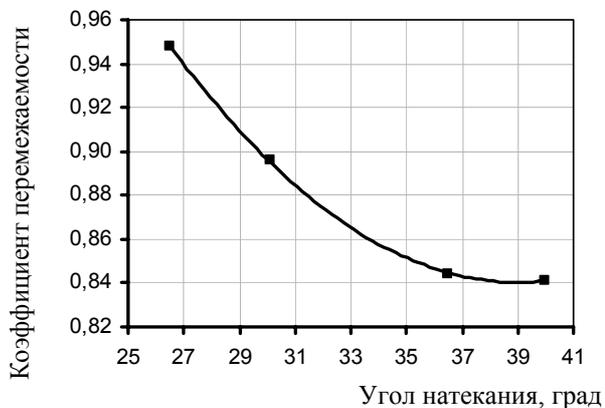


Рис. 2. Зависимость коэффициента BetaStar от угла натекания потока

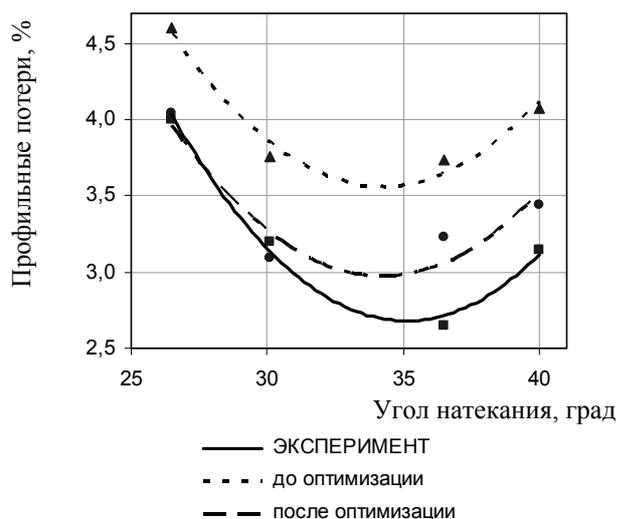


Рис. 3. Зависимость профильных потерь в канале до и после оптимизации

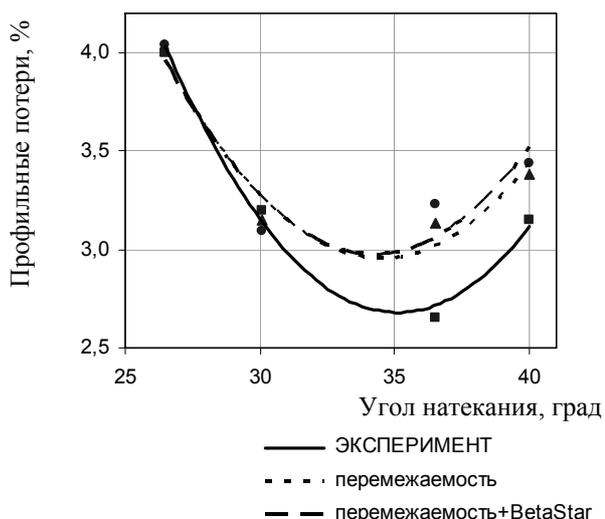


Рис. 4. Зависимость профильных потерь в канале при варьировании коэффициентом перемежаемости отдельно и в паре с коэффициентом BetaStar

Из графиков видно, что, действительно, варьирование указанными коэффициентами повлияло на более лучшее совпадение результатов эксперимента и расчета.

Однако, возникло сомнение в необходимости варьирования двумя коэффициентами одновременно. Чтобы проверить это предположение было решено повторить эксперимент для одного параметра – коэффициента перемежаемости (intermittency). Результаты этих расчетов приведены на графике (рис. 4).

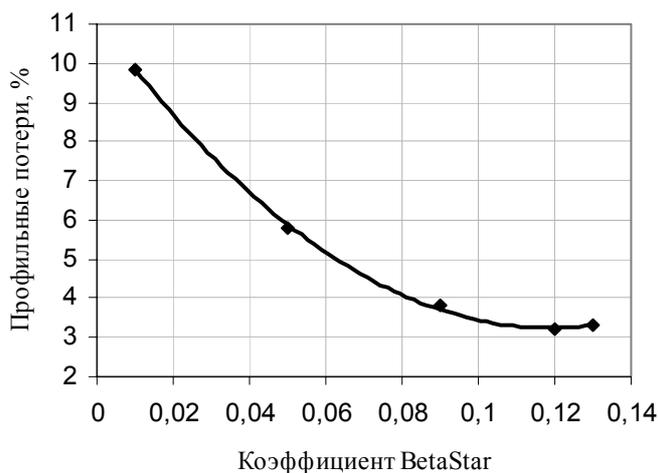


Рис. 5. Влияние коэффициента BetaStar на профильные потери в решетке при фиксированном угле натекания потока

Очевидно, что результаты однофакторного эксперимента, когда варьировался только коэффициент перемежаемости, и двухфакторного, когда варьировался коэффициент перемежаемости совместно с коэффициентом BetaStar, практически совпадают. Понять причину этого явления можно проанализировав влияние коэффициента BetaStar на профильные потери. Например, для угла натекания 36,5°.

Видно, что коэффициент BetaStar сильно влияет на потери в сторону их увеличения. Однако, в диапазоне который был определен

после оптимизации (0,09–0,11) влияние этого коэффициента на профильные потери в решетке минимально.

### Выводы

1. Разработана методика повышения точности CFD расчетов с использованием теории планирования эксперимента.
2. Показано, что для заданных граничных условий на результаты расчета течения в заданной решетке профилей 1ММК наиболее существенное влияние оказывают параметры модели турбулентности SST: коэффициент перемежаемости и коэффициент BetaStar.
3. Определены зависимости коэффициентов модели турбулентности от угла входа потока в решетку активного типа с профилями 1ММК, которые обеспечивают лучшее совпадение расчетных данных с экспериментальными.
4. Для более точного прогнозирования характера обтекания турбинных решеток при нерасчетных углах натекания требуется проведение дальнейших исследований с определением лучших значений других параметров CFD расчета по предложенной методике.

**Список литературы:** 1. Бойко А.В. Оптимального проектирования проточных частей осевых турбомашин – современное состояние / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2005. – № 6. – С. 14-21. 2. Бойко А.В. О возможности замены физического эксперимента на плоской решетке турбинных лопаток вычислительным / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 36-43. 3. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 712 с. 4. Мельтюхов В.А. Оценка качества новых турбинных решеток профилей для режимов диффузорного и конфузорного течений: Дис. ... канд. техн. наук. – Харьков: ХПИ, 1986. 5. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal.–Vol. 32.–No. 8, August 1994. – PP. 1598-1605. 6. Усатый А.П. Оптимизация ЦВД мощных паровых турбин: Дис. ... канд. техн. наук. – Харьков: ХПИ, 1988. – 187 с.

© Бойко А.В., Бурлака М.В., Максютя Д.И., 2011  
Поступила в редколлегию 01.03.11

УДК 621.165

**В.П. СУББОТОВИЧ**, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**А.Ю. ЮДИН**, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**С.А. ТЕМЧЕНКО**, м.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков

### МЕТОД РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ В ОСЕРАДИАЛЬНЫХ КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ

Розглянута пряма задача про вісесиметричний потік ідеального газу у вісерадіальному кільцевому каналі. У якості початкових даних задаються розподіли вздовж вхідного або вихідного перетинів каналу масової витрати робочого тіла, повного тиску, повного питомого об'єму та тангенційної складової швидкості потоку. Задача складається з незалежних задач розрахунку течії в будь-яких окремих перетинах каналу. Ці незалежні задачі можуть розв'язуватись як послідовно, одна за одною, так і одночасно.

In this paper we consider the direct problem of axially symmetric flow of ideal gas in an annular axial-radial passage. Distributions of the mass flow rate of working fluid, total pressure, total specific volume, and tangential component of flow velocity over an inlet or outlet cross-section of the passage are taken as the initial data. The problem consists of independent flow calculation problems for any single cross-section of the passage. These independent problems can be solved both successively, one after another, and simultaneously.

КПД турбомашин во многом определяется газодинамической эффективностью их проточных частей, важными элементами которых являются переходные и выходные каналы. Информацию о газодинамической эффективности осерадиального кольцевого канала можно получить с помощью физического эксперимента или современных CFD программ. Однако экспериментальные исследования невозможны без привлечения значительных средств и времени, а CFD программы требуют верификации с физическим экспериментом. Это усложняет решение проблемы улучшения аэродинамических характеристик таких каналов. Поэтому повышение эффективности осерадиальных кольцевых каналов обуславливает необходимость не только автоматизации процесса проектирования, но и пересмотра подходов к самому процессу проектирования, используя качественно новые методы расчета течения.

Методы решения прямой, обратной и смешанной (гибридной) задач, которые были разработаны авторами для осевого кольцевого канала, приведены в работах [1–3].

В данной статье приведен метод решения прямой задачи в осерадиальном кольцевом канале в осесимметричной постановке. При этом сжимаемое рабочее тело полагается невязким, течение установившимся, адиабатическим и безотрывным, а полная энтальпия, энтропия и показатель изоэнтропы остаются постоянными вдоль линии тока. Исходная система координат – неподвижная цилиндрическая  $(\varphi, r, z)$ , где  $\varphi$  – окружное направление,  $r$  – радиальное направление,  $z$  – осевое направление, совпадающее с осью канала. Используется следующая система уравнений:

1) уравнение сохранения энергии вдоль линии тока

$$i_0^* = i + \frac{C^2}{2}; \quad (1)$$

2) уравнение изобарного процесса вдоль линии тока

$$pv^k = \text{const}; \quad (2)$$

3) уравнение неразрывности

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{C_r r}{v} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{C_z r}{v} \right) = 0; \quad (3)$$

4) уравнение количества движения, записанное в скалярной форме:

$$C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} + C_z \frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{C_u^2}{r} = -v \frac{\partial p}{\partial r}; \quad (4)$$

$$C_r \frac{\partial C_u}{\partial r} + C_z \frac{\partial C_u}{\partial z} + \frac{C_u C_r}{r} = 0; \quad (5)$$

$$C_r \frac{\partial C_z}{\partial r} + C_z \frac{\partial C_z}{\partial z} = -v \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (6)$$

Поскольку в свободном кольцевом канале поток осесимметричный, то для решения прямой задачи достаточно определить поля параметров рабочего тела в меридиональной плоскости. При этом сделаем переход от координатных направлений  $r$  и  $z$  к новым ортогональным координатным направлениям  $m$  и  $n$ , как показано на рисунке. Оси  $m$  и  $n$  повернуты на угол  $\alpha$ ,  $0 \leq \alpha \leq 90^\circ$ , который отсчитывается от координатного направления  $z$ . Начало направлений  $m$  и  $n$  лежит на оси  $z$ , но его можно и считать в радиальном направлении.

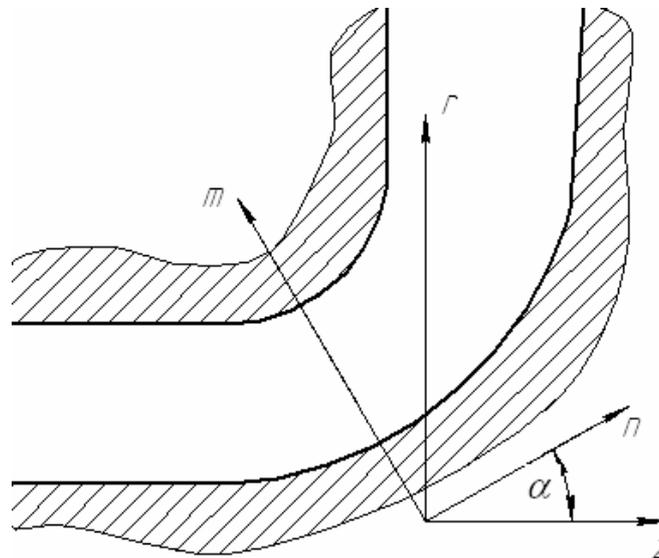


Рис. Координатные направления в меридиональной плоскости

$$\begin{aligned} r &= n \cdot \sin \alpha + m \cdot \cos \alpha; & C_z &= C_n \cdot \cos \alpha - C_m \cdot \sin \alpha; \\ z &= n \cdot \cos \alpha - m \cdot \sin \alpha; & C_r &= C_n \cdot \sin \alpha + C_m \cdot \cos \alpha. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial C_r}{\partial z} &= -\frac{\partial C_r}{\partial m} \sin \alpha + \frac{\partial C_r}{\partial n} \cos \alpha; & \frac{\partial C_z}{\partial z} &= -\frac{\partial C_z}{\partial m} \sin \alpha + \frac{\partial C_z}{\partial n} \cos \alpha; \\ \frac{\partial C_r}{\partial r} &= \frac{\partial C_r}{\partial m} \cos \alpha + \frac{\partial C_r}{\partial n} \sin \alpha; & \frac{\partial C_z}{\partial r} &= \frac{\partial C_z}{\partial m} \cos \alpha + \frac{\partial C_z}{\partial n} \sin \alpha. \end{aligned}$$

Задачу расчета течения в кольцевом канале сформулируем следующим образом. Вдоль входного или выходного сечений канала заданы распределения массового расхода, полного давления, полного удельного объема и окружной составляющей скорости потока, а также координаты внутренней  $m_k$  и наружной  $m_p$  границ канала. Найти в любой точке меридиональной плоскости внутри канала параметры рабочего тела.

Обозначим проекции скорости потока на направления  $m$  и  $n$  как  $C_m$  и  $C_n$ . Введем функцию тока  $\Psi = G\bar{\Psi}$ , где  $G$  – массовый расход через канал, кг/с, а  $\bar{\Psi} \in [0, 1]$  – безразмерная функция тока, и уравнение неразрывности (3) заменим эквивалентной системой уравнений:

$$C_n = \frac{v}{2\pi(m \cos \alpha + n \sin \alpha)} \frac{\partial \Psi}{\partial m}; \quad C_m = -\frac{v}{2\pi(m \cos \alpha + n \sin \alpha)} \frac{\partial \Psi}{\partial n}; \quad \operatorname{tg} \delta = -\frac{\partial \Psi}{\partial n} / \frac{\partial \Psi}{\partial m}. \quad (7)$$

При этом проекции уравнения количества движения на координатные направления (4) и (6) заменим проекциями уравнения количества движения на направления  $m$  и  $n$ :

$$\begin{cases} -v \frac{\partial p}{\partial n} = \left[ C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} + C_z \frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{C_u^2}{r} \right] \sin \alpha + \left[ C_r \frac{\partial C_z}{\partial r} + C_z \frac{\partial C_z}{\partial z} \right] \cos \alpha; \\ -v \frac{\partial p}{\partial m} = \left[ C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} + C_z \frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{C_u^2}{r} \right] \cos \alpha - \left[ C_r \frac{\partial C_z}{\partial r} + C_z \frac{\partial C_z}{\partial z} \right] \sin \alpha, \end{cases} \quad (8)$$

а уравнение (5) – его следствием, а именно: вдоль линии тока  $C_u r = \text{const}$ .

Из системы уравнений (8), учитывая связь (2) и исключая частную производную функции давления  $\frac{\partial p}{\partial n}$ , получим уравнение

$$\frac{\partial p}{\partial m} = f \left( m, p, C_u, \frac{\partial \Psi}{\partial m}, \frac{\partial \Psi}{\partial n}, \frac{\partial^2 \Psi}{\partial m^2}, \frac{\partial^2 \Psi}{\partial n^2}, \frac{\partial^2 \Psi}{\partial m \partial n} \right). \quad (9)$$

Как видно из рисунка, если изменять угол поворота  $\alpha$  и положение точки начала координат  $m$  и  $n$ , тогда можно получить на меридиональной плоскости любое требуемое количество прямых  $n = \text{const}$ , пересекающих канал. Поэтому будем полагать, что задача расчета течения в канале решена, если внутри канала известны параметры рабочего тела для любой точки на линиях  $n = \text{const}$ .

Задачу расчета течения в отдельном сечении канала  $n = n_i$  назовем частной задачей. Ее сформулируем так. Заданы вдоль входного или выходного сечений канала распределения массового расхода  $G$ , полного давления  $p^*$ , полного удельного объема  $v^*$  и окружной составляющей скорости потока. Заданы координаты внутренней  $m_k = m_k(n_i)$  и наружной  $m_p = m_p(n_i)$  границ канала и их производных  $\frac{dm_k(n_i)}{dn}$ ,  $\frac{dm_p(n_i)}{dn}$ ,  $\frac{d^2 m_k(n_i)}{dn^2}$ ,  $\frac{d^2 m_p(n_i)}{dn^2}$ . Необходимо определить в любой точке сечения  $n = n_i$  параметры рабочего тела.

В качестве безразмерной функции тока будем использовать функцию  $\bar{\Psi}(m, n) = \frac{\bar{F}(m, n) + x(m, n) \cdot \bar{F}(m, n)}{1 + x(m, n) \cdot \bar{F}(m, n)}$ , где  $\bar{F}(m, n)$  – относительная площадь канала.

Функция  $x(m, n)$  – некоторая непрерывная дважды дифференцируемая функция с областью изменения  $-1 < x(m, n) < \infty$ . Если для сечения канала  $n = n_i$  ее рассматривать как функцию следующего вида  $x(m, n) = f(m, a_0(n), a_1(n), \dots, a_l(n))$ , то

$a_0(n_i), a_1(n_i), \dots, a_l(n_i), \frac{\partial a_0(n_i)}{\partial n}, \frac{\partial a_1(n_i)}{\partial n}, \dots, \frac{\partial a_l(n_i)}{\partial n}$  и  $\frac{\partial^2 a_0(n_i)}{\partial n^2}, \frac{\partial^2 a_1(n_i)}{\partial n^2}, \dots, \frac{\partial^2 a_l(n_i)}{\partial n^2}$  – вещественные числа, и функция  $\bar{\Psi}(m, n)$  – функция  $3(l+1)$  вещественных переменных. Например, если  $l = 0$ , то независимые переменные функции  $\bar{\Psi}(m, n)$  равны величинам  $a_0(n_i), \frac{\partial a_0(n_i)}{\partial n}$  и  $\frac{\partial^2 a_0(n_i)}{\partial n^2}$ .

Рассмотрим путь решения частной задачи. Возьмем в сечении  $n = n_i$  равноотстоящие точки  $m_j, j = \overline{1, N}, m_1 = m_k(n_i), m_N = m_p(n_i)$ . Зададим значения независимых переменных функции тока и в точках  $m_j, j = \overline{1, N}$  вычислим значения безразмерной функции тока, ее частных производных до второго порядка включительно и окружные составляющие скорости потока  $C_{uj}$ .

В точке  $m_j$  с номерами  $j = 1$  или  $j = N$  найдем такое давление  $p_1$  или  $p_N$ , которое удовлетворяет уравнению сохранения энергии (1):

$$\frac{2k}{k-1} \left( p_j^* v_j^* - p_j v_j^* \left( \frac{p_j^*}{p_j} \right)^{\frac{1}{k}} \right) = \left[ \frac{G v_j^*}{2\pi(m_j \cos \alpha + n_i \cos \alpha)} \left( \frac{p_j^*}{p_j} \right)^{\frac{1}{k}} \right]^2 \left[ \left( \frac{\partial \bar{\Psi}}{\partial m} \right)_j^2 + \left( \frac{\partial \bar{\Psi}}{\partial n} \right)_j^2 \right] + C_{uj}^2. \quad (10)$$

Решение уравнения (9) для сечения  $n = n_i$  – решение задачи Коши  $\frac{dp}{dm} = f(m, p)$  на интервале  $[m_k(n_i), m_p(n_i)]$  для граничного условия: давления  $p_1$  или давления  $p_N$ .

Итак, для нулевого вектора  $X$  найдены величины давлений  $p_j$  во всех точках сечения канала  $n = n_i$ . При этом условие (10) выполняется только в одной точке: в точке  $m_1 = m_k(n_i)$  или  $m_N = m_p(n_i)$ , т.е. выполнение уравнения сохранения энергии зависит от правильности выбора вектора  $X$ . Поэтому частную задачу сформулируем как задачу нелинейного программирования, у которой независимые переменные – компоненты вектора  $X$ , а целевая функция – количественная оценка выполнения уравнения (10) во всех точках  $m_j, j = \overline{1, N}$ : во всех точках массовый расход через канал, вычисленный с помощью уравнения (10) и массовый расход, заданный по условию частной задачи, не должны различаться.

**Список литературы:** 1. Субботович В.П. Определение параметров осесимметричного потока в торцевом сечении кольцевого канала / В.П. Субботович, С.А. Темченко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 52-55. 2. Субботович В.П. Обратная задача для осевого канала / В.П. Субботович, С.А. Темченко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 3. – С. 56-60. 3. Субботович В.П. О методе проектирования наружной границы выходного диффузора газовой турбины / В.П. Субботович, С.А. Темченко // Системный анализ, управления и информационные технологии. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 67. – С. 155-161.

© Субботович В.П., Юдин А.Ю., Темченко С.А., 2011  
Поступила в редколлегию 11.03.11

УДК 621.165

**А.И. ТАРАСОВ**, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**А.И. ДОЛГОВ**, соискатель НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**Е.П. АВДЕЕВА**, инженер II кат. НТУ «ХПИ», г. Харьков

### **ВЛИЯНИЕ ПОДОГРЕВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ТЕПЛОТДАЧУ В КАНАЛАХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ**

Виконано аналіз тепловіддачі в каналах охолодження в умовах значної зміни температури газу. Відзначено значний вплив зміни температури газу вздовж каналу на інтенсивність теплообміну. Запропоновано уточнену залежність для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі, справедлива як для повітря, так і для водяної пари.

The analysis of heat transfer in cooling channels in case of significant change of gas temperature was developed. It was noted that change of gas temperature affects on intensity of heat transfer along the channel. It was proposed improved equation for heat transfer coefficient that is valid for both air and water vapor.

Система охлаждения современной газовой турбины и ее элементов таких, как направляющей или рабочей лопатки содержит большое количество различных каналов системы охлаждения (ветвей), течение в которых характеризуется достаточной сложностью и не может рассматриваться как одномерное. Наиболее часто используются каналы с круглым поперечным сечением, теплообмен и гидравлическое сопротивление в которых был предметом тщательного анализа во многих исследованиях [1, 2]. Однако даже в этом относительно простом и хорошо изученном случае задача расчета коэффициентов теплоотдачи и сопротивления не является столь очевидной, как это обычно считается.

Известны ряд зависимостей для определения среднего коэффициента теплоотдачи в круглом канале при турбулентном режиме течения. Среди них наиболее часто используются зависимости М.А. Михеева [3]

$$Nu_{ж,д} = 0,021 \cdot Re_{ж,д}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{г}} \right)^{0,25}, \quad (1)$$

Б.С. Петухова и В.В. Кирилова, полученная на основе уравнения Лайона

$$Nu_{ж,д} = \frac{0,125 \cdot \xi \cdot Re_{ж,д} \cdot Pr_{ж}}{4,5 \sqrt{\xi} (Pr^{2/3} - 1) + 1,07} \left( \frac{\mu_{ж}}{\mu_{г}} \right)^{0,11}. \quad (2)$$

В (2) коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi$  определяется по формуле Г.К. Филоненко

$$\xi = (1,82 \cdot \lg Re_{ж,д} - 1,64)^{-2}. \quad (3)$$

В (1)–(3) определяющей температурой является средняя температура жидкости, определяющим размером – диаметр трубы. Для вычисления критерия Рейнольдса используется среднемассовая скорость жидкости.

В качестве рабочего тела в системах охлаждения используется воздух и поэтому симплекс  $\left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{г}} \right)^{0,25}$  не влияет на расчет теплоотдачи, а симплекс  $\left( \frac{\mu_{ж}}{\mu_{г}} \right)^{0,11}$  корректирует ее значение всего на 8–10 %.

Зависимости (1)–(3) справедливы для близких к изотермическим условиям, т.е. при небольшом подогреве воздуха. В каналах охлаждения наблюдается значительный

рост температуры и расчет теплоотдачи по (1)–(3) может привести к заметным погрешностям. В справочнике [4] для случая нагрева газов приведена иная зависимость

$$\text{Nu}_{ж, d} = 0,023 \cdot \text{Re}_{ж, d}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{ж}^{0,4} \left( \frac{T_{ж}}{T_c} \right)^{0,55}, \quad (4)$$

в которой  $T_{ж}$  – среднemasсовая температура газа в трубе,  $T_c$  – средняя температура стенки. К сожалению, в справочнике не даны ссылки на исследования, в которых получена зависимость, не дана оценка ее точности и возможность применения для различных газов.

Для оценки пригодности (1)–(4) было выполнено численное 3D моделирование течения и теплообмена в некотором характерном для газовых турбин канале охлаждения. В качестве инструмента исследования использовался *CFD* код *FLUENT* (авторы благодарят фирмы *ANSYS* и *ProcessFlow* за предоставленную возможность использования кода). Длина канала была задана равной 200 мм, а диаметр – 2 мм. Давление и температура воздуха на входе в канал равнялось соответственно 0,81 МПа и 573 К, расход воздуха – 0,628 г/с. При этом скорость воздуха на входе в канал была около 40 м/с. Температура поверхности канала варьировалась в диапазоне от 450 до 1223 К. Трехмерная модель канала была создана с существенным уменьшением размеров ячеек в пристеночной области, исходя из условия  $Y^+ < 1$ , где  $Y^+$  – расстояние от центральной точки, прилегающей к стенке ячейки, до стенки. На входе в канал задавался расход и одно и тоже значение температуры среды во всем входном сечении. Степень турбулентности на входе в канал равнялась 10 %, что обеспечивало практически сразу турбулентный режим течения.

Имея значения плотности теплового потока на поверхности канала, среднemasсовая температура воздуха и коэффициент теплоотдачи вдоль канала находились, как

$$T_B(x) = T_{B, x=0} + \frac{\pi \cdot d}{C_p} \int_0^x q(x) dx; \quad (5)$$

$$\alpha(x) = \frac{q(x)}{T_c - T_B(x)}. \quad (6)$$

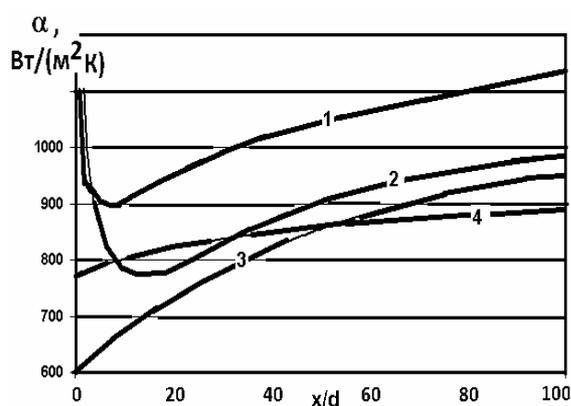
Средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи определялся путем интегрирования

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{x} \int_0^x \alpha(x) dx. \quad (7)$$

Очевидно, что численное моделирование не может являться мерилom точности экспериментальных зависимостей (1)–(4), так как само включает различные допущения и модели. Поэтому обычно математическая модель выбирается из тех соображений, чтобы хотя бы для некоторых известных условий между результатами расчета и экспериментом наблюдалось приемлемое совпадение. Наибольшую неопределенность в *CFD* расчет вносит модель турбулентности. Поэтому для обоснования применимости той или иной модели турбулентности был выполнен ряд расчетов. В результате было установлено, что модель Спаларта-Аллмараса приводит к лучшему совпадению значений коэффициента теплоотдачи с экспериментом, чем другие модели (рис. 1). Это явилось основанием для использования модели Спаларта-Аллмараса во всех последующих расчетах.

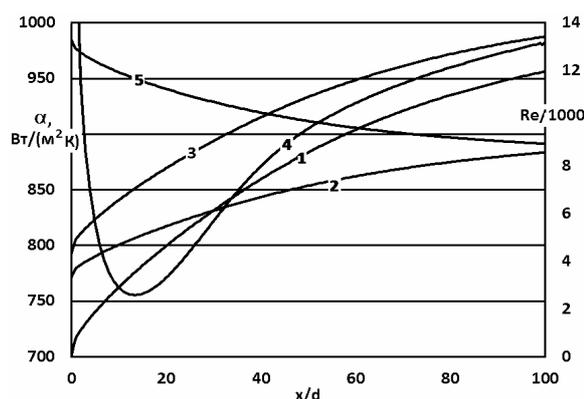
Полученные результаты показали ряд особенностей неизотермического течения

в трубе, которые делают применение зависимостей (1)–(4) не вполне очевидным. Для расчета теплоотдачи по уравнению (4) рекомендовано в [4] в качестве определяющей температуры использовать среднюю температуру газа в трубе. Однако ничего не говорится об определяющей скорости, которая изменяется в неизотермических условиях в широких пределах. Для рассмотренных условий течения температура воздуха в трубе возрастала более, чем на 450 К, что приводило к росту скорости от 39 м/с на входе в канал до 74 м/с на выходе из него. При этом значение критерия Рейнольдса вследствие увеличения кинематической вязкости снижалось вдоль канала приблизительно на 50 % (рис. 2), что привело к необходимости обоснования выбора определяющего значения  $Re$  для зависимостей (1)–(4).



1 – CFD расчет с использованием  $k$ - $\epsilon$  модели турбулентности; 2 – модель Спаларта-Аллмараса; 3 – уравнение (2), 4 – уравнение (1)

Рис. 1. Изменение коэффициента теплоотдачи вдоль круглого канала



1 – CFD; 2 – расчет по (1); 3 – по (2), (3); 4 – по (4); 5 –  $Re$

Рис. 2. Оценка применимости уравнений подобия для определения коэффициента теплоотдачи в круглом канале в условиях значительного подогрева воздуха

Зависимости (1)–(4) справедливы для средней теплоотдачи в канале. Однако можно предположить, что они должны быть справедливы и для участка канала, длина которого стремится к нулю. Тогда становится возможным определение локальной теплоотдачи, если в качестве скорости использовать среднемассовую скорость воздуха, а теплофизические свойства воздуха определять для среднемассовой температуры в рассматриваемом сечении. Используя результаты численного анализа, были получены распределения коэффициентов теплоотдачи для стабилизированного течения в соответствии с (1)–(4) (рис. 2).

Как следует из рисунка, коэффициент теплоотдачи, определенный по (2), (3) и (4), достаточно близок по значению к коэффициенту теплоотдачи в CFD расчете. Напротив, зависимость (1) приводит к заниженным значениям теплоотдачи приблизительно на 10 %. Ранее считалось, что такая погрешность является допустимой, так как уравнения подобия для более сложных случаев теплообмена приводят к еще большим погрешностям. Простая оценка показывает, что занижение коэффициента теплоотдачи в канале охлаждения на 10 % может привести к завышению температуры поверхности лопатки газовой турбины приблизительно на 10 К, что при предельных значениях температуры металла может быть критичным. Очевидно, что как (2)–(3), так и (4) после некоторой коррекции могут быть использованы для расчета теплоотдачи в каналах в условиях значительного подогрева воздуха.

В периодике и книгах по теории теплообмена не акцентируется внимание на том, как изменяется локальное значение коэффициента теплоотдачи в каналах с подогревом, а представленные в них иллюстрации могут привести к неправильным выводам. В частности складывается представление о том, что коэффициент теплоотдачи на участке стабилизированного течения принимает постоянное значение в любых ситуациях. Тогда среднее значение коэффициента теплоотдачи и локальное его значение в любом сечении канала равны между собой. Однако это подтверждено теоретически только для ламинарного режима течения при условии независимости свойств жидкости от температуры. При постоянной температуре стенки  $T_c$  критерий  $Nu$  принимает здесь значение равное 3,66 [3] и соответственно коэффициент теплоотдачи остается неизменным вдоль течения.

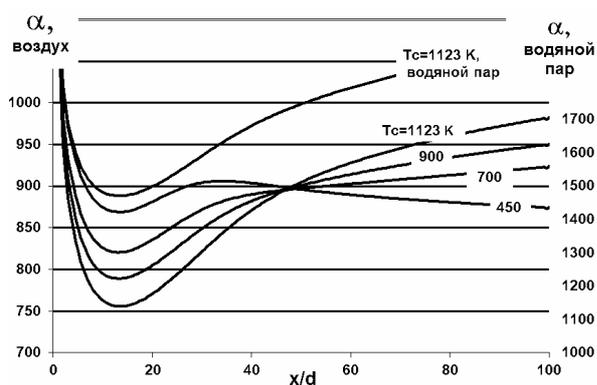


Рис. 3. Изменение коэффициента теплоотдачи в Вт/(м<sup>2</sup>·К) вдоль круглого канала в зависимости от температуры его поверхности при фиксированной температуре газа на входе в канал 573 К

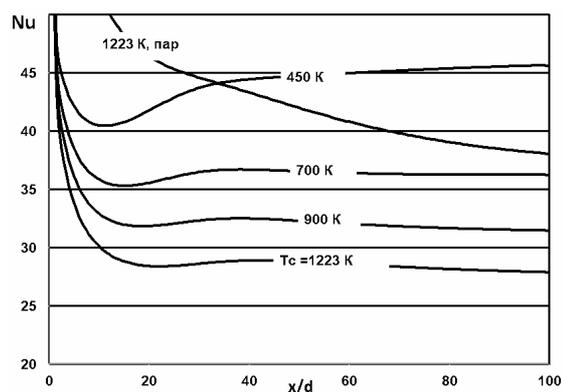


Рис. 4. Изменение критерия  $Nu$  вдоль канала в зависимости от температуры стенки при фиксированной температуре газа на входе в канал 573 К

При турбулентном режиме течения характер изменения теплоотдачи на участке стабилизированного течения не описан, и полученные результаты оказались достаточно неожиданными (рис. 3). На начальном участке канала наблюдалось снижение коэффициента теплоотдачи за счет роста толщины пограничного слоя. Длина начального участка составляла приблизительно 15 диаметров канала. Причем, чем больше разность температур стенки и воздуха на входе канал, тем более значительным оказывается снижение коэффициента теплоотдачи. Далее вдоль канала в случае нагрева происходил значительный рост коэффициента теплоотдачи, который нельзя не учитывать при расчетах систем охлаждения. Например, при температуре стенки 1123 К его минимальное значение составляло 750, максимальное – 980 Вт/(м<sup>2</sup>·К). При охлаждении воздуха теплоотдача снижалась по течению. Однако изменение значения коэффициента теплоотдачи было небольшим. Если температура стенки канала близка к входной температуре воздуха, изменение теплоотдачи вдоль канала оказывается незначительным. Таким образом, при практически изотермическом течении имеет место постоянство коэффициента теплоотдачи при турбулентном течении, также как и при ламинарном.

Интересно отметить, что несмотря на большие изменения коэффициента теплоотдачи вдоль канала, локальное значение критерия Нуссельта оказывается практически постоянным на участке стабилизированного течения (рис. 4). Однако здесь наблюдается значительное расслоение кривых в зависимости от температуры стенки. Очевидно, чем выше температура стенки, тем в большей степени прогревается воздух и

тем больше его скорость в каждом из рассматриваемых сечений канала. Тем не менее, отличием по скорости не удастся объяснить расслоение кривых  $Nu$ , так как среднемассовая скорость в сечении входит в локальное значение числа  $Re$  и тогда расчет коэффициента теплоотдачи по (1) должен был бы приводить к лучшему совпадению с полученным в  $CFD$  расчете (рис. 2). К сожалению, этого не происходит. Поэтому можно предположить, что расслоение происходит за счет различий в градиентах скорости и поэтому в (4) введен симплекс  $\left(\frac{T_{ж}}{T_c}\right)^{0,55}$ , который отражает влияние на интенсивность теплообмена ускорения потока.

Имея в проведенном исследовании достаточно большой набор данных по теплоотдаче в круглом канале при различных температурах стенки, зависимость (4) была представлена в виде

$$Nu_{ж,d} = 0,023 \cdot Re_{ж,d}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{T_{ж}}{T_c}\right)^{0,3} \varepsilon, \quad (8)$$

где для учета влияния начального участка использована зависимость [3]

$$\varepsilon = 1,38 \left(\frac{x}{d}\right)^{-0,12}, \quad \frac{x}{d} \leq 15; \quad (9)$$

$$\varepsilon = 1, \quad \frac{x}{d} > 15. \quad (10)$$

Иллюстрация точности (8)–(10) представлена на рис. 5.

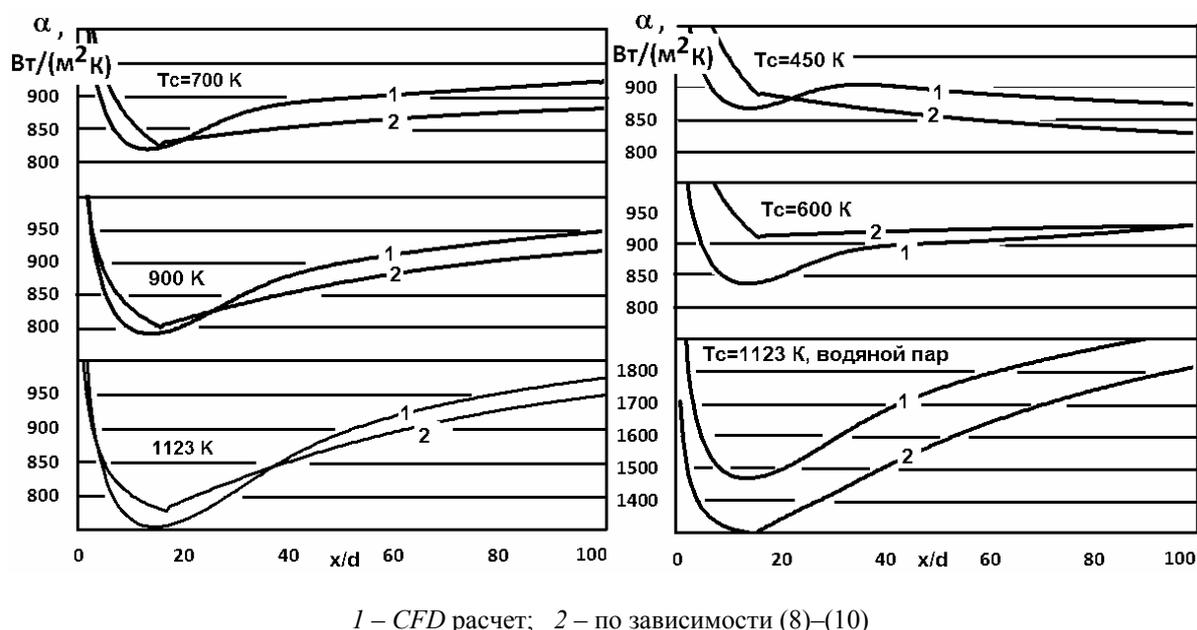


Рис. 5. Теплоотдача в круглом канале в зависимости от температуры стенки  $T_c$  при фиксированной температуре газа на входе в канал равной 573 К

Если в качестве среды используется воздух, то погрешность определения коэффициента теплоотдачи по (8) составляет менее 5%. Причем величина погрешности практически одинаковая, как для нагрева, так и для охлаждения среды.

В системах охлаждения газовых турбин используется не только воздух, но и водяной пар. Поэтому зависимость (8) была также проверена и для водяного пара. Было установлено, что погрешность в этом случае несколько выше и составляет приблизительно 10 %. Однако, как и для воздуха, зависимость приводит к физически оправданным результатам, т.е. при нагреве происходит значительное увеличение интенсивности теплоотдачи вдоль течения.

Зависимость (8) отражает локальное значение коэффициента теплоотдачи, а в расчетах систем охлаждения используется среднее его значение. Было проверено, что ее также можно использовать для средней теплоотдачи, если в качестве определяющей температуры взять среднюю логарифмическую температуру

$$\bar{T} = T_c - \frac{T_2 - T_1}{\ln \left( \frac{T_c - T_1}{T_c - T_2} \right)}. \quad (11)$$

Здесь индексы 1 и 2 соответствуют температурам газа на входе и выходе из канала.

Используя среднюю температуру, следует находить теплофизические свойства среды, включая плотность. Далее, зная плотность и расход, определяется скорость для расчета числа Re. При таком способе средний коэффициент теплоотдачи по (8) отличается от коэффициента теплоотдачи, полученного путем осреднения по (7) данных численного моделирования, не более чем на 2 %.

По результатам проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

- при значительных температурных напорах в каналах охлаждения газовых турбин коэффициент теплоотдачи значительно возрастает вдоль течения охладителя и может асимптотически приблизиться к постоянному значению при стремлении к нулю разности температур стенки канала и теплоносителя;

- критерий Nu принимает постоянные значения на участке гидродинамической стабилизации течения;

- симплекс, составленный из отношения температуры газа к температуре стенки, достаточно надежно учитывает влияние ускорения (замедления) потока на теплоотдачу в канале для воздуха и водяного пара;

- можно предположить, что критериальные уравнения для других типов течений, т.е. в каналах иной формы, могут быть уточнены путем введения множителя

$$\left( \frac{T_{ж}}{T_c} \right)^{0,3}.$$

**Список литературы:** 1. Швец И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – Киев: Наукова думка, 1974. – 487 с. 2. Копелев С.З. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД: (Монография) / С.З. Копелев, А.Ф. Слитенко. – Харьков: Основа, 1994. – 239 с. 3. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.-Л.: Энергия, 1965. – 424 с. 4. Кутателадзе С.С. Справочник по теплопередаче / С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1959. – 414 с.

© Тарасов А.И., Долгов А.И., Авдеева Е.П., 2011  
Поступила в редколлегию 24.02.11

УДК 621.165

**А.И. ЯКОВЛЕВ**, академик АН ВО, д-р техн. наук; проф. Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков  
**О.М. КОБЦЕВ**, начальник бюро, главный конструктор проекта Филиала Харьковского ЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром», г. Харьков  
**Т.Н. ПУГАЧЕВА**, канд. техн. наук; доц. УИПА, г. Харьков  
**В.В. ПАНОВ**, аспирант Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»; инженер Филиала Харьковского ЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром», г. Харьков

### **АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ И ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК ЧЕРНИГОВСКОЙ ТЭЦ В УСЛОВИЯХ СНИЖЕНИЯ ПОТРЕБНОСТИ В ПРОИЗВОДСТВЕННОМ ПАРЕ И ОБОСНОВАНИЕ УСТАНОВКИ ПРИКЛЮЧЁННОЙ ТУРБИНЫ, РАБОТАЮЩЕЙ ОТ ПРОМЫШЛЕННЫХ ОТБОРОВ ДРУГИХ ТУРБИН**

Розглянуте актуальне питання збільшення електричної потужності Чернігівської ТЕЦ. Проведені розрахунки та аналіз режимів роботи турбінного обладнання ТЕЦ. Пропонується в умовах зниження споживання пари промислових параметрів встановити нову турбіну, що буде працювати на парі 8–10 ата, що дозволить збільшити виробництво електричної енергії на ТЕЦ.

Urgent problem of Chernigovskaja HPP electrical power increasing was considered. Calculations and analysis of HPP turbine equipment operational modes were carried out. It is proposed to install the new turbine under the conditions of consumption decreasing of steam with industrial parameters. This new turbine will operate at the steam of 8–10 ata, which allows the increase of electrical power generating at HPP.

Черниговская ТЭЦ расположена в черте города и покрывает значительную часть тепловой нагрузки отопления и горячего водоснабжения. Для этой цели используются две турбины с производственными и теплофикационными отборами ПТ-50/60-130/7 УТМЗ (ст. № 1 и 2), а также теплофикационная турбина Т-100/120-130-3 УТМЗ.

В настоящее время Черниговская ТЭЦ рассматривает технико-экономическую возможность по увеличению выработки электроэнергии.

Увеличение выработки электрической мощности можно добиться двумя путями:

- 1) оптимизацией режимов работы существующего оборудования станции;
- 2) установкой новой турбины, причем использование последней целесообразно в том случае, когда исчерпаны экономически оправданные возможности выработки дополнительной электрической мощности существующими турбоагрегатами (ТГ-1, ТГ-2, ТГ-3).

В связи с этим, ХЦКБ был разработан проект по анализу режимов работы основного энергетического оборудования Черниговской ТЭЦ при покрытии тепловых и электрических нагрузок, а также рассмотрены варианты максимально возможной загрузки турбин по выработке электрической мощности при существующем оборудовании ТЭЦ и варианты с установкой новой турбины (для существующих и перспективных тепловых нагрузок).

При выборе типа новой турбины учитывался следующий фактор. Для ТЭЦ с параметрами пара 13,7 МПа (140 ата) характерно наличие турбин типа ПТ для выработки пара 0,69 МПа...1,27 МПа (7...13 ата) на производственные нужды сторонних потребителей. В настоящее время, как правило, наблюдается устойчивая

тенденция снижения потребности в производственном паре. Это приводит к тому, что ЧВД турбины оказывается недогруженной по свежему пару и становится невозможным увеличивать ее электрическую мощность.

В этом случае является целесообразной установка приключенной турбины, питающейся паром из стационарного коллектора 0,69 МПа...1,27 МПа (7...13 ата). Такое техническое решение позволит:

1) вырабатывать дополнительную электрическую мощность в ЧВД турбины типа ПТ за счет загрузки пара производственного отбора и увеличения расхода свежего пара;

2) вырабатывать дополнительную электрическую мощность собственно в приключенной турбине;

3) увеличить тепловую мощность теплофикационных отборов за счет отработанного пара приключенной турбины (если она выбрана с противодавлением). Этот вариант позволяет преодолеть ограничения по тепловой мощности «Т» отборов, связанной с пропускной способностью ЧСД турбин типа ПТ, вследствие чего теплофикационные нагрузки зачастую вынуждены покрываться за счет пиковых источников, что значительно снижает экономичность работы станции.

Расчеты тепловых балансов ТЭЦ показали, что в связи с наличием на существующих турбинах теплофикационных отборов, которые вполне покрывают как существующие, так и перспективные теплофикационные нагрузки, установка дополнительного источника теплофикации не требуется, то есть предполагается установка конденсационной приключенной турбины.

В объеме проекта выполнены детальные расчеты режимов работы турбин и тепловой схемы, рассмотрены балансы покрытия тепловых и электрических нагрузок с одновременной их оптимизацией, определены сравнительные технико-экономические показатели вариантов реконструкции ТЭЦ.

В 2004 году по проекту, разработанному ХЦКБ, была проведена реконструкция турбины ПТ-50/60-130/7 ТМЗ ст. №1 для перевода на режим работы с ухудшенным вакуумом. С целью определения оптимальной схемы работы турбинного оборудования и наилучших экономических показателей, в проекте рассмотрена работа ТГ-1 как на режиме с нормальным, так и с ухудшенным вакуумом.

Результаты расчетов приведены в таблице 1 и 2.

Общие капитальные затраты на изготовление и установку турбины с генератором, а также на расширение системы технического водоснабжения (циркуляционной системы) составят порядка 200 млн. грн. На рисунке приведена зависимость срока окупаемости затрат на установку приключенной турбины для рассмотренных вариантов в зависимости от отпускной цены на электроэнергию.

По результатам проведенных технико-экономических расчетов следует рекомендовать к внедрению вариант 2б, предусматривающий установку приключенной турбины и работу ТГ-1 на ухудшенном вакууме.

Технические параметры приключенной турбины, исходя из возможных вариантов ее работы, должны быть следующими:

- а) давление пара производственного отбора 8–10 ата;
- б) температура пара – 200–250 °С;
- в) максимальный расход пара – 170–180 т/ч.

Таблица 1

Сравнение возможных вариантов работы ТЭЦ в отопительный период

Наименование	Отопительный период									
	Существующие тепловые нагрузки					Перспективные тепловые нагрузки				
	Существующее оборудование		Установка приключенной турбины			Существующее оборудование		Установка приключенной турбины		
Вар. 1а	Вар. 1б	Вар. 2а	Вар. 1в	Вар. 2б	Вар. 3а	Вар. 4а	Вар. 3б	Вар. 4б		
–	( $N_{Э}^{max}$ )	(ТГ-1 на ухудшенном вакууме, $N_{Э}^{max}$ )	( $N_{Э}^{max}$ )	(ТГ-1 на ухудшенном вакууме, $N_{Э}^{max}$ )	( $N_{Э}^{max}$ )	(ТГ-1 на ухудшенном вакууме, $N_{Э}^{max}$ )	( $N_{Э}^{max}$ )	(ТГ-1 на ухудшенном вакууме, $N_{Э}^{max}$ )		
158,5	228,2	205,9	254,7	256,7	226,7	219,4	249,6	250,7		
0	69,7	47,4	96,2	98,2	68,2	60,9	91,1	92,2		
0	0	0	13,3	26,0	0	0	11,8	16,5		
Максимальная электрическая мощность приключенной турбины за период $N_{Э}^{max}$ прикл. турб., МВт	0	0	15,1	31,3	0	0	13,7	24,7		
Расчётная тепловая нагрузка ТЭЦ при $t_{Н.В.}^{расч} = -23$ °С, $Q_T^{расч}$ , Гкал/ч	176					336				
Средняя тепловая нагрузка ТЭЦ за период $Q_T^{cp}$ , Гкал/ч	103,5					176,8				
Средний удельный расход топлива на отпущенную электроэнергию за период $b_{Э}^{cp}$ , г/(кВт·ч)	373,3	389,9	387,17	390,9	388,32	341,18	332,19	344,75	339,5	

Таблица 2

Сравнение возможных вариантов работы ТЭЦ в летний период

Наименование	Летний период					
	Существующие тепловые нагрузки			Перспективные тепловые нагрузки		
	Существующее оборудование		Установка приключенной турбины	Существующее оборудование		Установка приключенной турбины
	Вар. 1а	( $N_3^{max}$ )	( $N_3^{max}$ )	( $N_3^{max}$ )	( $N_3^{max}$ )	( $N_3^{max}$ )
Средняя электрическая мощность за период $N_3^{cp}$ , МВт	82	215,4	240,3	214,3	239,2	
Увеличение выработки электроэнергии за период в сравнении с базовым вариантом (Вар. 1а), $\Delta N_3$ , МВт	0	133,4	158,3	132,3	157,2	
Средняя электрическая мощность приключенной турбины за период $N_3^{cp}$ прикл. турб., МВт	0	0	12,0	0	12,0	
Максимальная электрическая мощность приключенной турбины за период $N_3^{max}$ прикл. турб., МВт	0	0	12,0	0	12,0	
Средняя тепловая нагрузка ТЭЦ за период $Q_T^{cp}$ , Гкал/ч	31			52		
Средний удельный расход топлива на отпущенную электроэнергию за период $b_3^{cp}$ , г/(кВт·ч)	449,99	451,15	447,57	433,81	431,87	

Предполагаемая приключенная турбина – конденсационная без теплофикационных отборов типа К-30-0,9. Такая турбина является нетиповой и может быть спроектирована и изготовлена турбинными заводами или специализированными предприятиями.

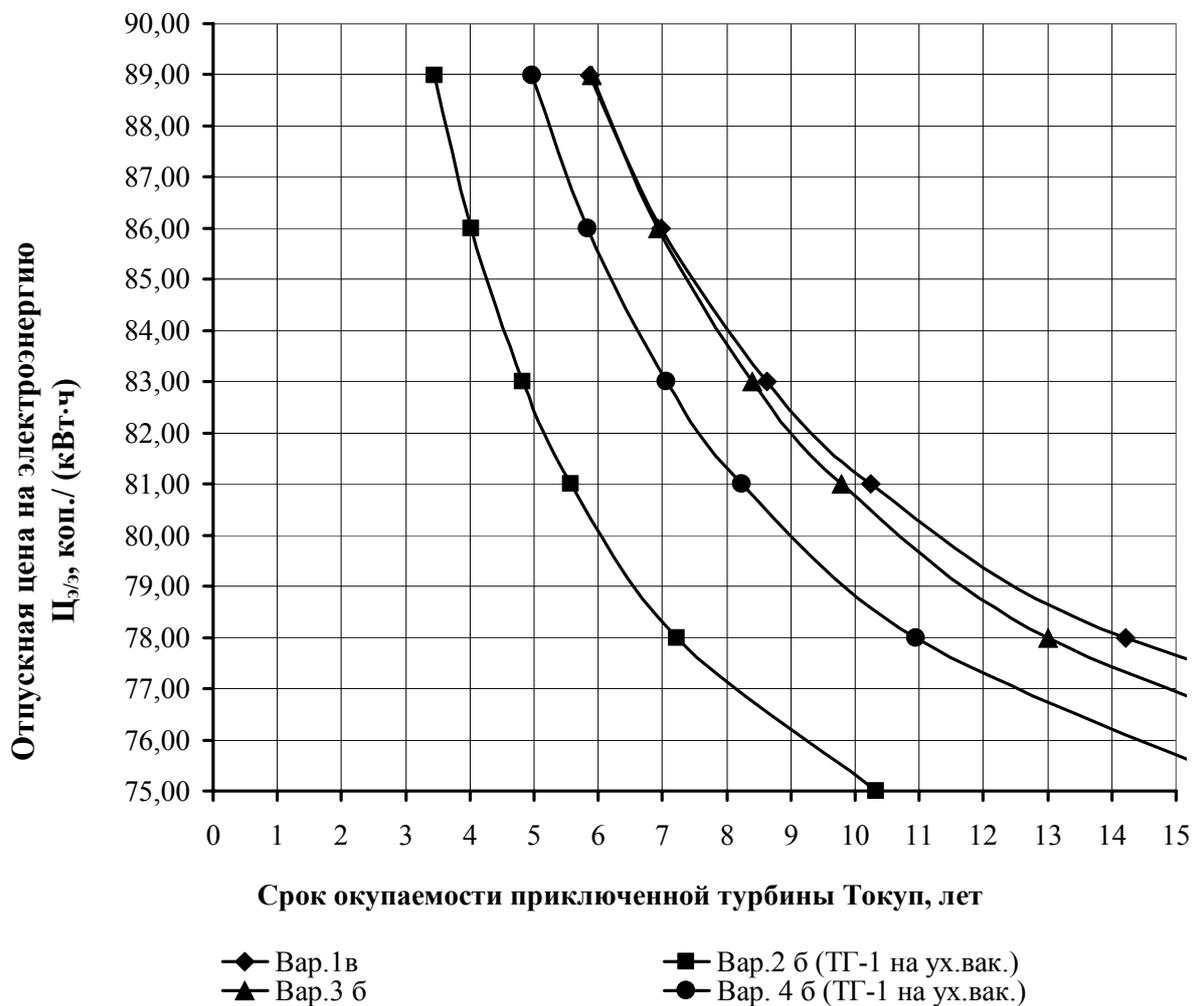


Рис. Срок окупаемости установки приключенной турбины в зависимости от отпускной цены на электроэнергию

**Список литературы: 1.** ТС107-016. Анализ тепловой схемы и тепловых нагрузок Черниговской ТЭЦ с выбором типа приключенной турбины, работающей от промышленных отборов ТГ-1 и ТГ-2 // Филиал ХЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром». – 2010. **2.** ГКД 34.09.108-98. Розподіл витрати палива на теплових електростанціях на відпущену електричну і теплову енергію при їх комбінованому виробництві. Методика // НДІЕнергетики. – Київ., 1998.

© Яковлев А.И., Кобцев О.М., Пугачева Т.Н., Панов В.В., 2011  
 Поступила в редколлегию 15.02.11

УДК 621.186.68

**О.А. ЛИТВИНЕНКО**, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**А.В. ГУБАНОВА**, студентка НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**Т.В. ЗЕНИНЕЦ**, студент НТУ «ХПИ», г. Харьков

### АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА ДЕАЭРАЦИИ И РАЗМЕРЫ ДЕАЭРАТОРА

Представлено схему руху води і пари та аналіз процесу термічної деаерації в деаераторі підвищеного тиску струменево-барботажного типу ДП-2000. Приведені результати аналізу впливу діаметру отворів в водорозподільній тарілці та підігріву основного конденсату перед деаератором на ефективність деаерації та розміри деаератору.

The scheme of water and vapor movement and analysis of thermal deaeration in high-pressure deaerators of jet-bubbling type DP-2000 is presented. The results of the influence of diameter holes in the plate and heating of main condensate before deaerator on the efficiency of deaeration and on the size of deaerator are presented.

Известно, что углекислота и кислород, растворимые в питательной воде, предназначенной для питания котлов, способствуют коррозии конструкционных материалов. Углекислота непосредственно не вызывает коррозию, однако ее присутствие активизирует этот процесс. Наличие кислорода в воде сказывается на процессе электрохимической коррозии и ускоряет его. Присутствие кислорода, углекислоты, как и других газов в питательной воде крайне нежелательно, поэтому необходима возможно более полная деаэрация питательной воды.

Наиболее эффективным в плане удаления всех неконденсирующихся газов из питательной воды является метод термической деаэрации. Термическая деаэрация – процесс десорбции газа, при котором происходит переход растворенного газа из жидкости в находящийся с ней в контакте пар. Процесс термической деаэрации проходит в соответствии с законом Генри, суть которого заключается в том, что растворимость газа пропорциональна его парциальному давлению в среде на границе контакта фаз [1]

$$c_r = k_r p_r = k_r (p_{\text{общ}} - p_{\text{H}_2\text{O}}).$$

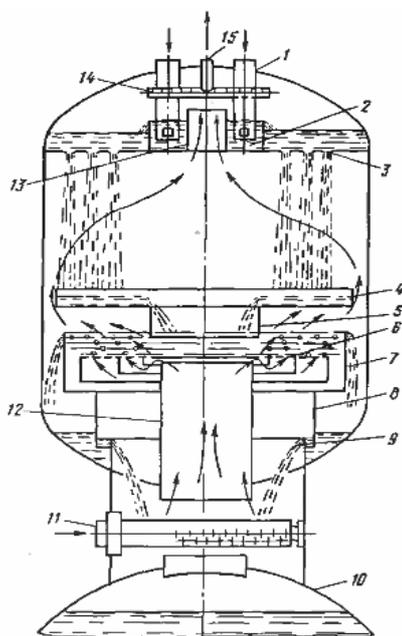
Здесь  $k_r$  – коэффициент растворимости газа (зависит от температуры), мгк/(кг·МПа),  $p_r$  – парциальное давление газа, МПа,  $p_{\text{общ}}$ ,  $p_{\text{H}_2\text{O}}$  – суммарное давление и давление водяных паров, МПа.

Таким образом, доведение воды до состояния кипения, т.е. заполнение всего пространства над ней водяным паром снижает парциальное давление неконденсирующихся газов над поверхностью раздела фаз до нуля.

Другим условием перехода газов из воды в паровое пространство является увеличение площади контакта воды с паром, чтобы максимально приблизить частицы потока деаэрируемой воды к поверхности раздела фаз. Это достигается дроблением потока воды на тонкие струи, капли или пленки, а также при барботаже пара через тонкие слои воды. Эффективная деаэрация достигается при полном отводе выделившихся газов за счет непрерывной вентиляции и вывода их из деаэратора. Газ из деаэратора отводится вместе с выпаром. Выпар деаэратора может использоваться в качестве рабочего пара для эжекторов.

Для исследования процесса деаэрации был выбран деаэратор повышенного давления ДП-2000, который устанавливается в линию регенеративного подогрева питательной воды тепловой схемы установки К-500-240 между подогревателями низкого и высокого давления и служит для дегазации питательной воды и ее подогрева [2]. Производительность деаэратора – 2000 т/ч, рабочее давление 0,7 МПа, рабочая температура (температура насыщения) 165 °С. Деаэратор выполнен в виде вертикальной цилиндрической колонки диаметром 3400 мм, которая размещается над баком-аккумулятором. Бак-аккумулятор емкостью 150 м<sup>3</sup> предназначен для аккумуляции питательной воды. Кроме того, в нем заканчивается процесс дегазации воды (выделение дисперсных газов и разложение бикарбонатов).

Деаэратор ДП-2000 представляет собой колонку струйно-барботажного типа, в которой есть струйный отсек, обеспечивающий подогрев воды до температуры насыщения и ее грубую дегазацию, а также барботажное устройство, предназначенное для полного удаления неконденсирующихся газов.



- 1 – подвод воды; 2 – водосмесительное устройство; 3 – водораспределительная тарелка; 4 – перепускная тарелка; 5, 8 – гидрозатворы; 6 – барботажная тарелка; 7, 9 – водослив; 10 – бак-аккумулятор; 11 – подвод пара; 12 – пароперепускная труба; 13 – перепуск пара; 14 – коллектор сбора пара; 15 – отвод пара

Рис. 1. Деаэрационная колонка струйно-барботажного типа большой производительности

Ввод основного потока подлежащей деаэрации воды осуществляется через штуцер сверху корпуса. Горячие потоки (пар и конденсат) подогревателей высокого давления) подаются в нижнюю часть колонки. Водораспределительная тарелка и смесительное устройство в этой конструкции совмещены. Водораспределительная тарелка имеет отверстия (5–8 мм), через которые вода мелкими струями сливается на барботажную тарелку, где барботируется паром, проходящим через отверстия. Барботажное устройство в этой конструкции разбито на 3 кольцевые перфорированные зоны, ограниченные цилиндрическими перегородками. При минимальной нагрузке работает внутренняя зона барботажного отсека, при максимальной – внешняя. Пар в барботажном отсеке движется от центра к периферии, в струйном – от периферии к центру, чем обеспечивает поперечное омывание жидкости. При сливе воды через гидрозатвор в бак-аккумулятор вода разбрызгивается и снимает перегрев с поступающего в колонку пара.

Оптимальные размеры зон деаэрации, обеспечивающие эффективное удаление растворенных агрессивных газов из воды определяются в результате теплового расчета

деаэрационной колонки и расчета массообмена, исходными данными к которому являются характеристики потоков пара и воды, полученные в расчете тепловой схемы, начальное и конечное содержание растворенных в воде газов. В результате расчета получены температуры воды в струйном отсеке и на барботажном устройстве, концентрации кислорода, скорости воды и пара, геометрические размеры тарелок и

расстояний между ними, оптимальная площадь барботажного устройства ( $9,15 \text{ м}^2$ ), которая позволяет удалить кислород до остаточной концентрации  $10 \text{ мкг/кг}$ .

В процессе расчетов был выполнен анализ влияния диаметров отверстий в водораспределительной тарелке и подогрева основного конденсата перед деаэратором на эффективность дегазации воды и размеры деаэратора. Результаты расчетного анализа представлены на рисунках.

На рисунке 2 показано, что увеличение диаметра отверстий в верхней водораспределительной тарелке приводит к увеличению концентрации кислорода на барботажной тарелке с  $22$  до  $34 \text{ мкг/кг}$ , и, следовательно, к увеличению количества кислорода, подлежащего удалению при барботаже. Это объясняется тем, что при увеличении диаметра отверстий не достигается необходимая поверхность контакта между водой и паром, что приводит к уменьшению эффективности деаэрации в струйном отсеке. Для того, чтобы в этом случае достичь нужный уровень концентрации кислорода на барботажной тарелке, приходится увеличивать площадь барботажной тарелки с  $9,15 \text{ м}^2$  до  $14 \text{ м}^2$  (рис. 3) что приведет к увеличению габаритов деаэратора, а также к увеличению металлоемкости.

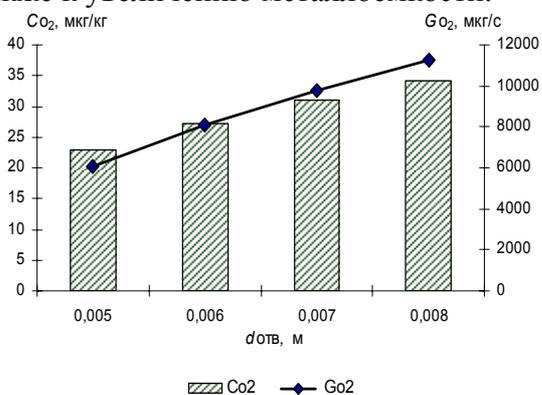


Рис. 2. Зависимость концентрации кислорода ( $Co_2$ ) на барботажной тарелке и количество удаляемого кислорода ( $Go_2$ ) от диаметра отверстий в водораспределительной тарелке

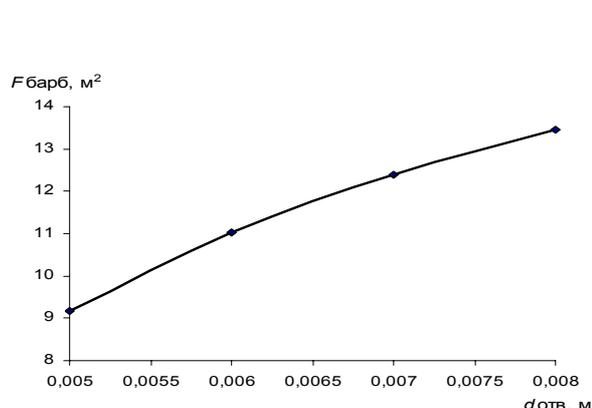


Рис. 3. Зависимость площади барботажной тарелки от диаметра отверстий в водораспределительной тарелке

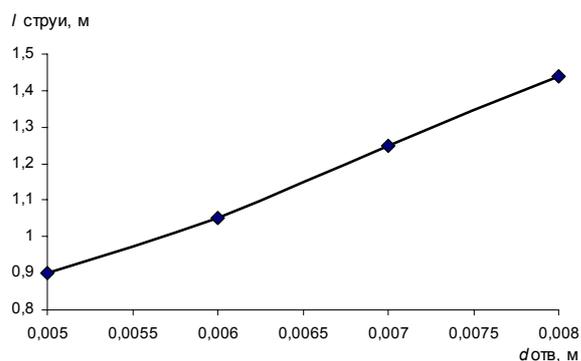


Рис. 4. Зависимость длины струи от диаметра отверстий в водораспределительной тарелке при фиксированных значениях  $F_{\text{барб}} = 9,15 \text{ м}^2$ ,  $Co_2 = 23 \text{ мкг/кг}$

расстояния между тарелками, что ведет к значительному увеличению габаритов деаэратора. Таким образом, изменяя геометрические параметры тарелок и зон

Для сохранения на оптимальном уровне концентрации кислорода на барботажной тарелке и ее площади, полученной в тепловом расчете, необходимо увеличивая диаметр отверстий в верхней тарелке увеличивать длину струи. На рисунке 4 показано, что при рекомендуемых значениях длины струи в отсеке  $0,8-0,9 \text{ м}$ , диаметр отверстий в верхней тарелке может изменяться в диапазоне  $5-5,5 \text{ мм}$ . Увеличение диаметра отверстий до  $8 \text{ мм}$  приводит к увеличению длины струи в отсеке до  $1,3 \text{ м}$ , и, следовательно, к увеличению

деаэрации возможно получить оптимальные габариты деаэратора и обеспечить эффективное удаление растворенных агрессивных газов из воды.

Повышение температуры основного конденсата перед деаэратором приводит к возрастанию температуры воды, распыляемой в струйном отсеке, что приводит к уменьшению температурного напора между паром и водой, и, следовательно, к уменьшению количеству сконденсировавшегося пара (рис. 5). Таким образом, в струйном отсеке увеличивается количество пара, который находится в контакте с жидкостью, что приводит к лучшей дегазации воды. На это указывает уменьшение концентрации кислорода на барботажной тарелке и количество кислорода, которое необходимо отвести при барботаже (рис. 6). Следовательно, мы можем существенно уменьшить площадь барботажной тарелки.

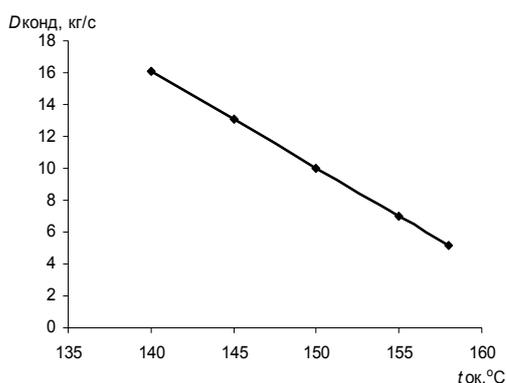


Рис. 5. Зависимость количества сконденсировавшегося пара в струйном отсеке от температуры основного конденсата перед деаэратором

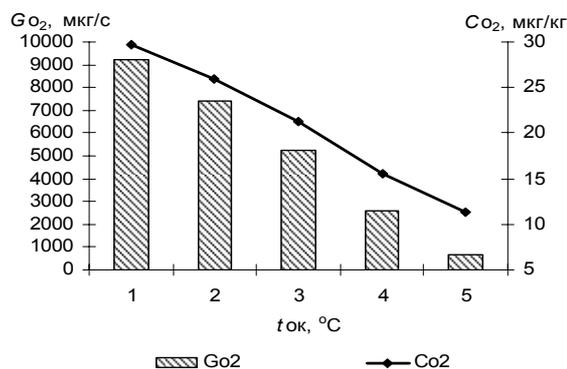


Рис. 6. Зависимость концентрации кислорода ( $Co_2$ ) на барботажной тарелке и количество удаляемого кислорода ( $Go_2$ ) от температуры основного конденсата перед деаэратором

С другой стороны, существенное уменьшение площади поверхности барботажного устройства приводит к недостаточно эффективному тепло- массообмену между паром и водой. С уменьшением количества конденсирующегося пара будет увеличиваться расход выпара и уменьшаться расход питательной воды, выходящей из деаэратора.

Из теплового расчета деаэратора получены оптимальные размеры зон деаэрации при температуре основного конденсата перед деаэратором  $149^\circ\text{C}$ , которая была определена в расчете тепловой схемы турбоустановки. Увеличение температуры основного конденсата возможно, если изменить некоторые геометрические размеры отсеков деаэратора. В результате сохраняются габариты деаэратора и оптимальная концентрация неконденсирующихся газов.

**Список литературы:** 1. Назмеев Ю.Г. Теплообменные аппараты ТЭС / Ю.Г. Назмеев, В.М. Лавыгин. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 286 с. 2. Теплообменное оборудование паротурбинных установок. Отраслевой каталог. Ч.1. – М.: Отраслевой НИО анализа и обобщения экономической и научно-технической информации, 1989. – 173 с.

© Литвиненко О.А., Губанова А.В., Зенинец Т.В., 2011  
Поступила в редколлегию 14.02.11

УДК 621.1.013

**И.А. МИХАЙЛОВА**, ассистент НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**А.С. БАБЕНКО**, студентка НТУ «ХПИ», г. Харьков

### **ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА РАЗМЕРЫ ПВД И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕГО РАБОТЫ**

Представлений анализ впливу зміни геометричних п таких, як: відносний крок труб  $S/d_z$ , діаметри труб змійовиків  $d_z$  на ефективність роботи ПВД турбоустановки К-500-240 по зонах підігріву.

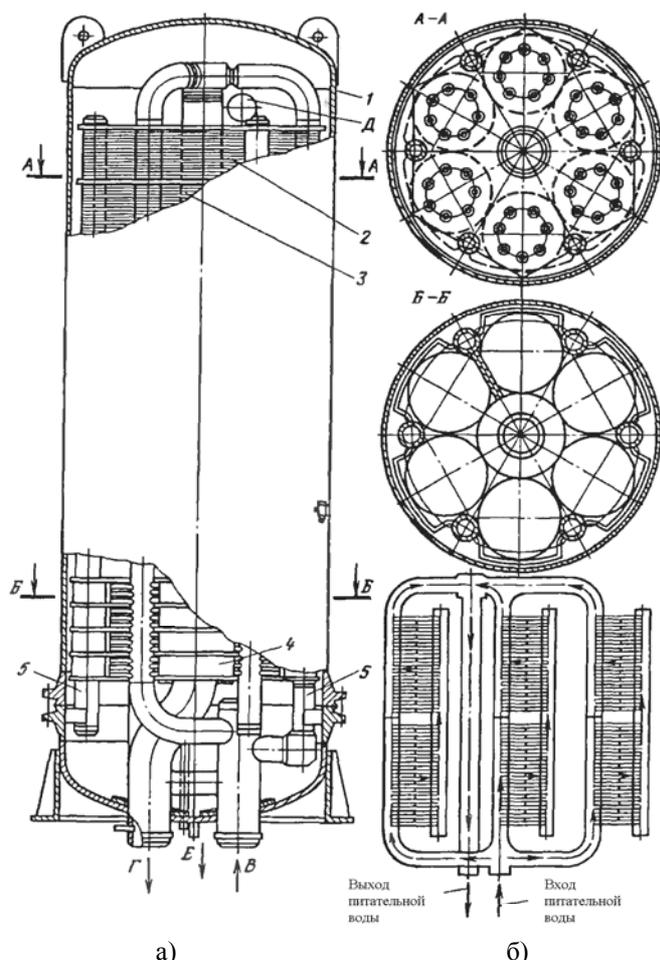
The evaluation of effect of change of geometrical characteristics in PV-2300-380 of such, as was conducted in this work: relative step of ducts of  $S/d_z$ , diameters of ducts of grids of  $d_z$  on efficiency of work of heater high-pressure turbine of K-500-240 in the areas of heating.

Высокая экономичность турбоустановки в значительной мере определяется развитой системой подогрева конденсата и питательной воды паром отборов турбины до температуры на входе в котел. Эффективное использование теплоты отборов обеспечивается применением подогревателей с относительно низкими температурными напорами, реализацией теплоты перегрева пара в пароохладителях, а также благодаря встроенным охладителям дренажей греющего пара ПВД.

Подогреватели высокого давления типа ПВ – это теплообменные аппараты с коллекторно-спиральными системами и поверхностью теплообмена, образованной из навитых в плоские спирали труб змеевиков, присоединенных к коллекторам. Для блоков мощностью 500 МВт применяются ПВ с одноплоскостными змеевиками. Использование одноплоскостных спиралей вызвано необходимостью увеличения общего проходного сечения змеевиков для потока питательной воды с увеличением ее расхода и сохранения габаритных размеров подогревателя. Поверхность теплообмена размещена в корпусе и омывается снаружи греющей средой. По спиральным трубам организовано движение питательной воды.

В традиционной компоновке ПВД горизонтально расположенные спиральные змеевики собраны в вертикальные колонны, концы труб змеевиков приварены к вертикальным раздающему и собирающему коллекторам. Аппарат разделен на три зоны по видам теплообмена: зона охлаждения пара (ОП), зона собственно подогрева пара (СП) и зона охлаждения конденсата (ОК). Верхняя часть змеевиков заключена в герметичный кожух и омывается перегретым паром, средняя наибольшая часть поверхности теплообмена воспринимает тепло конденсации пара, нижние змеевики также заключены в кожух и образуют зону охладителя конденсата.

При проектировании теплообменных аппаратов стремятся минимизировать поверхность теплообмена и металлоемкость. Известно, что удельная металлоемкость и компактность ПВД с поверхностью теплообмена из труб  $\varnothing 32$  мм составляет соответственно 60–80 кг/м<sup>2</sup> и 20–30 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>, а для ПВД с поверхностью теплообмена из труб  $\varnothing 22 \times 3,5$  мм, соответственно 40–50 кг/м<sup>2</sup> и 36–40 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>. Таким образом, изменение диаметра труб на 32 % приводит изменению металлоемкости и компактности соответственно на 33–37,5 %. Поэтому актуальной является задача оптимально выбора диаметра труб для ПВД в указанном диапазоне.



а) общий вид; б) – схема движения воды в трубной системе; В – вход питательной воды; Г – выход питательной воды; Д – вход греющего пара; Е – отведение конденсата; 1 – корпус; 2 – спиральный змеевик; 3 – перегородки трубной системы; 4 – охладитель дренажа; 5 – каркас-коллектор трубной системы

Рис. 1. Подогреватель высокого давления ПВ-2500-380

подогрева (СП) проходит весь поток воды, а через ОП только часть его, ограниченная установленными в коллекторах диафрагмами. В собирающем коллекторе вода, которая прошла ОП, смешивается с основным потоком воды и отводится в последующий подогреватель.

Для оптимизации поверхности теплообмена было выполнено две серии расчетов ПВД, в которых варьировались относительный шаг и наружный диаметр змеевика.

Анализ результатов первой серии расчетов показал, что увеличение относительного шага от 1,1 до 1,3 мм приводит к увеличению площади поверхности теплообмена. Это происходит вследствие увеличения площади проходного сечения для пара в зоне ОП в 3,2 раза и, как следствие снижения скорости пара в пароохладителе от 23,28 до 7,76 м/с (рис. 4). В результате уменьшается коэффициент теплоотдачи со стороны пара и коэффициент теплопередачи (рис. 3). Как следствие увеличивается поверхность теплообмена зоны ОП на 25 м<sup>2</sup> (14,6 %) (рис. 2). Число змеевиков в свою

Для анализа был выбран подогреватель высокого давления ПВ-2300-380 турбоустановки К-500-240, который установлен в линию регенеративного подогрева питательной воды в части высокого давления после деаэратора и первого по ходу питательной воды ПВД. Пар с параметрами: давление 4,22 МПа, температура 264,2 °С, температура конденсата при выходе из охладителя конденсата 215 °С и расходом 50,4 кг/с, подводится в нижнюю часть корпуса подогревателя через паровой штуцер, который соединен с охладителем пара и помещается в отдельном кожухе, предназначенном для защиты его от переохлаждения.

Питательная вода с параметрами: давление и температура питательной воды на входе в зону ОК 28,8 МПа, 199,78 °С соответственно, расход питательной воды 461,66 кг/с, недогрев 4 °С, скорость воды в змеевиках 1,5 м/с, подводится в нижний раздающий коллектор и разветвляется по трем вертикальным коллекторам. Через зону ОК проходит часть потока воды, которая смешивается с основным потоком после диафрагмы. Через зону собственно

очередь увеличивается с 84 до 104 шт. при этом длина спирали остается неизменной 18 м. В этих расчетах был принят диаметр трубы змеевиков равный 32/22 мм, скорость воды 1,5 м/с при неизменных параметрах потока пара и воды.

В зоне СП влияние шага незначительно. Поскольку скорость пара в межтрубном пространстве практически равна нулю, поэтому изменение коэффициентов теплоотдачи со стороны пара и теплопередачи малы. И, как следствие, площадь поверхности теплообмена увеличилась на 0,4 % (рис. 2, 3). Количество змеевиков и длина спирали остались неизменными 462 шт. и 30 м, соответственно.

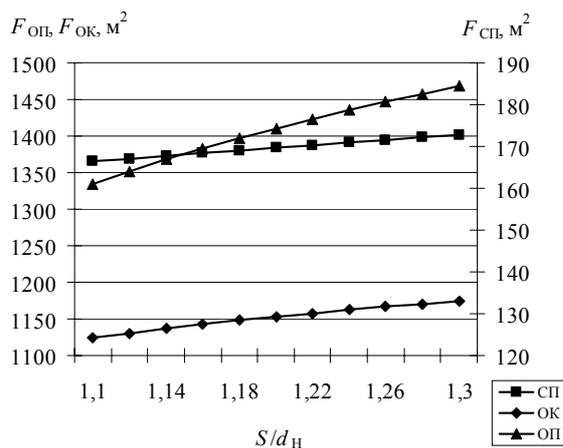


Рис. 2. Изменение площади поверхности теплообмена от относительного шага

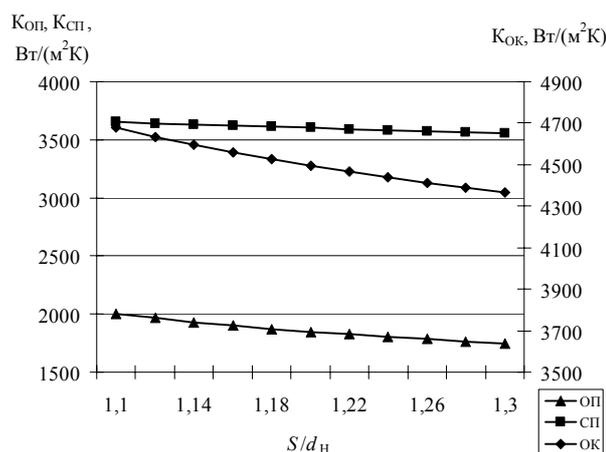


Рис. 3. Изменение коэффициента теплопередачи от относительного шага

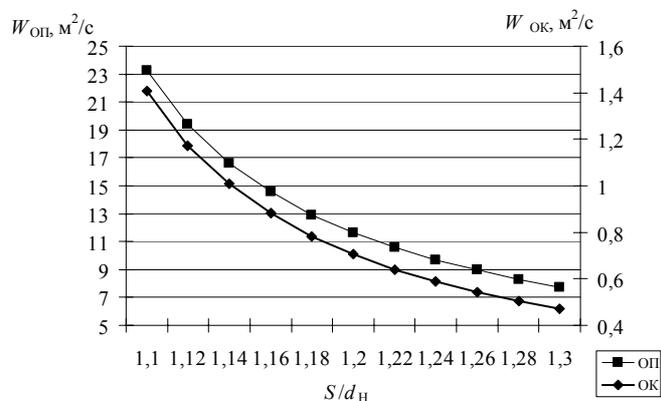


Рис. 4. Изменение скорости пара и конденсата от относительного шага

В зоне ОК скорость конденсата снижается от 1,4 до 0,5 м/с (рис. 4) из-за увеличения площади проходного сечения для конденсата, это приводит к уменьшению коэффициента теплопередачи (рис. 3) и увеличению площади теплообмена на  $9 м^2$  (7 %) (рис. 2). Количество змеевиков и длина спирали остались неизменными 534 шт. и 2 м, соответственно.

Из проведенного анализа следует, что изменение относительного шага оказывает большее влияние на зону ОП и ОК, чем на зону СП. Минимальные размеры теплообменника и его составляющих были получены при относительном шаге 1,1.

Во второй серии расчетов был выполнен анализ влияния изменения диаметра трубы змеевиков от 20 мм до 32 мм при скорости воды 1,5 м/с, относительном шаге  $S/d_n = 1,1$ , толщине стенки трубы змеевика  $\delta = 5$  мм. По результатам расчёта получено незначительное увеличение площади теплообмена зоны ОП. В тоже время влияние диаметра на зону СП оказалось значительным – поверхность теплообмена возросла от  $1121,3 м^2$  до  $1379 м^2$  (23 %). Это явилось следствием уменьшения коэффициента теплопередачи (рис. 5) из-за снижения коэффициента теплоотдачи со стороны воды.

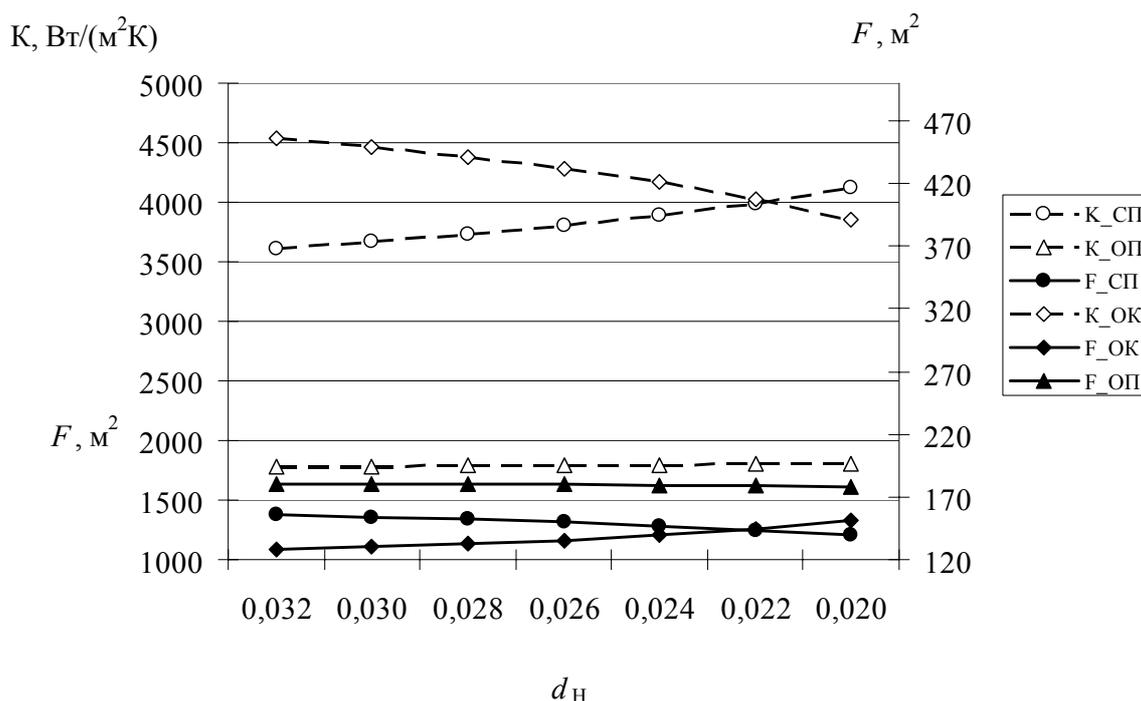


Рис. 5. Изменение площади поверхности теплообмена и коэффициента теплопередачи от диаметра по зонам теплообмена

С увеличением диаметра труб в зоне ОК поверхность теплообмена увеличилась на  $17 \text{ м}^2$ . Вследствие снижения коэффициентов теплоотдачи со стороны конденсата и воды снизился коэффициент теплопередачи.

Из приведенного анализа следует, что изменение диаметра трубы змеевика оказывает большее влияние на зоны СП и ОК, чем на зону ОП. Наименьшие размеры теплообменника были получены для наружного диаметра 20 мм.

Таким образом, в результате проведенных расчётов было оценено влияние относительного шага и диаметра труб змеевиков на интенсивность теплообмена по зонам подогрева и определены необходимые геометрические параметры элементов теплообменного аппарата и поверхность теплообмена в целом.

**Список литературы:** 1. Назмеев Ю.Г. Теплообменные аппараты ТЭС / Ю.Г. Назмеев, В.М. Лавыгин. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 286 с. 2. Теплообменное оборудование паротурбинных установок. Отраслевой каталог. Ч.2. – М.: Отраслевой НИО анализа и обобщения экономической и научно-технической информации, 1989. – 173 с. 3. Марушкин В.М. Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС / В.М. Марушкин, С.С. Иващенко, В.Ф. Вакуленко. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 136 с.

© Михайлова И.А., Бабенко А.С., 2011  
Поступила в редколлегию 15.02.11

УДК 621.165

**В.П. СУХИНИН**, д-р техн. наук; проф. УИПА, г. Харьков  
**Т.Н. ФУРЦОВА**, ассистентка УИПА, г. Харьков

## СНИЖЕНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В МНОГООПОРНЫХ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН

Для підвищення рівномірності розподілу реактивних зусиль по зубцях хвостового з'єднання запропоновані спеціальні форми опорних поверхонь, що забезпечують компенсацію технологічних зазорів за рахунок деформацій зминання. Удосконалена конструкція багатоопорного хвостового з'єднання за рахунок раціональної загальної і локальної геометрії профілю.

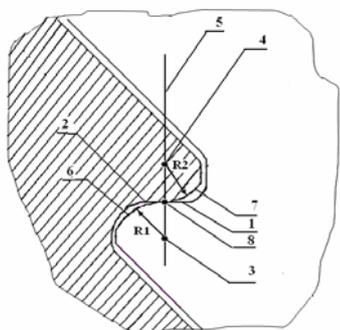
For the increase of equitability reactive efforts on the indents of tail connection the nospread functions of underlayments, providing indemnification of technological gaps due to deformations of crumpling, are offered. The construction of multisupporting tail connection is improved by rationalization of general and local geometry of type.

Надежность лопаточного аппарата в значительной мере определяет безаварийную эксплуатацию паровых турбин. Рабочие лопатки крепятся на диске ротора с помощью хвостовых соединений, работающих в условиях сложнапряженного состояния, определяемого общей и местной неравномерностями распределения напряжений.

По мере увеличения мощностей паровых турбин и нагрузок на хвостовые соединения задача обеспечения их несущей способности решалась за счет увеличения пар опорных поверхностей, что приводит к главной особенности напряженно-деформированного состояния (НДС) хвостовых соединений – неравномерности распределения реактивных усилий по опорным поверхностям, обусловленной технологическими зазорами до 0,03 мм, что может привести к недопустимой перегрузке элементов конструкции при отсутствии контакта на отдельных парах зубцов [1].

Выполненные ранее исследования [2–4], по существу, касались только НДС хвостовых соединений при регламентированных технологических зазорах и не содержали технически выполнимых решений по их компенсации и повышению равномерности распределения напряжений.

Для снижения общей неравномерности распределения напряжений, определяемой распределением реактивных усилий по зубцам хвостового соединения, в [5] авторами данной статьи предлагаются формы опорных поверхностей, которые обеспечивают компенсацию технологических зазоров. В многоопорном хвостовом соединении центр радиуса закругления зубца паза хвостовика и центр радиуса закругления зубца обода диска, определяющие площадку контакта, располагаются на одной нормали к опорным поверхностям (рис. 1). При этом образуются дуги закруглений зубцов и



1, 2 – опорные поверхности зубцов паза хвостовика и грибка обода диска;  
 3, 4 – центры радиусов закруглений зубцов;  
 5 – нормаль; 6, 7 – дуги закруглений зубцов;  
 8 – линия контакта

Рис. 1. Узел контакта хвостового соединения

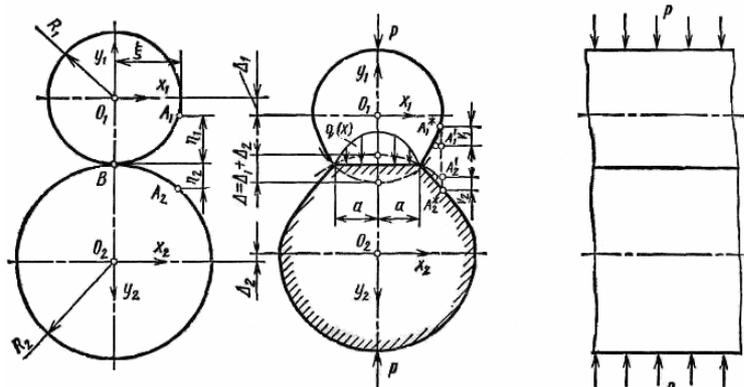


Рис. 2. Задача Герца для расчета контактирующих цилиндров

площадка контакта сводится к линии в окружном направлении турбины. Во время работы турбины в связи с действием центробежных сил на линии контакта опорных поверхностей хвостового соединения возникают деформации смятия.

Формы опорных поверхностей зубцов позволяют рассматривать их

взаимодействие как задачу теории упругости при контакте двух цилиндров (рис. 2) [6].

На расстоянии  $\xi$  от плоскости, проходящей через оси цилиндров, возьмем две точки:  $A_1$  и  $A_2$  (рис. 2). Если первоначальный контакт цилиндров (без нагрузки) происходит по линии, параллельной их осям и проходящей через точку  $B$ , то расстояние между этими точками вдоль оси  $y$

$$\eta_1 + \eta_2 \approx \frac{\xi^2}{2R_1} + \frac{\xi^2}{2R_2} = \frac{\xi^2}{R}, \quad (1)$$

где  $R_1$  и  $R_2$  – радиусы первого и второго цилиндров;  $R$  – «средний» радиус кривизны,

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right). \quad (2)$$

Под действием нагрузки  $p$  произойдет деформация цилиндров в зоне контакта, и оси цилиндров сблизятся на величины  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$ . Их общее кинематическое перемещение (сближение точек  $O_1$  и  $O_2$ )  $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ . Точки  $A_1$  и  $A_2$  займут при этом новое положение  $A'_1$  и  $A'_2$ .

Давление в зоне контакта деформирует близлежащие не контактирующие поверхности цилиндров, и точки  $A'_1$  и  $A'_2$ , получив перемещения, равные  $v_1$  и  $v_2$ , займут положение  $A_1^*$  и  $A_2^*$ .

Если в зоне контакта полуширина полоски контакта  $a \geq \xi$ , то точки  $A_1^*$  и  $A_2^*$  совместятся, тогда

$$\Delta_1 - v_1 + \Delta_2 - v_2 = \Delta - v_1 - v_2 = \eta_1 + \eta_2 = \frac{\xi^2}{R}. \quad (3)$$

Примем предпосылку, что между сжимаемыми цилиндрами трение отсутствует (в силу симметрии тел). Тогда в точках контакта будет действовать лишь нормальное давление  $q(x)$ , и условие равновесия примет вид

$$\int_{-a}^a q(x) dx = p. \quad (4)$$

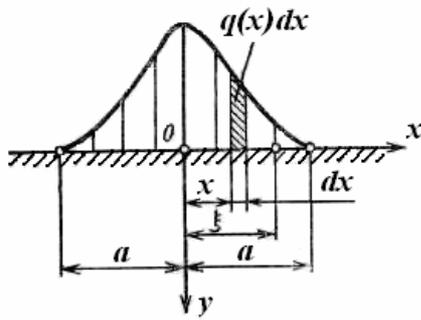


Рис. 3. К расчету перемещений точек полуплоскости

Для решения задачи выразим смещения в уравнении (3) через контактные давления.

Если ширина полосы контакта  $a$  мала по сравнению с радиусами цилиндров, то каждый из них можно приближенно рассматривать как упругую полуплоскость под действием давления  $q(x)$ .

Смещение точки  $A$  с координатой  $\xi = x$  (рис. 2) можно вычислить, используя известное решение задачи Фламана-Буссинеска о действии силы на полуплоскость (рис. 3)

$$v_1 = -\frac{2(1-\nu_i^2)}{\pi E_i} \left\{ \int_{-a}^a q(x) \ln|\xi - x| dx + \left( \frac{1}{2(1-\nu_i)} - \ln R_i \right) p \right\}, \quad (5)$$

где  $E_i$  и  $\nu_i$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала  $i$ -го цилиндра.

Подставив соотношение (5) в условие (3) и учитывая равенство (4), получим

$$(\theta_1^* + \theta_2^*) \int_{-a}^a q(x) \ln|\xi - x| dx = \frac{\xi^2}{R} + C, \quad (6)$$

где

$$C = (\theta_1^* + \theta_2^*) \left[ \ln(R_1 R_2) - \frac{1}{2} \left( \frac{1}{1-\nu_1} + \frac{1}{1-\nu_2} \right) \right] p - \Delta; \quad (7)$$

$$\theta_1^* = \frac{2}{\pi E} (1-\nu_1^2); \quad \theta_2^* = \frac{2}{\pi E} (1-\nu_2^2).$$

После преобразований получим:

$$q_{\max} = 0,798 \sqrt{\frac{p \frac{R_1 + R_2}{2R_1 R_2}}{\theta_1 + \theta_2}}; \quad (8)$$

$$a = 0,798 \sqrt{p \frac{2R_1 R_2}{R_1 + R_2} (\theta_1 + \theta_2)},$$

где

$$\theta_1 = \frac{\pi}{2} \theta_1^* = \frac{1-\nu_1^2}{E_1}; \quad \theta_2 = \frac{\pi}{2} \theta_2^* = \frac{1-\nu_2^2}{E_2}.$$

Если цилиндры изготовлены из материалов, у которых  $E_1 = E_2$  и  $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ ,

$$\left. \begin{aligned} q_{\max} &= 0,42 \sqrt{pE \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}}; \\ a &= 1,52 \sqrt{\frac{p}{E} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Общее кинематическое смещение (сближение осей цилиндров)

$$\Delta = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} p \left( \ln \frac{4R_1 R_2}{a^2} + 0,815 \right). \quad (10)$$

Перемещения определяются относительно достаточно удаленной от места контакта точки, в данном случае центров кривизны  $O_1$  и  $O_2$  (рис. 2). Перемещения центров кривизны определяются только общими деформациями цилиндров и не связаны с общей деформацией хвостовика (в силу их малости).

С помощью программного комплекса ANSYS на базе метода конечных элементов (МКЭ) рассмотрим один из наиболее неблагоприятных вариантов работы хвостового соединения, когда в контакте находится только верхняя пара зубцов. С учетом предложенной формы опорных поверхностей сближение верхней пары зубцов хвостового соединения составляет  $\Delta = 0,132$  мм, при этом площадка контакта  $a = 0,411$  мм. Такая величина сближения обеспечивает контакт средней и нижней пар опорных поверхностей, где после вхождения в контакт образуются, соответственно, площадки контакта 0,18 и 0,13 мм. Окончательная картина НДС показана на рис. 4.

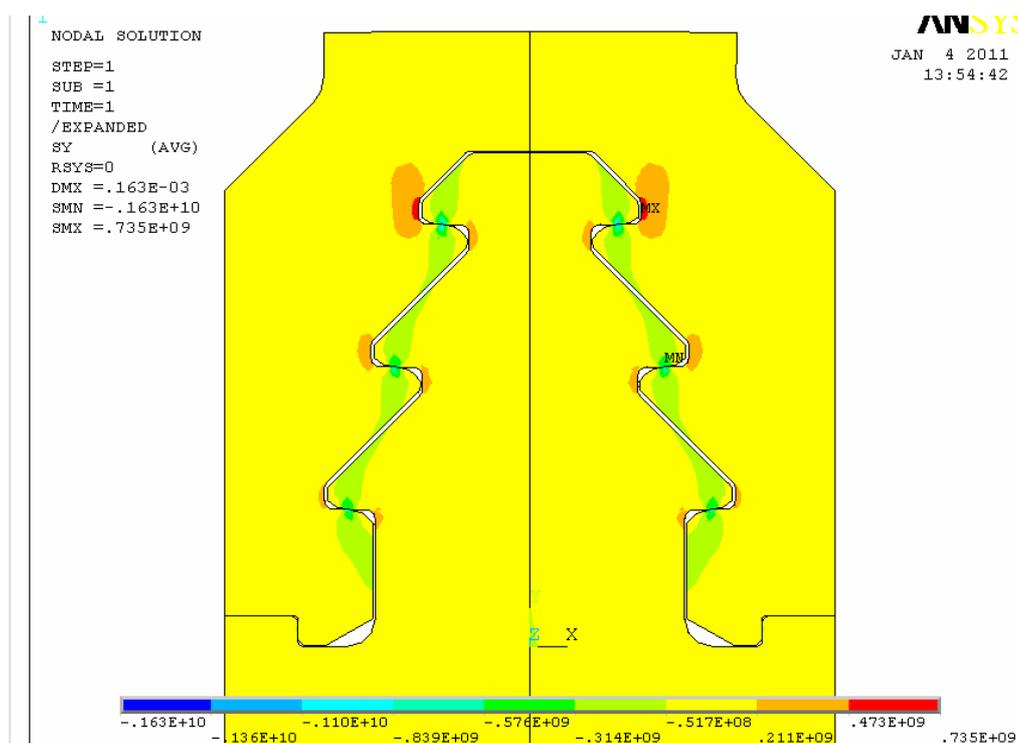


Рис. 4. Распределение напряжений в модели с контактом верхней пары опор

Как показали проведенные исследования, в других вариантах первоначального контакта, определяемого технологическими зазорами, в результате деформаций происходит их компенсация и обеспечивается контакт всех зубцов. Распределение средних и максимальных напряжений для всех вариантов контакта хвостового соединения получается, фактически, одинаковое.

В силу сложной конфигурации и НДС, выбор рациональных геометрических размеров трехопорного грибовидного хвостового соединения, снижение концентрации

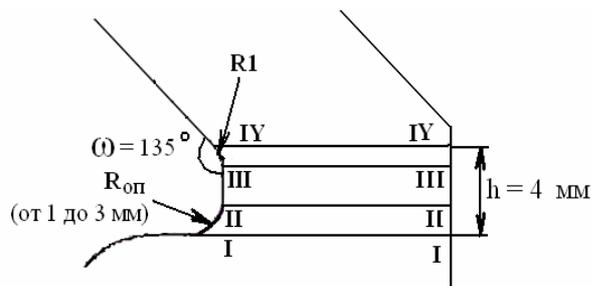


Рис. 5. Варианты конструкций с измененными радиусами у опорной поверхности

что максимальный уровень напряжений имеет место в сечении II-II (рис. 5), проходящем через точку сопряжения радиуса закругления с вертикальным участком контура паза.

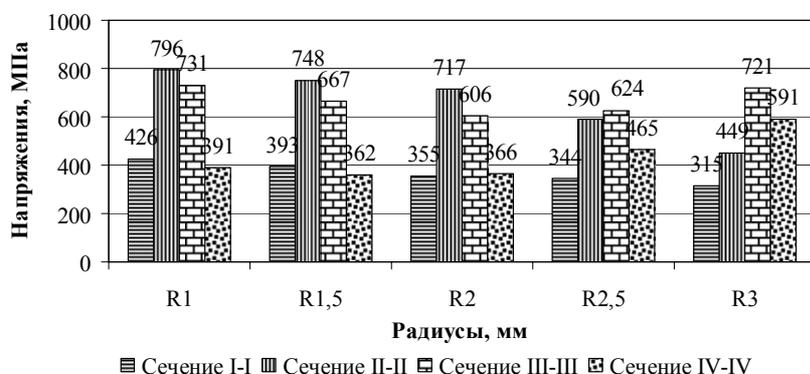


Рис. 6. Максимальные напряжения в расчетных сечениях хвостовика в зависимости от радиусов (для зоны верхнего зубца)

закругления остаются неизменными, около 120 МПа. Поэтому следует считать рациональным радиус закругления  $R_{оп} = 2$  мм, обеспечивающий наилучшее распределение напряжений в трехопорном грибовидном хвостовике (рис. 6).

Существенное снижение максимальных напряжений в зоне верхней, наиболее напряженной пары зубцов достигается при выполнении верхнего паза прямоугольным ( $\omega = 180^\circ$ ) при сохранении наклона внешнего обвода профиля и увеличении радиусов заруглений до 4,5 мм, при обеспечении контакта по линии в окружном направлении турбины [7].

С учетом рассмотренных способов снижения общей и местной неравномерности распределения напряжений на базе традиционного трехопорного грибовидного хвостового соединения предложена усовершенствованная конструкция профиля, распределение напряжений для которой представлено на рис. 8.

В таблице представлено изменение максимальных и средних напряжений в стандартном и усовершенствованном профилях (для аналогичных сечений), что показывает преимущества последнего, в силу существенного снижения максимальных напряжений.

напряжений и повышение его несущей способности, требует специальных исследований.

Влияние радиусов закруглений угловых переходов от опорной поверхности к вертикальному участку паза хвостовика на характер распределения местных напряжений было проведено с помощью ANSYS при изменении величин радиусов  $R_{оп}$  от 1 до 3 мм. Результаты исследования показали,

При этом увеличение радиуса от 1 до 2 мм приводит к снижению местных напряжений во всех расчетных сечениях, показанных на рис. 5. При дальнейшем увеличении радиуса до 3 мм и более напряжения в сечениях III-III и IV-IV повышаются. Средние напряжения при увеличении радиуса

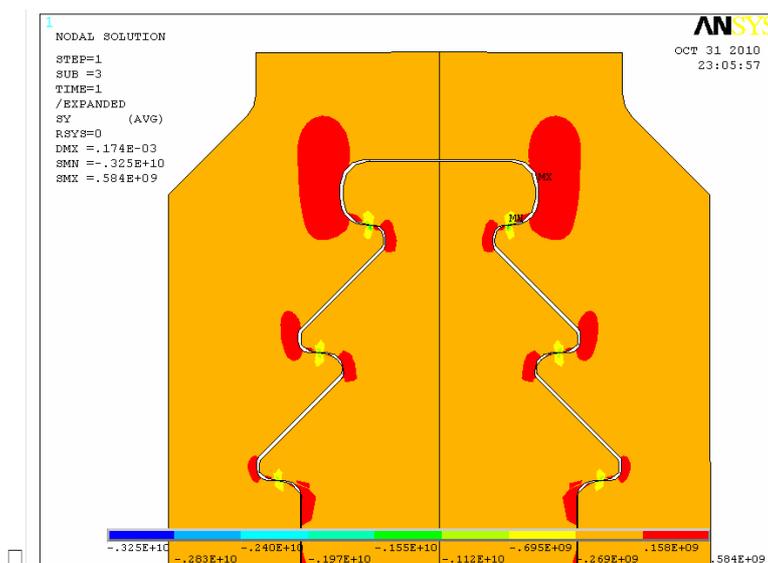


Рис. 7. НДС усовершенствованного профиля

Таблица

Сравнение напряжений в стандартном и усовершенствованном профиле

Пазы хвостовика	Расчетные сечения	Стандартный профиль		Усовершенствованный профиль	
		Максимальные напряжения, МПа	Средние напряжения, МПа	Максимальные напряжения, МПа	Средние напряжения, МПа
Верхний	I-I	393	120	236	95
	II-II	748		327	125
	III-III	667		569	125
	IV-IV	576		460	100
Средний	I-I	263	120	249	100
	II-II	534		526	120
	III-III	432		429	120
	IV-IV	289		254	100
Нижний	I-I	210	120	174	90
	II-II	446		395	130
	III-III	304		288	120
	IV-IV	211		189	100

Анализ неравномерности распределения местных напряжений проведен с использованием эффективных коэффициентов концентрации напряжений, рассчитанных по формуле Нейбера, которая учитывает влияние различных факторов на НДС конструкции

$$K_A = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{A}{R}}}$$

где  $A = 0,092$  мм – постоянная материала по Нейберу;  $K_t$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений;  $R$  – радиус закругления у основания выреза;  $\omega$  – входящий угол выреза в виде  $V$ -образного паза, выражающийся в радианах (рис. 7).

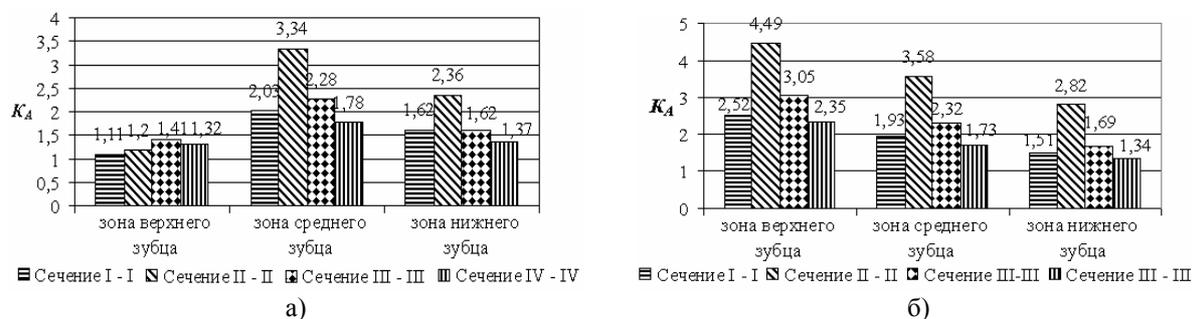


Рис. 8. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для усовершенствованного (а) и традиционного (б) хвостовиков

Как видно из графиков (рис. 8), в усовершенствованном профиле заметно снижена концентрация напряжений в зоне верхнего зубца. Для среднего и нижнего зубцов напряжения изменяются более слабо. Уровень напряжений смятия в усовершенствованном профиле обеспечивает гарантированный контакт зубцов хвостового соединения за счет деформаций опорных поверхностей.

Таким образом, в данной работе предложены меры по повышению надежности и долговечности работы хвостовых соединений за счет снижения неравномерности общего и местного НДС во взаимосвязи с характером контактных напряжений путем совершенствования геометрии профиля. Предлагаемые конструкционные решения могут быть использованы и для других типов хвостовиков.

**Список литературы:** 1. РД 24. 260.09-87 Методические указания. Выбор конструкции и размеров хвостовых соединений лопаток паровых и газовых турбин и осевых компрессоров при проектировании. – Введ. 28.12.1987. – Л.: НПО ЦКТИ, 1987. – 40 с. 2. Подгорный А.Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А.Н. Подгорный, П.П. Гонтаровский, Б.Н. Киркач. – Киев: Наукова думка, 1989. – 230 с. 3. Мустафин Ч.Г. К расчету елочных хвостовых соединений рабочих лопаток турбин // Вестник машиностроения. – 1962. – № 7. – С. 13-17. 4. Лейкин А.С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. – М.: Машиностроение, 1968. – 371 с. 5. Пат. 47583 Украина, МПК F01D 5/28. Багатоопорне хвостове з'єднання робочої лопатки турбіни з гарантованим контактом по всіх опорах / Є.В. Левченко, В.П. Сухінін, Т.Н. Фурсова. – № u200909349; заявл. 11.09.2009; опубл. 10.02.2010, Бюл. № 3. 6. Тимошенко С.П. Теория упругости / С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – М.: Наука, 1975. – 575 с. 7. Патент 52845 Украина, МПК F01D 5/28. Хвостове з'єднання робочої лопатки турбіни / В.П. Сухінін, Т.Н. Фурсова, О.Ю. Бояршинов. – № u201003241; заявл. 22.03.2010; опубл. 10.09.2010, Бюл. №17.

© Сухинин В.П., Фурсова Т.Н., 2011  
Поступила в редколлегию 11.02.11

УДК 621.165

**В.С. ГАПОНОВ**, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**Ю.А. ОСТАПЧУК**, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», г. Харьков

### УПРУГАЯ СИСТЕМА КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ ОПОР ПОДШИПНИКОВ

Розглядається пружна система квазінульової жорсткості опор швидкісних роторів. Приведені розрахунки елементів системи на міцність.

Resilient quasi-zero stiffness system of the speed rotors supports is considered. The calculations of the elements on durability are resulted.

Упругая система [1] состоит из силовой (несущей) части, корректора и регулятора жесткости. Корректор жесткости представляет собой упругую систему, находящуюся на границе устойчивости. Суммарная жесткость несущей части подвески и корректора может быть сколь угодно малой. Регулятор жесткости управляет положением корректора в зависимости от величины постоянной и низкочастотной составляющих внешней нагрузки для обеспечения квазиулевои жесткости упругой системы. Опора относится к классу пассивных виброзащитных систем. Регулирование жесткости позволяет следить за изменениями спектра частот возбуждения.

Упругая система квазиулевои жесткости (рис. 1) содержит корректор жесткости, выполненный в виде пластин (стержней), шарнирно закрепленных по концам.

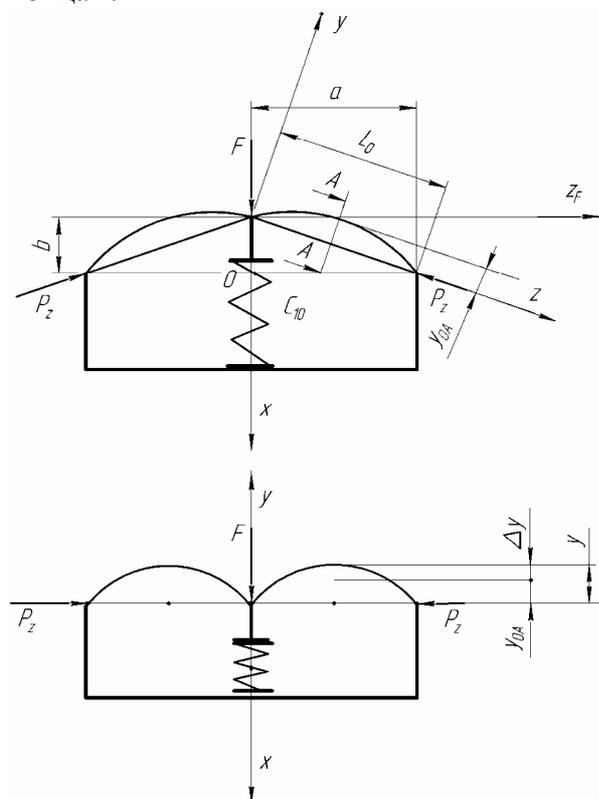


Рис. 1. Схема системы квазиулевои жёсткости

Силовая характеристика упругой системы квазиулевои жесткости может быть найдена как сумма проекций на ось  $X$  сил, действующих со стороны несущего упругого элемента жесткости  $C_{10}$  и корректора жесткости.

Корректор (рис. 2) представим в виде стержня с начальным прогибом  $y_{0A}$  и находящимся под действием продольной силы  $P_Z$ .

Так как сжимающая сила приложена с эксцентриситетом, то с самого начала нагружения возникает изгибающий момент  $M_0 = -P_Z y_0$  (рис. 2) и уравнение изгиба для деформированного состояния имеет вид

$$EI \frac{d^2(y - y_0)}{dZ^2} = P_Z y, \quad (1)$$

где  $I = b_c d^3 / 12$  – момент инерции сечения стержня (рис. 1).

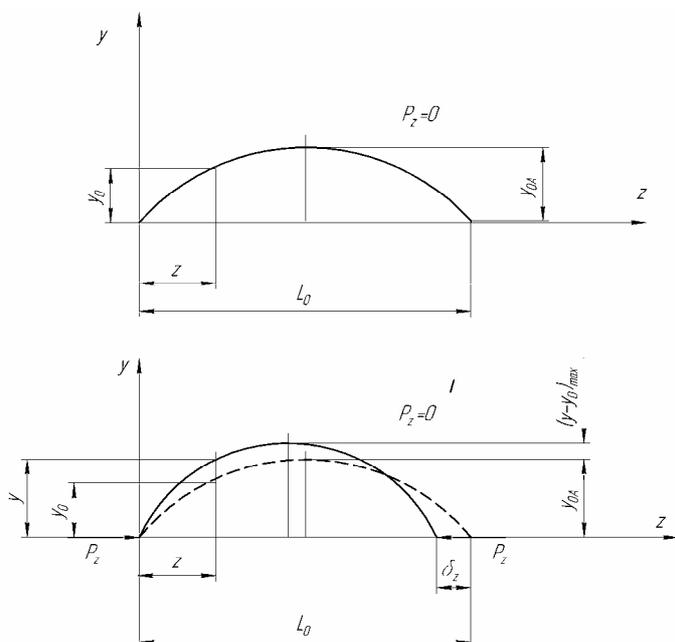


Рис. 2. Расчетная схема корректора жесткости

Положив

$$y_0 = y_{0,A} \cdot \sin \frac{\pi Z}{L_0} \quad (2)$$

получим из (1)

$$\frac{d^2 y}{dZ^2} + k^2 y = -y_{0,A} \left( \frac{\pi}{L_0} \right)^2 \cdot \sin \frac{\pi Z}{L_0}, \quad (3)$$

где  $k^2 = P_z / EI$ .

Найдем общее решение уравнения (3). Его можно представить как сумму двух решений

$$y = y^* + y^{**},$$

где  $y^*$  – общее решение однородного уравнения

$$\frac{d^2 y}{dZ^2} + k^2 y = 0;$$

$y^{**}$  – частное решение уравнения (3)

$$\left. \begin{aligned} y^* &= C_1 \cos kZ + C_2 \sin kZ; \\ y^{**} &= A \cos \frac{\pi}{L_0} Z + B \sin \frac{\pi}{L_0} Z; \\ \frac{dy^{**}}{dZ} &= -A \frac{\pi}{L_0} \sin \frac{\pi}{L_0} Z + B \frac{\pi}{L_0} \cos \frac{\pi}{L_0} Z; \\ \frac{d^2 y^{**}}{dZ^2} &= -A \left( \frac{\pi}{L_0} \right)^2 \cos \frac{\pi}{L_0} Z - B \left( \frac{\pi}{L_0} \right)^2 \sin \frac{\pi}{L_0} Z. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Подставляя (4) в (3), получим

$$-A \left( \frac{\pi}{L_0} \right)^2 \cos \frac{\pi}{L_0} Z - B \left( \frac{\pi}{L_0} \right)^2 \sin \frac{\pi}{L_0} Z + k^2 \left( A \cos \frac{\pi}{L_0} Z + B \sin \frac{\pi}{L_0} Z \right) = -y_{0,A} \left( \frac{\pi}{L_0} \right)^2 \sin \frac{\pi}{L_0} Z,$$

после тождественных преобразований

$$\left[ k^2 - \left( \frac{\pi}{L_0} \right)^2 \right] A \cos \frac{\pi}{L_0} Z + \left[ k^2 - \left( \frac{\pi}{L_0} \right)^2 \right] B \sin \frac{\pi}{L_0} Z = -y_{0,A} \left( \frac{\pi}{L_0} \right)^2 \sin \frac{\pi}{L_0} Z.$$

Это равенство обращается в тождество, если  $A = 0$ ,

$$B = -y_{0,A} \frac{\left( \frac{\pi}{L_0} \right)^2}{k^2 - \left( \frac{\pi}{L_0} \right)^2}. \quad (5)$$

Таким образом, общее решение (3) имеет вид

$$y = C_1 \cos kZ + C_2 \sin kZ + B \sin \frac{\pi}{L_0} Z .$$

Произвольные постоянные  $C_1$  и  $C_2$  определим из начальных условий

$$y(0) = 0; \quad y(L_0) = 0 .$$

$$Z = 0 \Rightarrow C_1 = 0; \quad Z = L_0 \Rightarrow C_2 = 0 .$$

В итоге имеем

$$y = -y_{0A} \frac{\left(\frac{\pi}{L_0}\right)^2}{k^2 - \left(\frac{\pi}{L_0}\right)^2} \sin \frac{\pi}{L_0} Z = -\frac{y_{0A}}{1 - \left(\frac{kL_0}{\pi}\right)^2} \sin \frac{\pi}{L_0} Z . \quad (6)$$

Наименьшее значение продольной силы  $P_Z$ , при которой становится возможным продольный изгиб  $P_{кр} = EI\pi^2/L_0^2$  тогда (6) можно записать с учетом  $k^2 = P_Z/(EI)$

$$y = \frac{y_{0A}}{1 - \frac{P_Z L_0^2}{EI \cdot \pi^2}} \sin \frac{\pi}{L_0} Z = \frac{y_{0A}}{1 - \frac{P_Z}{P_{кр}}} \sin \frac{\pi}{L_0} Z . \quad (7)$$

Максимальный прогиб при  $Z = 0,5L_0$

$$y_{\max} = \frac{y_{0A}}{1 - \frac{P_Z}{P_{кр}}} . \quad (8)$$

Максимальный упругий прогиб при  $Z = 0,5L_0$ , здесь  $y_0 = y_{0A}$

$$(y - y_0)_{\max} = \frac{y_{0A}}{1 - \frac{P_Z}{P_{кр}}} - y_{0A} = y_{0A} \left( \frac{\frac{P_Z}{P_{кр}}}{1 - \frac{P_Z}{P_{кр}}} \right) . \quad (9)$$

Обозначив

$$\varepsilon = \frac{P_Z}{P_{кр}} \quad \text{или} \quad \varepsilon = \frac{\sigma}{\sigma_{кр}} , \quad (10)$$

уравнения (8) и (9) можно записать в виде

$$y_{\max} = \frac{y_{0A}}{1 - \varepsilon} ; \quad (11)$$

$$(y - y_0)_{\max} = y_{0A} \left( \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \right) . \quad (12)$$

Максимальное напряжение в изогнутом стержне при начальном (неупругом) прогибе  $y_{0A}$

$$\sigma_{\max} = \sigma + \sigma_{\text{изг}} = \frac{P_Z}{S} + \frac{P_Z \cdot y_{\max}}{W},$$

где  $S = b_c d$ ;  $W = b_c d^2 / 6$ .

$$\sigma_{\max} = \frac{P_Z}{S} \left( 1 + \frac{S \cdot y_{\max}}{W} \right) = \sigma \left( 1 + \frac{S}{W} \frac{y_{0A}}{1 - \varepsilon} \right) = \sigma \left( 1 + \frac{S}{W} \frac{y_{0A}}{1 - \frac{\sigma}{\sigma_{\text{кр}}}} \right). \quad (13)$$

При  $(\sigma_{\max} \rightarrow \sigma_T) \Rightarrow (\sigma \rightarrow \sigma_{\text{lim}})$ . Обозначив

$$\varphi = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_T} \leq 1, \quad (14)$$

уравнение (13) запишем

$$\sigma_T = 1 + \frac{S}{W} \frac{y_{0A}}{1 - \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{кр}}}};$$

$$\frac{1}{\varphi} = 1 + \frac{6y_{0A}}{d \left( 1 - \varphi \sigma_T \frac{12L_0^2}{E\pi^2 d^2} \right)} = 1 + \frac{6y_{0A}}{d \left( 1 - \varphi \sigma_T \frac{\lambda^2}{E\pi^2} \right)}, \quad (15)$$

где

$$\lambda^2 = 12 \left( \frac{L_0}{d} \right)^2. \quad (16)$$

С учетом необходимого коэффициента запаса прочности  $n$  (для стали обычно  $n = 1,6$ ) допускаемые максимальные напряжения при сжатии

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n}, \quad (17)$$

уравнение (15) с учетом (17) запишется

$$\frac{1}{\varphi} = 1 + \frac{6y_{0A}}{d \left( 1 - [\sigma] \frac{\lambda^2}{E\pi^2} \varphi \right)};$$

$$\frac{1}{\varphi} = 1 + \frac{\rho}{1 - K_M \lambda^2 \varphi}, \quad (18)$$

где

$$K_M \stackrel{\text{def}}{=} \frac{[\sigma]}{E\pi^2}; \quad \rho = 6 \frac{y_{0A}}{d}. \quad (19)$$

Преобразуем уравнение (18) к виду

$$1 = \varphi + \frac{\rho}{1 - K_M \lambda^2 \varphi} \varphi; \quad 1 - K_M \lambda^2 \varphi = \varphi - K_M \lambda^2 \varphi^2 + \rho \varphi;$$

$$K_M \lambda^2 (\varphi - 1) \varphi = (1 + \rho) \varphi - 1; \quad K_M \lambda^2 = \frac{(1 + \rho) \varphi - 1}{(\varphi - 1) \varphi};$$

$$K_M \lambda^2 = \frac{1 - (1 + \rho) \varphi}{(1 - \varphi) \varphi}. \quad (20)$$

Проектный расчет корректора (стержня, пластины) на прочность.

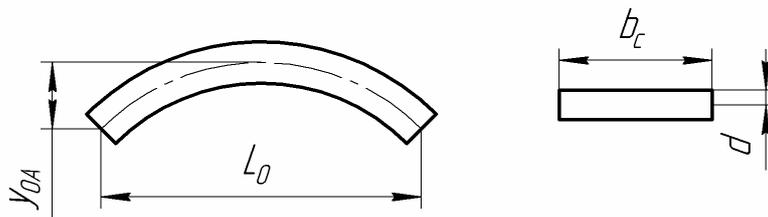


Рис. 3. Расчетная схема пластины корректора

Назначаются: марка стали. Следовательно

$$K_M = \frac{\sigma_T}{nE\pi^2}; \quad \varphi = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_T}.$$

Для заданных  $K_M$  и  $\varphi$  решается функциональная зависимость

$$\frac{L_0}{d} = f\left(\frac{y_{0A}}{d}\right).$$

Расчетная модель: брус с начальной кривизной; поперечное сечение мало в сравнении с радиусом кривизны.

Перемещение точки приложения силы  $P_Z$  в направлении этой силы

$$\delta_Z = \frac{du}{dP_Z},$$

где  $u$  – потенциальная деформация при изгибе, равная  $u = \int_0^S \frac{M_{\text{изг}}^2}{2EI} dS$ ;  $S$  – длина кривой бруса.

Изгибающий момент в каком-либо поперечном сечении

$$M_{\text{изг}} = -P_Z y = -P_Z \frac{y_{0A}}{1 - \frac{P_Z}{P_{\text{кр}}}} \sin \frac{\pi}{L_0} Z.$$

Проинтегрировав уравнение (9), получим

$$u = 0,25 \frac{L_0}{EI} \left( \frac{y_{0A}}{1 - \frac{P_Z}{P_{\text{кр}}}} P_Z \right)^2.$$

Продольная деформация корректора жесткости

$$\delta_z = 0,5 \frac{L_0 y_{0A}^2}{EI} \cdot \frac{P_z}{\left(1 - \frac{P_z}{P_{кр}}\right)^3} = \frac{L_0 y_{0A}^2}{2EI} P_{кр} \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon)^3} = \frac{y_{0A}^2}{2} \frac{\pi^2}{L_0} \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon)^3},$$

где  $\varepsilon = P_z/P_{кр}$ ;  $P_{кр} = EI\pi^2/L_0^2$ .

На основании численного исследования  $\frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon)^3} = 12\varepsilon^2$ , тогда

$$\delta_z = \frac{y_{0A}^2 \pi^2}{2L_0} \cdot 12\varepsilon^2 = 6\pi^2 \frac{y_{0A}^2}{L_0} \left(\frac{P_z}{P_{кр}}\right)^2 = 6\pi^2 \frac{y_{0A}^2}{L_0} P_z^2 \frac{L_0^2}{EI\pi^2} = 6 \frac{y_{0A}^2 L_0}{EI} P_z^2.$$

Определим продольную податливость корректора жесткости

$$C_z^{-1} = \frac{d\delta_z}{dP_z} = 12 \frac{y_{0A}^2 L_0}{EI} P_z.$$

Продольная жесткость корректора от деформации изгиба (деформация сжатия не учитывается)

$$C_z = \frac{EI}{12 y_{0A}^2 L_0 P_z}.$$

Жесткость в безразмерной системе координат

$$\frac{dF}{d\bar{x}} = C_{10} b - 2 \frac{P_z}{\bar{h}^2} \left[ \frac{\sin^{-2} \alpha_0 - 1}{\bar{h}} + \frac{\sin \alpha_0 (1 - \bar{x})^2}{2(1 - \bar{h} \sin \alpha_0)} \right],$$

где  $\bar{h} = \sqrt{\bar{x}^2 - 2\bar{x} + \sin^{-2} \alpha_0}$ ;  $\sin \alpha_0 = b/L_0$ ;  $\bar{x} = x/b$ .

Необходимое и достаточное условие квазиулевого жесткости в окрестности точки  $\bar{x} = 1$  (рис. 1).

$$C_{10} b = \frac{2\pi}{\sqrt{6}} \cdot \frac{EI}{L_0 y_A} \cdot \sqrt{\frac{1}{\sin^{-2} \alpha_0 - 1} - \sin \alpha_0}.$$

**Список литературы:** 1. Гапонов В.С., Калинін П.М. Пасивна віброзахисна система з керованою квазиулевою жорсткістю. Патент на винахід 62934 Україна. – 2004. Бюл. № 1.

© Гапонов В.С., Остапчук Ю.А., 2011  
Поступила в редколлегию 14.02.11

УДК 621.43.056

**В.Е. КОСТЮК**, канд. техн. наук; вед. науч. сотр. НАКУ «ХАИ», г. Харьков  
**Е.И. КИРИЛАШ**, аспирант НАКУ «ХАИ», г. Харьков

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД МЕТОДАМИ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ АЭРОГИДРОДИНАМИКИ И ОПТИМИЗАЦИИ**

Узагальнені результати досліджень з удосконалення гідравлічних характеристик камер згорання ГТД методами обчислювальної аерогідродинаміки за такими напрямками: вибір розрахункової області та призначення граничних умов при тривимірному моделюванні течії в дифузорах, їх аеродинамічна оптимізація, обґрунтування цільових показників точності розрахункових оцінок коефіцієнтів витрати отворів і застосування неконформних блочно-структурованих сіток з ієрархічними структурами.

Results of the gas turbine combustion chambers hydraulic characteristics improvement investigations by computational fluid dynamics methods are generalized. The investigations are performed on the next areas: the computational domain choice and the boundary conditions setting under three-dimensional simulation of the flow in the diffusers, their aerodynamical optimization, orifice discharge coefficients calculated evaluations target accuracy indices justification and the nonconformal block-structured grids with hierarchical structures application.

### **Введение**

Интенсивное развитие теплоэнергетики и транспорта ужесточает требования к газотурбинным двигателям (ГТД), в связи с чем возрастает сложность их проектирования. Среди различных подходов, применяемых к решению этой проблемы, важное место занимают вычислительная аэрогидродинамика (ВАГД) и методы оптимизации.

Камера сгорания (КС) – один из наиболее трудных в проектировании и доводке узлов ГТД. К важнейшим показателям качества его работы относятся гидравлическое сопротивление, влияющее на термодинамическую эффективность двигателя, и распределение расхода воздуха по отверстиям жаровой трубы (ЖТ), предопределяющее неравномерность температурного поля газа перед турбиной, от которой зависит ее ресурс [1]. Поэтому совершенствование гидравлических характеристик КС оптимальным профилированием (перфорацией) элементов ее проточной части – актуальная научная задача, имеющая большое практическое значение. Традиционно задачи профилирования диффузора, кольцевых каналов (КК) и перфорации отверстиями стенок ЖТ при приемлемом уровне гидравлических потерь предварительно решаются одномерным гидравлическим расчетом «холодной» КС и окончательно – ее экспериментальной доводкой [2], что увеличивает потребный объем испытаний данного узла. В настоящее время, благодаря развитию методов ВАГД, появилась возможность решения подобных задач трехмерным (3D) математическим моделированием. Последнее позволяет обеспечить большую точность прогнозирования гидравлических характеристик, чем одномерный гидравлический расчет, поскольку содержит меньше упрощающих допущений (прежде всего – в отношении размерности пространства). На практике точность численных оценок ограничивается располагаемыми вычислительными ресурсами, совершенством используемых сеток, физико-математических моделей и вычислительных алгоритмов [3]. Систематические исследования влияния этих факторов на точность численных оценок гидравлических

характеристик и эффективность алгоритмов аэродинамической оптимизации КС ГТД не выполнялись, а опубликованные данные разрознены.

Цель настоящей работы – обобщить результаты выполненного авторами цикла исследований по совершенствованию гидравлических характеристик КС ГТД методами ВАГД, а именно: по рациональному выбору расчетной области и адекватных граничных условий (ГУ) при 3D моделировании течения в диффузорах, их аэродинамической оптимизации, по обоснованию целевых показателей точности расчетных оценок коэффициентов расхода отверстий ЖТ и по использованию неконформных блочно-структурированных сеток с иерархическими структурами.

### **Расчетная область и ГУ для 3D моделирования течения в диффузоре и КК**

Поскольку условия течения в компрессоре влияют на его дальнейшее развитие в диффузоре [1], правильно было бы включить компрессор и КС в состав единой расчетной области. Однако такой расчет требует очень больших вычислительных затрат. Это вынуждает разработчиков ГТД ограничиваться поузловыми расчетами [4, 5].

В известных работах, посвященных аэродинамике отрывных диффузоров КС ГТД, вопросы влияния входной неравномерности потока на их гидравлическое сопротивление целенаправленно не исследовались. В работе [6] сообщается об экспериментально установленном факте определяющего влияния профиля скорости на входе в отрывной диффузор на потери полного давления в нем, но количественных данных не приведено. Различие между экспериментальными данными и результатами численных расчетов гидравлического сопротивления отрывных диффузоров КС ГТД, выполненных различными авторами, колеблется в широких пределах: от нескольких [4] до десятков процентов [5]. При этом распределение параметров потока на входе в КС, принимавшееся в расчетах и имевшее место в экспериментах, не сообщается.

В связи с этим авторами настоящей статьи было выполнено численное исследование влияния радиальной и окружной неравномерности распределения осредненной скорости и параметров турбулентности за компрессором на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора КС авиационного ГТД [7].

Стационарное несжимаемое течение моделировалось осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса, замыкаемыми моделью турбулентности Лаундера-Сполдинга. Расчетная область охватывала симметричную половину участка проточной части одnogорелочного сектора КС, включавшего преддиффузор и наружный КК (рис. 1, 2). Коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta$  определялся как  $\zeta = (p_1^* - p_2^*) / (0,5 \rho w_1^2)$ , где  $p_1^*$  и  $p_2^*$  – среднemasсовые значения полного давления в сечениях «1» и «2» соответственно;  $w_1$  – среднemasсовая скорость в сечении «1» (см. рис. 1).

Для оценки влияния радиальной неравномерности входного потока на гидравлическое сопротивление диффузора использовались три радиальных профиля осредненной скорости  $w$  – равномерный, «трубный», треугольный, и два профиля кинетической энергии турбулентности  $k$  и скорости ее диссипации  $\varepsilon$  – равномерный и «трубный», изображенные на рис. 3 в безразмерной форме ( $\bar{h} = h / h_{\max}$  – относительная высота входного сечения;  $\bar{w} = w / w_{\text{cp}}$ ;  $\bar{k} = k / k_{\text{cp}}$ ;  $\bar{\varepsilon} = \varepsilon / \varepsilon_{\text{cp}}$ ; индекс «cp» означает среднemasсовое значение). «Трубные» профили получены в результате предварительного двухмерного расчета стабилизированного течения в КК постоянного сечения, имитирующем втулочную и полочную поверхности СА.

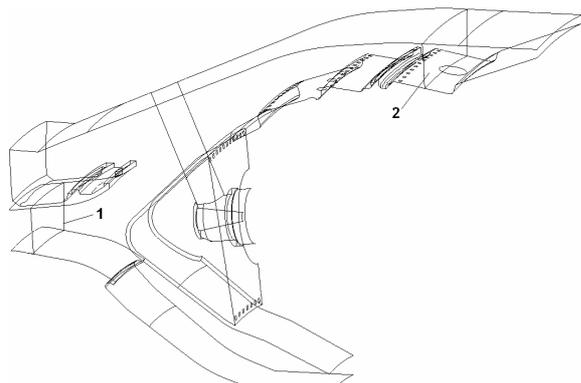
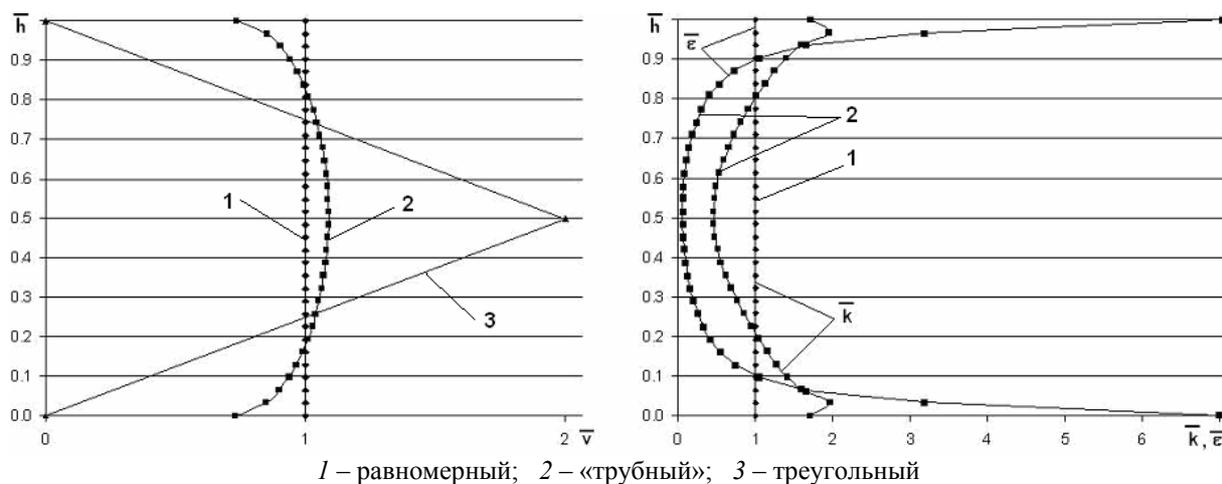


Рис. 1. Расчетная область и сечения, в которых определялись среднемассовые значения полного давления



Рис. 2. Изоповерхности нулевой осевой скорости, рассчитанные при 3D «трубном» профиле параметров потока на входе в диффузор

Результаты численного моделирования показали изменение структуры течения с ростом радиальной неравномерности распределения скорости на входе в диффузор, в частности при треугольном профиле скорости расчет предсказал отрыв потока от нижней стенки преддиффузора (см. рис. 2). «Трубный» профиль скорости по сравнению с равномерным дал прирост расчетного значения  $\zeta$  на 20 %, тогда как треугольный – более чем в 3,5 раза. При «трубном» распределении параметров турбулентности  $\zeta$  оказалось на 4 % больше, чем при равномерном.



1 – равномерный; 2 – «трубный»; 3 – треугольный  
Рис. 3. Радиальные профили относительных значений скорости (слева) и параметров турбулентности (справа) потока на входе в диффузор

Для исследования влияния градиентов скорости,  $k$  и  $\epsilon$  в окружном направлении, обусловленных обтеканием лопаток СА, на гидравлическое сопротивление диффузора использовались трехмерные «трубные» профили, полученные из предварительного трехмерного расчета стабилизированного течения в КК с радиально установленными в нем бесконечно тонкими пластинами, имитирующими лопатки СА. Результаты численного моделирования показали, что при трехмерных профилях размер зоны отрыва потока от нижней стенки диффузора больше, и гидравлическое сопротивление диффузора на 10,5 % больше, чем при аналогичных двумерных профилях. Это согласуется с физическими представлениями и экспериментальными данными [8].

### Аэродинамическая оптимизация диффузора КС

Профилирование диффузора, который должен тормозить поток с минимальными потерями полного давления, дозировано распределять воздух по зонам горения и создавать равномерное поле скорости перед ЖТ – это задача многокритериальной оптимизации. Вопросы применения ВАГД при решении оптимизационных задач наиболее полно разработаны в области лопаточных турбомашин [9]. В последнее время появились работы по оптимизации КС [10, 11]. Однако работы по аэродинамической оптимизации диффузоров КС авторам настоящей статьи не известны. Поэтому ими выполнена предварительная отработка алгоритма многокритериальной аэродинамической оптимизации на простом объекте [12], прототипом которого был диффузорный участок (рис. 4) топливоздушного смесителя каталитической КС ГТУ [13]. Задача двухкритериальной оптимизации состояла в нахождении минимума потерь полного давления и минимума неравномерности поля скорости на выходе из диффузора при ограничениях, накладываемых на изменяемые геометрические параметры – координаты  $x$  и  $y$  точки  $A$  на образующей конусного участка (рис. 5). Цикл

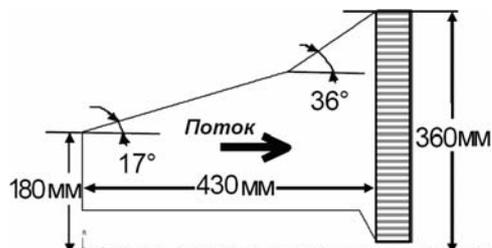


Рис. 4. Диффузорный участок топливоздушного смесителя каталитической КС [13]

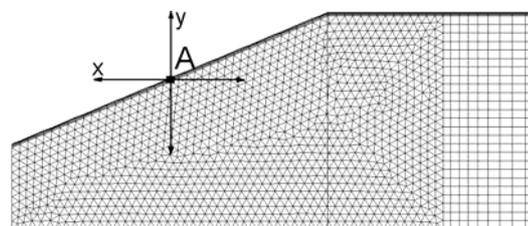


Рис. 5. Оптимизируемый объект

оптимизации объединял методы конструирования, анализа и оптимизации путем непрерывного автоматического взаимодействия между генератором сетки, ВАГД-кодом и оптимизатором.

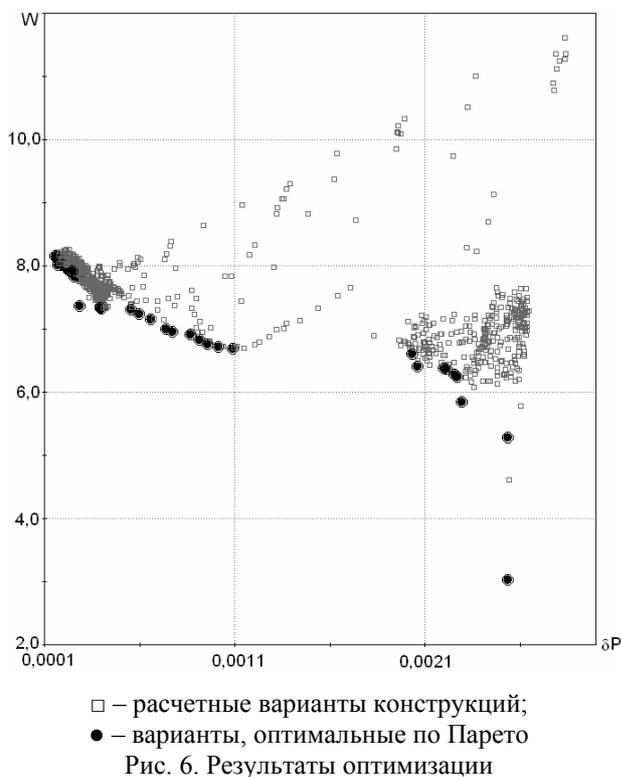


Рис. 6. Результаты оптимизации

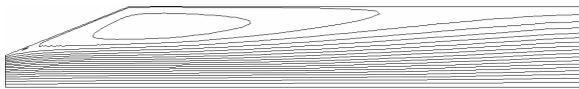
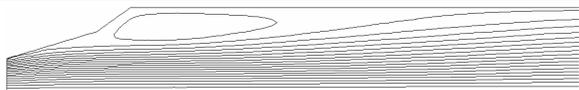
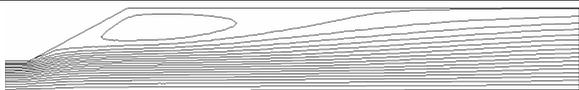
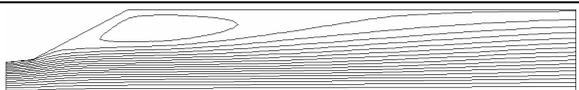
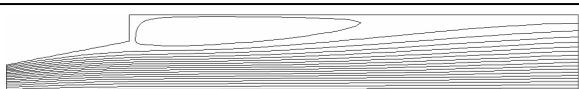
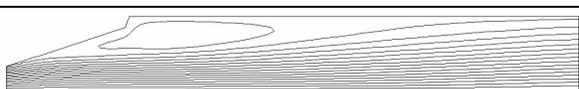
Расчетные сетки включали треугольные ячейки в области диффузора и прямоугольные ячейки на успокоительном участке (см. рис. 5). Треугольная сетка, в отличие от четырехугольной, вызывает меньше проблем при ее автоматической перестройке в процессе оптимизации [14]. В пристеночной области сетка также была выполнена четырехугольной для разрешения пограничного слоя. Потери давления  $\delta p$  определялись по разности среднemasовых значений полных давлений на входе и выходе из диффузора. Неравномерность поля скорости  $W$  на выходе из диффузора определялась по среднеквадратическому отклонению скоростей от среднemasового значения. В качестве алгоритма оптимизации использовалась математическая модель эволюционного

процесса, основанного на механизмах естественного отбора и наследования – многоцелевой генетический алгоритм MOGA-II [15], запускавшийся на выполнение с популяцией, содержащей 20 начальных конструкций и эволюционирующей 100 поколений.

На рис. 6 и в таблице приведены результаты двухкритериальной оптимизации диффузорного участка КС. Как видно из рис. 6, алгоритм сгенерировал две подобласти расчетных точек: одну – обеспечивающую минимальные потери; вторую – дающую более равномерный профиль скорости на выходе из диффузора. Наилучшие решения принадлежат множеству Парето [16]. Из числа таких решений для дальнейшего анализа было отобрано четыре варианта конструкций (см. таблицу): обеспечивающая минимальные потери полного давления (№ 3), обеспечивающая минимальную неравномерность поля скорости на выходе из диффузора (№ 1), и два промежуточных варианта (№ 2 и № 4). Течение в полученных в результате оптимизации областях диффузорного участка КС, согласуется с физическими представлениями [8]. Эвристически признан оптимальным вариант № 4 конструкции диффузорного участка, который обеспечил уменьшение потерь полного давления на 22 % и уменьшение неравномерности поля скорости на выходе из диффузора на 3,4 % по сравнению с исходным вариантом конструкции или на 3,7 % и 7,5 % соответственно по сравнению с реальным прототипом.

Таблица

Результаты двухкритериальной оптимизации диффузорного участка КС

Вариант	Расчетные линии тока	$x; y$ , мм	$\delta p$ , %	$W$ , %
Исходная		215; 270	0,0367	7,62
GE		315; 276	0,0298	7,96
№ 1		85; 180	0,1088	6,69
№ 2		95; 190	0,0597	7,24
№ 3		430; 265	0,0167	8,15
№ 4		415; 320	0,0287	7,36

#### **Потребная точность расчета коэффициента расхода отверстий ЖТ**

Желаемое распределение температуры газа перед турбиной достигается перемешиванием в КС ГТД горячих продуктов сгорания с поперечными струями холодного воздуха. Вопрос о влиянии возмущений коэффициента расхода отверстий на распределение температуры потока ниже по течению не изучен. Его исследование даст возможность правильно оценивать потребную точность расчета коэффициента расхода смесительных отверстий и стабильность температурного поля, формируемого смесителем, при наличии дестабилизирующих факторов (отклонений размеров и

формы отверстий, заусенцев на кромках и т.п.). Поэтому авторами настоящей статьи выполнен анализ чувствительности температурной неравномерности потока за смесителем к коэффициенту расхода отверстий [17] с помощью аналитических зависимостей, предложенных J. Holdeman и R. Walker [18] для обобщения выполненных ими измерений распределения температуры в области ниже по течению от ряда холодных струй, вдуваемых по нормали в горячий поток, ограниченный стенками. Поскольку в работе [18] результаты представлены в форме вертикальных профилей безразмерной относительной разности температур  $\Theta = (T_\infty - T)/(T_\infty - T_j)$ , где  $T$  – локальная температура торможения;  $T_\infty$  – температура торможения невозмущенного основного течения;  $T_j$  – температура торможения газа в струе, то в качестве критерия максимальной температурной неравномерности была принята относительная разность температур вдоль осевой линии  $\Theta_{c,0}$ , аппроксимируемая функцией

$$\Theta_{c,0} = \frac{AB\mu^{(C-1)} + 1}{B\mu^{-1} + 1}, \quad (1)$$

где 
$$A = \left[ \frac{1,452J^{-0,35}}{\left(\frac{X}{D}\right)} \right]^f; \quad B = \frac{\left(\frac{H}{D}\right)\left(\frac{S}{D}\right)}{\sqrt{\frac{\rho_j}{\rho_\infty}} \sqrt{J} \frac{\pi}{4}}; \quad C = 0,5f; \quad f = 1,15 \sqrt{\frac{S}{H} / \left(1 + \frac{S}{H}\right)};$$

$J = (\rho_j V_j^2)/(\rho_\infty U_\infty^2)$ ;  $\rho_j$  и  $\rho_\infty$  – плотность струи и основного потока соответственно;  $V_j$  и  $U_\infty$  – скорость струи и основного потока соответственно;  $X$  – расстояние вниз по течению от оси отверстия;  $D$  – диаметр отверстия;  $H$  – высота канала;  $S$  – расстояние между осями соседних отверстий;  $\mu$  – коэффициент расхода отверстия.

Количественно степень влияния  $\mu$  на  $\Theta_{c,0}$  оценивалась с помощью частных производных  $a = \partial\Theta_{c,0}/\partial\mu$  или  $b = a\mu_{ном}/\Theta_{c,0,ном}$ , где индекс «ном» означает номинальные значения параметров, а  $a$  и  $b$  – соответственно абсолютный и относительный коэффициенты чувствительности [19]. Были выполнены расчеты коэффициентов чувствительности для  $\mu_{ном} = 0,64$  и  $\rho_j/\rho_\infty = 2,2$  при различных сочетаниях параметров, имевших место в опытах [18]. В исследованном диапазоне значений  $J \approx 6...62$ ,  $H/D = 4...16$ ,  $S/D = 2...6$  и  $X/H = 0,25...2$ , характерных для условий КС ГТД, абсолютный коэффициент чувствительности изменялся в пределах  $a = 0,12...0,42$ , а относительный коэффициент чувствительности – в пределах  $b = 0,16...0,45$  (то есть, отклонение  $\mu$  на 1 % от его номинального значения приведет к изменению  $\Theta_{c,0}$  на 0,16...0,45 %). Практическая значимость полученных результатов видна из следующих примеров.

*Пример 1.* В КС малоразмерных ГТД встречаются отверстия с  $0,25 < \bar{\ell} < 1,5$ , где  $\bar{\ell} = \ell/D$  ( $\ell$  – толщина стенки) и неустойчивым режимом истечения, в результате чего измерения коэффициентов расхода показывают большое рассеивание его значений (до 10 %) [20]. Из полученных выше результатов следует, что температурное поле, формируемое смесителем КС, весьма стабильно к возмущениям  $\mu$ .

*Пример 2.* Целевой показатель абсолютной погрешности численных оценок максимального подогрева газа КС, сформулированный Н. Mongia [21], составляет  $\Delta\Theta_{max} = \pm 0,03$ . Исходя из полученных выше результатов абсолютная погрешность численных оценок коэффициентов расхода отверстий ЖТ должна составлять не более  $\Delta\mu = \Delta\Theta_{max}/a = 0,07...0,25$ , а относительная (при  $\Theta_{max,ном} = 0,3$ ) – не более  $\delta\mu = \delta\Theta_{max}/\Theta_{max,ном}/b = 22...63$  %. Если погрешности расчетных оценок коэффициентов расхода отверстий ЖТ превышают указанные выше значения, то обеспечить значение

$\Delta\Theta_{\max} = \pm 0,03$  невозможно.

### **Сеточный аспект численного расчета гидравлических характеристик КС**

Теоретически, наряду с совершенствованием физико-математических моделей и численных процедур решения управляющих уравнений, повысить точность расчета гидравлических характеристик КС можно согласованием размеров, формы и расположения ячеек расчетной сетки с направлением течения и градиентами независимых переменных [3]. В условиях ограниченных вычислительных ресурсов выполнение первого условия ведет к применению неравномерных сеток, которые сгущены (имеют большее разрешение) там, где возможно появление больших градиентов независимых переменных. Выполнение второго условия возможно лишь отчасти и только на структурированных сетках. В силу геометрической сложности расчетной области пространства, в которой отыскивается численное решение задачи о течении в реальной КС, приходится разделять ее на подобласти (блоки), в которых возможно выделить хотя бы одно сеточное направление, соответствующее преобладающему направлению течения. Экономичной альтернативой обмену данными между блоками путем навязывания условия совпадения сеточных узлов на смежных границах блоков является использование неконформных (нестыкующихся) сеток и выделение в структурированной сетке иерархически вложенных неконформных блочных структур. Недостатком такого подхода является дополнительная погрешность интерполяции.

Применение блочно-структурированной неконформной сетки с иерархическими структурами в составе гибридной сетки, включавшей 2,75 млн. ячеек, при моделировании течения в одnogорелочном секторе КС ТРДДФ GTX-35VS Kaveri позволило Сриниваса Рао и др. [22] получить более точные численные оценки потерь полного давления в КС, чем Ананда Редди и др. [23], моделировавших тот же объект в аналогичной постановке на нерегулярной тетраэдрической сетке, включавшей 8,7 млн. ячеек. В то же время максимальные относительные различия между численными и измеренными оценками относительного массового расхода воздуха через отверстия ЖТ, полученные различными авторами на сетках, содержащих от 0,5 до 2,5 млн. ячеек, находятся в пределах от 15 % до 20 %, а на сетках, содержащих менее 0,3 млн. ячеек, превышают 70 % [24]. В связи с этим представляет интерес выяснить, какую топологию расчетной сетки предпочтительнее использовать, а также где и как следует измельчать сетку для получения приемлемой точности численных оценок гидравлических характеристик и неравномерности температурного поля газа на выходе реальных КС.

Такая попытка применительно к численным оценкам коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления смесительных отверстий ЖТ была впервые предпринята авторами работы [25] на основе решения тестовой задачи о течении в трубе с диафрагмой и продолжена в работе [26] на основе решения тестовой задачи об истечении воздуха через отверстие в тонкой стенке канала в неподвижную среду при наличии проходящего потока, что позволило уточнить методические приемы построения неконформных блочно-структурированных сеток с иерархическими структурами в окрестности смесительных отверстий ЖТ.

Для проверки эффективности использования неконформных блочно-структурированных сеток с иерархическими структурами для численных оценок гидравлических характеристик и параметров неравномерности температурного поля газа на выходе КС малоразмерного ГТД авторами настоящей статьи были выполнены численные расчеты турбулентного течения с горением жидкого топлива в кольцевой противоточной КС ГТД АИ-450 [27]. Численное решение отыскивалось в пределах

расчетной области, охватывающей одnogорелочный сектор проточной части КС. Расчетная область покрывалась сетками различной топологии: конформной тетраэдрической № 1 (1561 тыс. ячеек); конформной гибридной № 2 (1830 тыс. ячеек); неконформной блочно-структурированной с иерархическими структурами № 3 (1530 тыс. ячеек) (рис. 7).

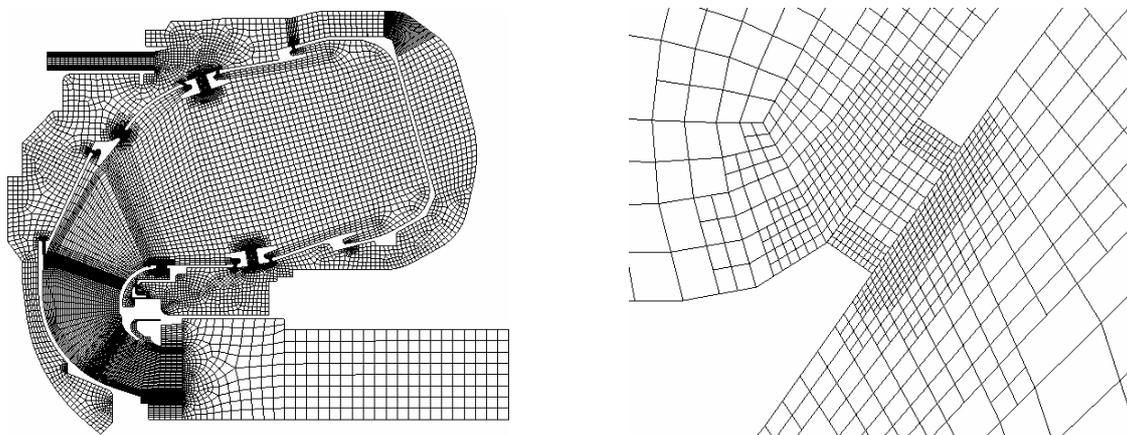


Рис. 7. Расчетная неконформная блочно-структурированная сетка с иерархическими структурами № 3 проточной части КС в меридиональном сечении, проходящем между форсунками (слева), и ее фрагмент в районе смесительного отверстия (справа)

Наилучшее соответствие численных оценок данным испытаний обеспечила неконформная блочно-структурированная сетка с иерархическими структурами № 3, которая дала различие в оценках потерь давления 22 %.

### Заключение

Обобщены основные результаты выполненного авторами цикла исследований по совершенствованию гидравлических характеристик КС ГТД методами ВАГД и оптимизации. Перспективный способ обеспечения максимальной точности прогнозирования гидравлического сопротивления отрывных диффузоров КС ГТД видится в отказе от поузловых расчетов и включении компрессора и КС в состав единой расчетной области. Опробованный генетический алгоритм оптимизации целесообразно использовать при проектировании диффузоров КС. При условии поддержания достаточного разрешения в районе отверстий неконформные блочно-структурированные сетки с иерархическими структурами могут успешно конкурировать с конформными сетками по точности получаемых на них численных оценок гидравлических характеристик и параметров неравномерности температурного поля газа на выходе КС, имея при этом меньшее количество ячеек. В отличие от традиционного одномерного гидравлического расчета КС с заданием приближенных эмпирических значений коэффициентов расхода отверстий, численный расчет позволяет определить распределение воздуха по отверстиям, соответствующее тем значениям коэффициентов расхода, которые определяются конкретной трехмерной структурой течения в КС с учетом множества возмущающих факторов. Температурное поле, формируемое смесителем КС, весьма стабильно к возмущениям коэффициента расхода отверстий ЖТ; относительная погрешность его численных оценок не должна превышать 22...63 %. Направления дальнейших исследований авторы видят в установлении «нижнего» предела допустимой погрешности расчетных оценок коэффициента расхода отверстий ЖТ.

**Список литературы:** 1. *Лефевр А.* Процессы в камерах сгорания ГТД. – М.: Мир, 1986. – 566 с. 2. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачев и др. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 527 с. 3. Численное моделирование реагирующих потоков / Э. Оран, Дж. Борис. – М.: Мир, 1990. – 663 с. 4. Application of an Advanced CFD-Based Analysis System to the PW6000 Combustor to Optimize Exit Temperature Distribution – Part I: Description and Validation of the Analysis Tool / R.E. Malecki, Ch.M. Rhie, R.G. McKinney [et al.] // Proceedings of ASME TurboExpo 2001. New Orleans. June 4–7, 2001 (2001-GT-0062). – 9 pp. 5. Cold Flow Analysis of an Aero-Engine Gas Turbine Combustor Configuration / H.S. Muralidhara, T.R. Shembharkar, B.R. Pai [et al.] // Papers of XV ISABE. Bangalore. September 3–7, 2001 (ISABE-2001-1233) – 10 pp. 6. *Medic G.* On Coupling of RANS and LES For Integrated Computations of Jet Engines / G. Medic, D. You, G. Kalitzin // Proceedings of ASME TurboExpo 2007. Montreal. May 14-17, 2007 (GT2007-27096). – 7 pp. 7. *Костюк В.Е.* Влияние входной неравномерности потока на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора камеры сгорания авиационного ГТД. 2. Результаты вычислительного эксперимента / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш, И.Ф. Кравченко и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 7. – С. 99-104. 8. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с. 9. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин: (Монография) / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов и др. – Х: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с. 10. *Despierre A.* Gas turbine combustor design using genetic algorithms / A. Despierre, P.J. Stuttaford, P.A. Rubini // Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition. – Orlando. June 2-5, 1997 (ASME Paper 97-GT-72). – 10 pp. 11. Preliminary Gas Turbine Combustor Design Using a Network Approach / P.J. Stuttaford, P.A. Rubini // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Transactions of the ASME. – 1997. – Vol. 119. – P. 546-552. 12. Аэродинамическая оптимизация диффузорного участка камеры сгорания ГТД / Е.И. Кирилаш, В.Е. Костюк // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 7. – С. 84-89. 13. Development of a Fuel and Air Mixer For an 11 MW Gas Turbine Catalytic Combustion System / R. Corr, T. Caron, J. Barnes [et al.] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2002. – Amsterdam. June 3-6, 2002 (GT-2002-30098). – 9 pp. 14. Выбор сетки и модели турбулентности для аэродинамической оптимизации отрывного диффузора камеры сгорания ГТД / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 7. – С. 90-94. 15. Генетические алгоритмы, искусственные нейронные сети и проблемы виртуальной реальности / Г.К. Вороновский, К.В. Махотило, С.Н. Петрашев и др. – Харьков: Основа, 1997. – 112 с. 16. Парето-оптимальные решения многокритериальных задач / В.В. Подиновский, В.Д. Ногин. – М.: Наука, 1982. – 256 с. 17. Чувствительность температурной неравномерности потока за дырчатым смесителем к отклонениям коэффициента расхода отверстий / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 9. – С. 51-53. 18. Mixing of a Row of Jets with a Confined Crossflow / J.D. Holdeman, R.E. Walker // AIAA Journal, Vol. 54, Feb. 1977. – P. 243-249. 19. Системы автоматизированного проектирования. Кн. 5. Автоматизация функционального проектирования / П.К. Кузьмик, В.Б. Маничев; под ред. И.П. Норенкова. – Минск: «Вышэйшая школа», 1988. – 141 с. 20. *Шейнак А.А.* Гидравлика и гидропневмопривод. Ч. 1: Основы механики жидкости и газа. – М.: МГИУ, 2006. – 266 с. 21. *Mongia H.C.* A Synopsis of Gas Turbine Combustor Design Methodology Evolution of Last 25 Years // XV ISABE. – Bangalore, India. September 3–7, 2001 (ISABE-2001-1086). – 19 pp. 22. Performance Improvement of an Aero Gas Turbine Combustor / M. Srinivasa Rao, G. Sivaramakrishna // ASME Turbo Expo 2009: June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA (GT2009-59928). – 6 pp. 23. Non-reacting Flow Analysis from Combustor Inlet to Outlet using Computational Fluid Dynamics Code / G. Ananda Reddy, V. Ganesan // Defence Science Journal. – 2004. – Vol. 54, No. 4. – P. 455-467. 24. Анализ точности численных оценок гидравлических характеристик и неравномерности температурного поля газа камер сгорания ГТД методами вычислительной аэрогидродинамики (обзор) / Е.И. Кирилаш, В.Е. Костюк // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 8. – С. 18-23. 25. *Костюк В.Е.* Оптимальное размельчение сетки для численного расчета коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления смесительных отверстий жаровой трубы / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш, В.Н. Гусев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 1. – С. 73-82. 26. Экономичный метод повышения точности численного расчета коэффициентов расхода смесительных отверстий жаровой трубы / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш, Д.В. Козел и др. // Вестник двигателестроения. – 2010. – № 1. – С. 53-59. 27. Численное моделирование гидравлических характеристик и температурного поля газа камеры сгорания малоразмерного ГТД / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш // Вестник двигателестроения. – 2010. – № 2. – С. 124-135.

© Костюк В.Е., Кирилаш Е.И., 2011  
Поступила в редколлегию 14.02. 11

УДК 621.165

Г.А. ГАПОН, н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков

## РАЗДЕЛЕНИЕ ПОТОКА В СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ТУРБОМАШИНЫ

Досліджується течія у спіральній камері відцентрової турбомашини на основі рівнянь динаміки суцільного середовища змінної маси. Здобуті аналітичні уявлення про параметри, які осереднені за поперечним перерізом, а також вираз для визначення перерізу, в якому відбувається поділ потоку. Виведені формули встановлюють закономірності впливу режимних, вхідних, вихідних умов на характеристики течії. Обговорюється застосовність розробленої одновимірної моделі щодо обчислення параметрів тривимірної течії. Зроблено порівняння результатів одновимірного розрахунку та тривимірного розрахунку, зробленого на FLUENT-6. Показано, що результати одновимірного розрахунку якісно дають ту ж поведінку параметрів, як і тривимірне моделювання.

Flow in a spiral chamber of a centrifugal turbomachine is investigated on the basis of the dynamics equations of variable mass continuum. The analytical representation of the parameters averaged over the cross-section area is obtained. The analytical expression for finding the cross-section in which the stream splitting take place is also obtained. The derived formulas establish dependences of the influence of the operating conditions and the conditions on the inlet and outlet of the flow on the flow characteristics. The applicability of 1D model to calculate the parameters of three-dimensional flow is discussed. A comparison of the results of the 1D model and 3D calculation by FLUENT-6 is performed. It is shown that the results of 1D calculations give qualitatively the same flow parameters behavior as the results of 3D simulation.

Вопросы энергосбережения и повышения эффективности работы турбоагрегатов и всего энергетического оборудования приобретает актуальность государственного значения.

Экспериментальные исследования центробежных турбомашин (ЦТ), и в частности, вентиляторов и тягодутьевых машин, свидетельствуют об их эффективной работе на номинальном и близких к нему режимах. При частичных нагрузках нарушается осесимметричность течения в рабочем колесе (РК), понижается эффективность турбоустановки и может появиться неустойчивость в её работе. Как показывают эксперименты, серьёзное влияние на течение в РК оказывает спиральная камера (СК). Поток в ней носит сугубо пространственный характер и является довольно сложным.

С целью изучения общих закономерностей зависимости течения в СК от условий присоединения (отсоединения) масс рабочего тела, производительности установки, геометрических характеристик канала в [1] предложена упрощённая математическая модель течения в СК, обладающая тремя особенностями.

1) Сообразно с целью исследований она оперирует с осреднёнными по сечению параметрами потока. 2) Поскольку течение в СК турбомашин сопровождается непрерывным подводом жидкости (газа) из РК вдоль пути, т.е. имеет переменный расход, она построена на законах динамики сплошной среды переменной массы. 3) Созданная модель и метод её реализации позволяют получить решения в аналитическом виде.

Данная статья является продолжением [1].

Как показывают эксперименты, не вся масса жидкости (газа), вышедшая из РК, продолжает свой путь по СК в направлении вращения РК. Некоторая её часть поворачивает и течёт на выход из СК в направлении, противоположном вращению РК. Таким образом, поток в СК оказывается разделённым на две ветви, устремлённые на

выход из СК в противоположных направлениях: правую, движущуюся по часовой стрелке, и левую, движущуюся против часовой стрелки, сонаправленно с РК. Найдём аналитически сечение, в котором происходит это разделение потока.

Для математического описания течения в СК воспользуемся системой уравнений динамики сплошной среды переменной массы [2], которая для идеальной баротропной жидкости при отсутствии массовых сил имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{V}) = J; \quad (1)$$

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + (\mathbf{V}, \nabla) \mathbf{V} = -\frac{1}{\rho} \text{grad } p + \frac{J}{\rho} (\mathbf{V}_0 - \mathbf{V}); \quad (2)$$

$$\rho = f(p), \quad (3)$$

где  $\rho$  – плотность,  $p$  – давление,  $\mathbf{V}$  – вектор скорости потока,  $\mathbf{V}_0$  – вектор скорости, с которой жидкость подводится (отводится),  $J$  – секундное изменение массы вещества в данной точке потока, отнесенное к единице его объёма.

Поскольку течение в СК происходит с числами Маха  $M < 0,3$ , рабочую среду можно считать несжимаемой. Исследуемый канал представлен на рис. 1. Он имеет постоянную ширину  $a$ . Подвод среды в него из рабочего колеса осуществляется через щель шириной  $a_1$  вдоль всей окружности радиуса  $R$  со скоростью  $V_0$ . Вводим также в рассмотрение  $V_{0n}$  и  $V_{0\phi}$  – нормальную и тангенциальную проекции вектора подвода  $V_0$ . Разделим канал на три области. Для анализа изменения осреднённых по сечению параметров потока примем в каждой из областей одномерную модель течения, следующую из системы дифференциальных уравнений (1)–(3), записанной в цилиндрической системе координат для области I и в декартовой для остальных областей. Обе системы совмещены, как обычно. Их начальные точки совпадают, полуось  $Ox$  сонаправлена с полярной осью. Отсчёт углов  $\phi$  в положительном направлении осуществляется против часовой стрелки.

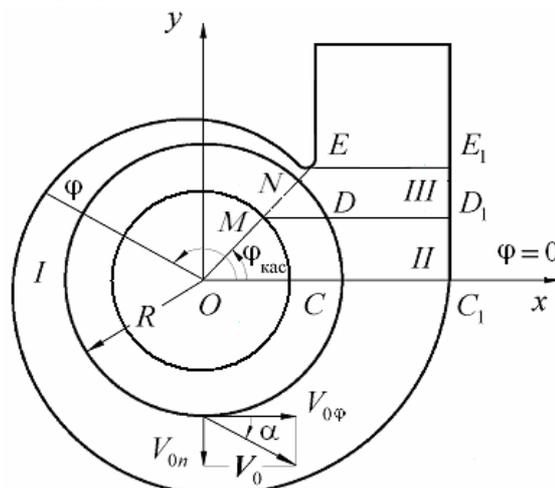


Рис. 1. Канал спиральной камеры

Область I ограничена плоскостью  $\phi = \phi_{\text{кас}}$ , которая касается поверхности СК (точка E в плоскости  $z = 0$ ), и плоскостью  $\phi = 2\pi$ . Осреднение параметров потока проводится по сечениям  $\phi = \text{const}$  ( $\phi_{\text{кас}} \leq \phi \leq 2\pi$ ). Сечение канала, в котором происходит разделение потока на правую и левую ветви, назовём  $\phi_p = \text{const}$ . Параметры в нём будем обозначать индексом «р». Осреднённая скорость в нём равна нулю:  $V_p = 0$ . Сечение канала в плоскости  $\phi = \phi_{\text{кас}}$  считаем конечным для правой ветви потока, параметры в нём будем обозначать индексом «пр.к». При одномерной трактовке течения несжимаемой жидкости в канале с переменными площадью поперечного сечения  $F(\phi)$  и расходом закон сохранения масс (1) в проекции на ось  $\phi$  имеет два представления:

$$\frac{dV_\phi}{Rd\phi} + V_\phi \cdot \frac{1}{F(\phi)} \frac{dF(\phi)}{Rd\phi} = \frac{J}{\rho}, \quad (4)$$

где 
$$\frac{J}{\rho} = \frac{V_{0n} \cdot a_1}{F(\varphi)}; \quad (5)$$

$$d(V_\varphi \cdot F) = V_{0n} \cdot a_1 \cdot R d\varphi. \quad (6)$$

При интегрировании уравнений (4) или (6) в пределах от  $\varphi_p$  до текущего значения  $\varphi$ , принадлежащего или левой, или правой ветвям потока, получим

$$V_\varphi = V_{\varphi p} \frac{F_p}{F(\varphi)} + \frac{Ra_1}{F(\varphi)} \int_{\varphi_p}^{\varphi} V_{0n} \cdot d\varphi. \quad (7)$$

С учётом того, что  $V_{\varphi p} = 0$ , из (7) имеем значение проекции осреднённой скорости потока на ось  $\varphi$  в произвольном сечении  $\varphi = \text{const}$  области  $I$

$$V_\varphi = \frac{Ra_1}{F(\varphi)} \int_{\varphi_p}^{\varphi} V_{0n} \cdot d\varphi. \quad (8)$$

Уравнение (2) в проекции на ось  $\varphi$  имеет вид

$$V_\varphi \frac{dV_\varphi}{Rd\varphi} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{Rd\varphi} + \frac{J}{\rho} (V_{0\varphi} - V_\varphi). \quad (9)$$

Интегрируя (9) в тех же пределах, получим

$$\frac{V_\varphi^2}{2} - \frac{V_{\varphi p}^2}{2} + \left( \frac{p}{\rho} - \frac{p_p}{\rho} \right) = R \int_{\varphi_p}^{\varphi} \frac{J}{\rho} (V_{0\varphi} - V_\varphi) d\varphi. \quad (10)$$

С учётом значения  $V_{\varphi p}$  имеем из (10)

$$\frac{V_\varphi^2}{2} + \frac{p}{\rho} - \frac{p_p}{\rho} = R \int_{\varphi_p}^{\varphi} \frac{J}{\rho} (V_{0\varphi} - V_\varphi) d\varphi. \quad (11)$$

Таким образом, течение в области  $I$  канала описывается системой уравнений (8), (11) с учётом (5). Скорость в конечном сечении  $CC_1$  области  $I$  находим из (8) при  $\varphi = 2\pi$ :

$$V_{\varphi CC_1} = \frac{Ra_1}{F_{CC_1}} \int_{\varphi_p}^{2\pi} V_{0n} \cdot d\varphi. \quad (12)$$

Область  $II$  ограничена плоскостями  $y = 0$  (сечение  $CC_1$ ) и  $y = y_D$  (сечение  $DD_1$ ). В её пределах подвод из рабочего колеса осуществляется по дуге  $CD$ . Осреднение параметров потока проводится по сечениям  $y = \text{const}$ . Уравнение (1) в проекции на ось  $y$  получим в виде двух равносильных уравнений:

$$\frac{dV_y}{dy} + V_y \cdot \frac{dF(y)}{F(y)dy} = \frac{J}{\rho}, \quad (13)$$

где

$$\frac{J}{\rho} = \frac{V_{0n} a_1}{F(y)} \frac{R}{\sqrt{R^2 - y^2}}; \quad (14)$$

$$d(V_y \cdot F(y)) = V_{0n} \cdot a_1 \cdot R d\varphi. \quad (15)$$

Выражение для скорости левой ветви потока в области  $II$  получим интегрированием (15) в пределах от начального сечения  $CC_1$  ( $y = 0$ ) до произвольного сечения  $y = \text{const}$  ( $y_C \leq y \leq y_D$ ):

$$V_y = V_{y CC_1} \frac{F_{CC_1}}{F(y)} + \frac{a_1 R}{F(y)} \int_0^{\varphi} V_{0n} \cdot d\varphi, \quad (16)$$

где  $\varphi = \arcsin(y/R)$ ,  $y_C \leq y \leq y_D$  ( $0 \leq \varphi \leq \varphi_D$ ).

В силу равенства параметров течения на границе  $CC_1$  областей  $I$  и  $II$  имеем

$$V_{\varphi CC_1} = V_{y CC_1}. \quad (17)$$

Используя (16), (12) и (17), скорость  $V_y$  в сечении  $y = \text{const}$  области  $II$  можно представить в виде

$$V_y = \frac{a_1 R}{F(y)} \int_{\varphi_p}^{2\pi+\varphi} V_{0n} \cdot d\varphi, \quad (18)$$

где  $\varphi = \arcsin(y/R)$ ,  $y_C \leq y \leq y_D$  ( $0 \leq \varphi \leq \varphi_D$ ).

Уравнение (2) спроектируем также на ось  $y$ :

$$V_y \frac{dV_y}{dy} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dy} + \frac{J}{\rho} (V_{0y} - V_y). \quad (19)$$

Интегрируя (19) по  $y$  в пределах от начального сечения  $CC_1$  до произвольного  $y = \text{const}$  в области  $II$ , получим

$$\frac{V_y^2}{2} - \frac{V_{yCC_1}^2}{2} + \left( \frac{p}{\rho} - \frac{p_{CC_1}}{\rho} \right) = \int_0^y \frac{J}{\rho} (V_{0y} - V_y) dy, \quad (20)$$

где  $0 \leq y \leq y_D$ . Таким образом, течение в области  $II$  может быть описано уравнениями (18), (20) с учётом (14). Скорость  $V_y$  в конечном сечении  $DD_1$  области  $II$  определяем из (16):

$$V_{yDD_1} = V_{yCC_1} \frac{F_{CC_1}}{F_{DD_1}} + \frac{a_1 R}{F_{DD_1}} \int_0^{\varphi_D} V_{0n} \cdot d\varphi.$$

Используя последнее выражение, а также (17) и (12) скорость в конечном сечении  $DD_1$  области  $II$  можно представить в виде:

$$V_{yDD_1} = \frac{a_1 R}{F_{DD_1}} \int_{\varphi_p}^{2\pi+\varphi_D} V_{0n} \cdot d\varphi. \quad (21)$$

Сечение канала в плоскости  $DD_1$  считаем конечным для левой ветви потока, параметры в нём будем обозначать индексом «лев. к». Оно принято нами конечным и для СК, поэтому будем обозначать его также индексом «к» в случае надобности.

В области  $III$  предполагаем равенство давлений потоков, проходящих через конечные сечения левой и правой ветвей  $ME$  и  $DD_1$ . Давление  $p$  вдоль канала определим в сравнении с давлением  $p_p$ , исходя из (11) и (20). Введём в рассмотрение дугу  $S$ , в области  $I$  равную  $S = R(\varphi - \varphi_{\text{кас}})$ ,  $\varphi_{\text{кас}} \leq \varphi \leq 2\pi$ ,  $dS = R d\varphi$ ,  $S_I = R(2\pi - \varphi_{\text{кас}})$ , а в области  $II$  – параллельную оси  $y$  и равную  $S = S_I + y$ ,  $0 \leq y \leq y_D$ ,  $dS = dy$ . Тогда уравнения (11) и (20) можно записать в виде:

$$\frac{p - p_p}{\rho} = -\frac{V_S^2}{2} + \int_{S_p}^S \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS. \quad (22)$$

Индексом «s» отмечены проекции векторных величин на ось  $S$ . Из (22) следует, что для параметров правой и левой ветвей потока справедливы выражения:

$$\frac{p_{\text{пр}} - p_p}{\rho} = -\frac{V_{S\text{пр}}^2}{2} + \int_{S_p}^{S_{\text{пр}}} \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS; \quad (23)$$

$$\frac{p_{\text{лев}} - p_p}{\rho} = -\frac{V_{S\text{лев}}^2}{2} + \int_{S_p}^{S_{\text{лев}}} \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS. \quad (24)$$

Приравнивая друг другу левые части (23) и (24) в конечных сечениях, получим

$$V_{\text{Слев.к.}}^2 - V_{\text{Спр.к.}}^2 = \int_{S_p}^{\text{Слев.к.}} \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS - \int_{S_p}^{\text{Спр.к.}} \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS. \quad (25)$$

Вычислим левую часть выражения (25). Полагаем, что подвод в СК осесимметричный, т.е.  $V_{0n} = \text{const}$ . Тогда скорость потока в сечениях области  $I$  как для правой, так и для левой ветвей определим из (8):

$$V_S = \frac{Ra_1}{F(\varphi)} V_{0n} (\varphi - \varphi_p), \quad (26)$$

а в сечениях области  $II$  (левая ветвь) – из (18):

$$V_S = \frac{a_1 R}{F(y)} V_{0n} (2\pi + \varphi - \varphi_p). \quad (27)$$

Обозначим  $\varphi_{\text{кас}} = \varphi_n$  и  $2\pi + \varphi_D = \varphi_k$  по аналогии с начальным и конечным сечениями канала СК. В новых обозначениях запишем значения скоростей в конечных сечениях правой и левой ветвей соответственно:

$$V_{\text{Спр.к.}} = \frac{Ra_1}{F(\varphi)} V_{0n} (\varphi_n - \varphi_p); \quad (28)$$

$$V_{\text{Слев.к.}} = \frac{a_1 R}{F(y)} V_{0n} (\varphi_k - \varphi_p). \quad (29)$$

Используя (28) и (29), определим левую часть выражения (25):

$$V_{\text{Слев.к.}}^2 - V_{\text{Спр.к.}}^2 = (a_1 R V_{0n})^2 \frac{[(\varphi_n - \varphi_p) \cdot F_k]^2 - [(\varphi_k - \varphi_p) \cdot F_n]^2}{(F_n \cdot F_k)^2}. \quad (30)$$

Рассмотрим правую часть выражения (25). Первый интеграл  $Int1$  берётся вдоль левой ветви, расположенной в  $I$  и во  $II$  областях, поэтому представляется как сумма интегралов, взятых отдельно по каждой области:

$$Int1 = \int_{S_p}^{\text{Слев.к.}} \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS = \int_{S_p}^{S_l} \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS + \int_{S_l}^{\text{Слев.к.}} \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS.$$

Первое слагаемое выражения для  $Int1$   $\int_{S_p}^{S_l} \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS = \int_{\varphi_p}^{2\pi} \frac{J}{\rho} (V_{0\varphi} - V_\varphi) R d\varphi$  берётся в области  $I$  с использованием (5) и (8). Второе слагаемое –

$\int_{S_l}^{\text{Слев.к.}} \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS = \int_0^{y_D} \frac{J}{\rho} (V_{0y} - V_y) dy$  берётся в области  $II$  с использованием (14), (18) и дальнейшим переходом к переменной  $\varphi$ . Второй интеграл

$Int2 = \int_{S_p}^{\text{Спр.к.}} \frac{J}{\rho} (V_{0S} - V_S) dS = \int_{\varphi_p}^{\varphi_{\text{кас}}} \frac{J}{\rho} (V_{0\varphi} - V_\varphi) R d\varphi$  берётся по области  $I$  аналогично первому

слагаемому интеграла  $Int1$ . После подстановки найденных интегралов и (30) в (25) получим квадратное уравнение относительно координаты  $\varphi_p$ , определяющей разделение потоков:  $A\varphi_p^2 + B\varphi_p + C = 0$ ,

где 
$$A = a_1 R V_{0n} \frac{F_k^2 - F_n^2}{F_k^2 F_n^2}; \quad B = 2a_1 R V_{0n} \left( \frac{\varphi_k F_n^2 - \varphi_n F_k^2}{F_n^2 F_k^2} - \int_{\varphi_n}^{2\pi + \varphi_D} \frac{d\varphi}{F^2} \right);$$

$$C = a_1 R V_{0n} \left[ \frac{(\varphi_n F_k)^2 - (\varphi_k F_n)^2}{(F_n F_k)^2} + 2 \int_{\varphi_n}^{\varphi_k} \frac{\varphi d\varphi}{F^2} + 4\pi \int_{2\pi}^{\varphi_k} \frac{d\varphi}{F^2} \right] - 2 \left[ V_0 \cos \alpha \left( \int_{\varphi_n}^{2\pi} \frac{d\varphi}{F} + \int_{2\pi}^{\varphi_k} \frac{\cos \varphi d\varphi}{F} \right) + V_0 \sin \alpha \int_{2\pi}^{\varphi_k} \frac{\sin \varphi d\varphi}{F} \right].$$

Зная  $\varphi_p$ , получим распределение скоростей и давлений в канале.

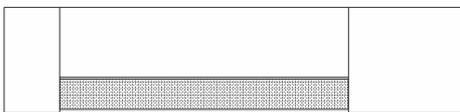
**Сравнение с результатами 3D моделирования**

$$p_2 + \frac{\rho V_{2S}^2}{2} = p_1 + \frac{\rho V_{1S}^2}{2} + \int_{S_1}^{S_2} J(V_{0S} - V_S) dS. \tag{31}$$

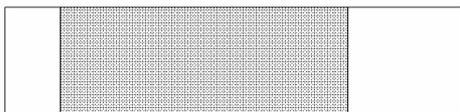
В данном разделе обсуждается применимость одномерной формулы (31) для расчёта давлений в реальной трёхмерной геометрии. С помощью программы



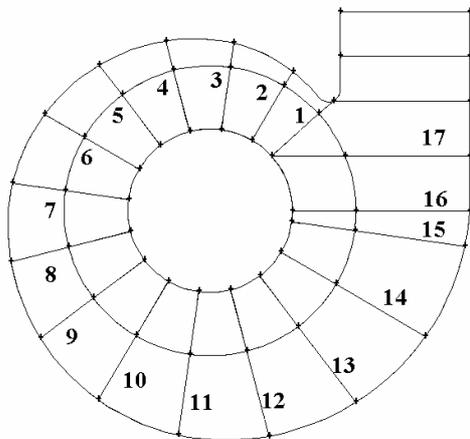
a)



б)



в)

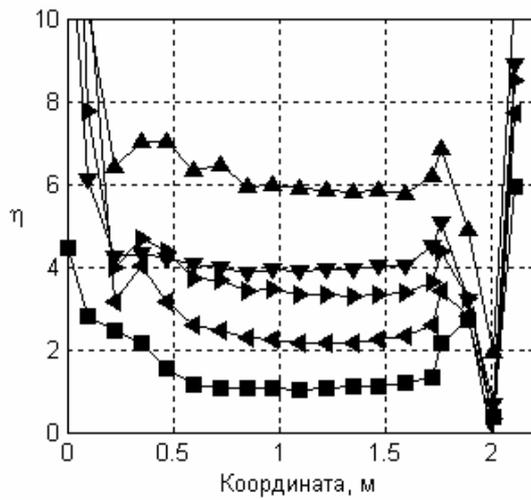


г)

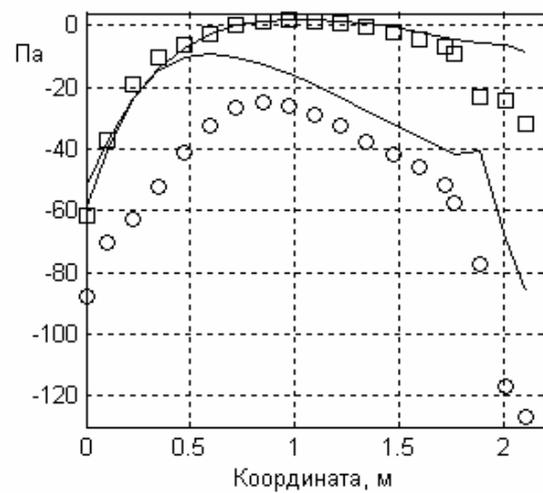
Рис. 2.

FLUENT-6 были рассчитаны параметры течений в трёх сходных конфигурациях, представленных на рис. 2а, 2б, 2в. Для каждой конфигурации поверхность, через которую в камеру вводится воздух, отмечена штриховкой. В качестве исходной конфигурации была выбрана модель спиральной камеры центробежной тягодутьевой машины с диаметром рабочего колеса 1900 мм, выполненная в масштабе 1:3. Она представлена на рис. 2а. Конфигурация на рис. 2б отличается от исходной тем, что внутренняя граница в ней имеет цилиндрическую форму и является продолжением поверхности ввода (рабочего колеса). Третья конфигурация (рис. 2в) отличается от предыдущей тем, что воздух в камеру вводится через всю внутреннюю цилиндрическую поверхность. Во всех трёх случаях массовый расход принимался равным 1 кг/с. Отношение тангенциальной скорости газа к нормальной на поверхности ввода изменялось в пределах 1–10. Тангенциальная и нормальная компоненты скорости газа на всей поверхности ввода предполагались неизменными. Воздух рассматривался как несжимаемый газ, течение ламинарное.

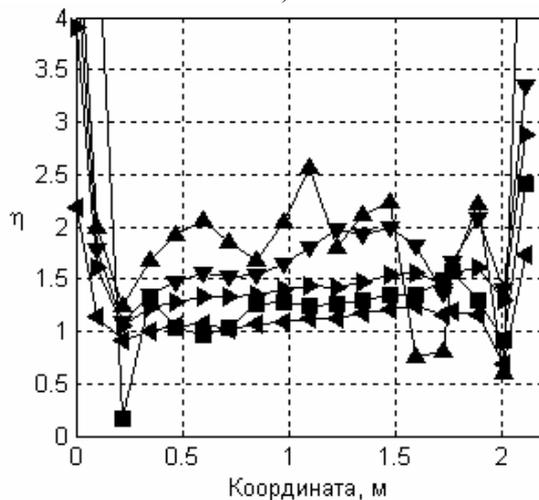
Сравнение производилось следующим образом. Объём спиральной камеры разделялся контрольными поверхностями, как показано на рис. 2г. Наборы контрольных поверхностей во всех трёх конфигурациях получают сечениями объёма камеры одними и теми же плоскостями. Поток через поверхность № 1 брался из результатов 3D моделирования. Из уравнения непрерывности рассчитывалась средняя скорость в спиральной камере. Далее посредством формулы (31) рассчитывалось среднее давление в контрольных поверхностях 1–17, которое сравнивалось с результатами 3D моделирования.



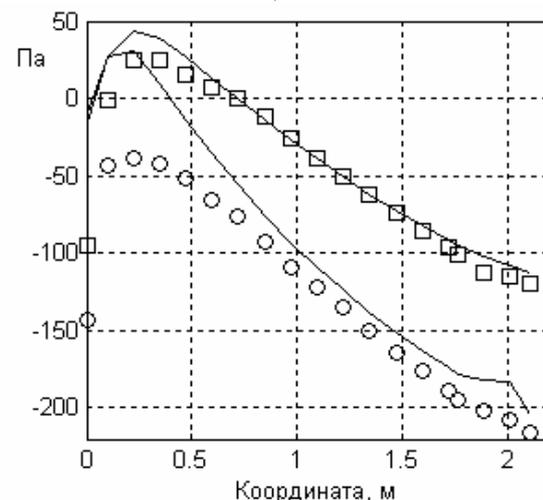
а)



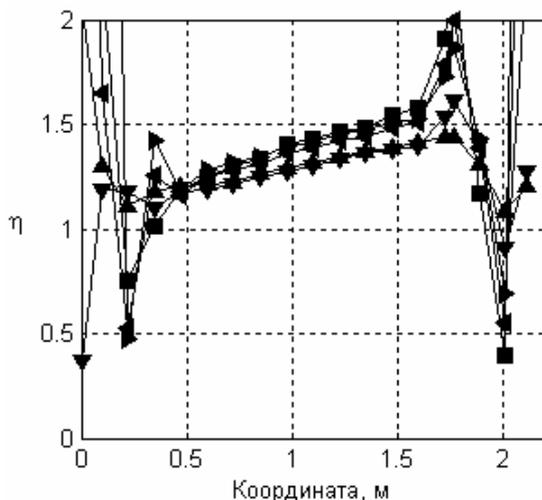
а)



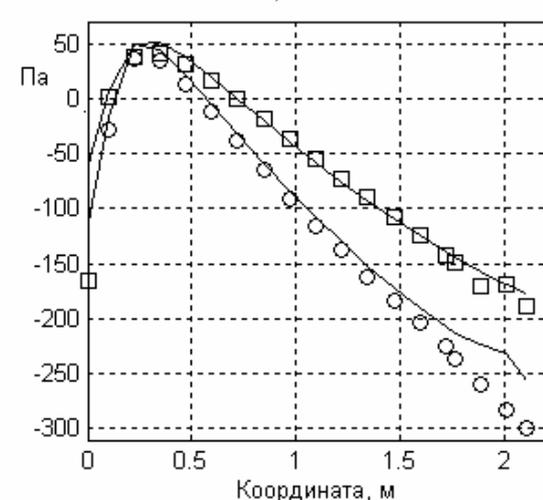
б)



б)



в)



в)

■  $V_{0s}/V_s = 1$ ; ◀ 3; ▶ 5; ▼ 7; ▲ 10  
Рис. 3. Зависимость коэффициента  $\eta$  от координаты для конфигураций, представленных на рис. 2а, 2б, 2в

$a - \eta = 1,0361$ ; б -  $\eta = 1,2401$ ; в -  $\eta = 1,4341$   
Рис. 4. Зависимость полного давления (□) и статического давления (○) от координаты при  $V_{0s}/V_s = 1$  для конфигураций на рис. 2а, 2б, 2в

Очевидно, что данная методика сравнения обеспечивает совпадение осреднённых по контрольным поверхностям скоростей, полученных из одномерной модели и из 3D расчёта, что позволяет сосредоточиться на особенностях применения формулы (31). Анализ результатов показал, что для наилучшего соответствия между результатами 3D моделирования и расчётом по формуле (31) в последнюю необходимо внести поправочный множитель, обозначенный через  $\eta$ :

$$p_2 + \frac{\rho V_{2S}^2}{2} = p_1 + \frac{\rho V_{1S}^2}{2} + \int_{S_1}^{S_2} J(V_{0S} - \eta V_S) dS. \quad (32)$$

В зависимости от условий  $\eta$  может принимать значения порядка 1–7. Для выяснения физического смысла этой поправки рассмотрим последнее слагаемое в (32). Оно является изменением полного давления, возникающим вследствие смещения подводимого потока со скоростью  $V_0$  и транзитного потока со скоростью  $V$ . В реальной геометрии скорость транзитного потока в области смещения несколько выше, чем средняя по соответствующей контрольной поверхности. Таким образом, коэффициент  $\eta$  можно интерпретировать как отношение скорости транзитного потока в области смещения к скорости, осреднённой по контрольной поверхности. На рис. 3а, 3б, 3в представлены зависимости коэффициента  $\eta$  от координаты, вычисленные из условия, чтобы полное давление, даваемое формулой (32), совпадало с результатом 3D моделирования. Видно, что для всех трёх конфигураций существует область, в которой  $\eta$  меняется слабо. На рис. 4а, 4б, 4в изображены графики полного и статического давлений, посчитанных по формуле (32), в которой коэффициент  $\eta$  принят постоянным для данных конфигурации и значения  $V_{0S}/V_S$  и равным  $\eta$  в контрольной поверхности № 10. Сплошными линиями показаны результаты одномерного расчета. Видно, что качественно зависимости сходны. Заметим, что соответствие между результатами одномерной модели и 3D моделирования ухудшается для конфигурации 1, а также при возрастании соотношения  $V_{0S}/V_S$ .

**Список литературы:** 1. Гапон Г.А. Динамика переменной массы в каналах сложной формы // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – № 5. – С. 144-149. 2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1978. – 736 с.

© Гапон Г.А., 2011

Поступила в редколлегию 28.03.11

УДК 621.43.018.4

**В.А. ВОЛОЩУК**, канд. техн. наук; доц. Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне

### ТЕРМОДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ЗРАЗКОВИХ ЦИКЛІВ ДЕЯКИХ СХЕМ ГТУ ТА ПГУ

На основе математического моделирования, с использованием современных информационных технологий, в статье представлены результаты исследования по оптимизации образцовых циклов некоторых схем ГТУ и ПГУ с целью получения максимального внутреннего КПД цикла.

On the base of mathematical modeling with the help of modern information technologies the article gives results of optimizing investigation of exemplary cycles of some schemes of gas turbine power plant and gas-steam combined power plant with the purpose of increasing inner efficiency.

Перспективний напрям розвитку енергетики пов'язаний з газотурбінними (ГТУ) та парогазовими (ПГУ) енергетичними установками [1, 2].

Загалом, шляхи підвищення ефективності ГТУ та ПГУ до кінця іще не дослідженні і представляють собою складну багатопараметричну проблему [1–5], яку в багатьох випадках можна вирішити за допомогою математичного моделювання.

Визначення, дослідження та аналіз циклів ГТУ та ПГУ наведено, зокрема, в роботах [1, 3–5 та ін.]. Але разом з тим, на нашу думку, дане питання потребує подальшого дослідження та уточнення. Оскільки, наприклад в роботі [3], при дослідженні зразкового циклу бінарної ПГУ з котлом-утилізатором (ПГУ КУ) зроблено ряд спрощень. Зокрема багатоступеневий стиск повітря у компресорі та багатоступеневий підвід теплоти у ГТУ замінені ізотермічними процесами, які в дійсності не можуть бути реалізовані. Крім того, в роботі [3] не враховувалося охолодження газової турбіни (ГТ), що при сучасних температурах газів на вході у ГТ є обов'язковим. В роботі [1] в основному розглядаються випадки оптимізації параметрів паротурбінної установки (ПТУ) як складової частини ПГУ КУ. Разом з тим оптимізація параметрів ГТУ як складової ПГУ КУ в даній роботі практично не розглядається. Крім того, в роботі [1] досліджуються схеми ПГУ на рівні сучасного розвитку та можливостей енергетичного машинобудування. Можливостям розвитку схем ПГУ в майбутньому за рахунок ускладнення циклу таких установок в роботі [1], на нашу думку, приділено недостатньо уваги.

Можна показати, що термодинамічний цикл, який в заданих умовах його здійснення має найбільший внутрішній ККД  $\eta_i$ , забезпечує і найбільший електричний ККД установки. Це дозволяє головним показником термодинамічної ефективності реальних внутрішньо необоротних циклів приймати величину  $\eta_i$  [3], яка визначається за формулою

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1}, \quad (1)$$

де  $l_i$  – питома внутрішня робота дійсного циклу;  $q_1$  – дійсна питома теплота, що підводиться ззовні до установки.

В даній роботі розглянемо способи підвищення внутрішнього ККД автономної безрегенеративної ГТУ із згоранням палива при постійному тиску та бінарної парогазової установки з котлом-утилізатором.

Зробимо деякі перетворення формули (1) згідно методики, що наведена у [3].  
Отже, внутрішня робота циклу ПГУ КУ визначається за формулою

$$l_i = (l_{t\_gt} \cdot \eta_{0i\_gt} + l_{t\_st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i\_st}) - \left( \frac{l_{t\_comp}}{\eta_{0i\_comp}} + \frac{l_{t\_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i\_fp}} \right), \quad (2)$$

де  $l_{t\_gt}$ ,  $l_{t\_st}$  – питома робота ізоентропічного розширення відповідно у газовій та паровій турбіні відносно 1 кг робочого тіла відповідно у газовій та паровій турбінах;

$l_{t\_comp}$ ,  $l_{t\_fp}$  – питома робота ізоентропічного стиску відповідно у компресорі та живильному насосі відносно 1 кг робочого тіла відповідно у газовій та паровій турбінах;

$m_{st}$  – питома витрата пари у паровій турбіні, віднесена до 1 кг газу у газовій турбіні;

$\eta_{0i\_gt}$ ,  $\eta_{0i\_st}$  – відповідно відносний внутрішній ККД газової та парової турбін;

$\eta_{0i\_comp}$ ,  $\eta_{0i\_fp}$  – відповідно відносний внутрішній ККД компресора та живильного насосу.

Ввівши позначення

$$\eta_{exp} = \frac{(l_{t\_gt} \cdot \eta_{0i\_gt} + l_{t\_st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i\_st})}{(l_{t\_gt} + l_{t\_st} \cdot m_{st})}, \quad (3)$$

де  $\eta_{exp}$  – приведений внутрішній ККД процесу розширення у газовій та паровій турбінах реального циклу ПГУ КУ,

$$\eta_{comp} = \frac{l_{t\_comp} + l_{t\_fp} \cdot m_{st}}{\left( \frac{l_{t\_comp}}{\eta_{0i\_comp}} + \frac{l_{t\_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i\_fp}} \right)}, \quad (4)$$

де  $\eta_{comp}$  – приведений внутрішній ККД процесу стиску у компресорі та живильному насосі реального циклу ПГУ КУ, та позначивши  $q_1 = q_{t\_1} \cdot \psi$ , де  $q_{t\_1}$  – кількість теплоти, що підведена ззовні у теоретичному оборотному циклі ПГУ КУ;  $\psi$  – коефіцієнт, що враховує зміну  $q_1$  по відношенню до  $q_{t\_1}$  формулу (1) можна записати як

$$\eta_i = \frac{(l_{t\_gt} + l_{t\_st} \cdot m_{st}) \cdot \eta_{exp} - \frac{l_{t\_comp} + l_{t\_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{comp}}}{q_{t\_1} \cdot \psi}. \quad (5)$$

Враховавши, що відношення  $\eta_t = [(l_{t\_gt} + l_{t\_st} \cdot m_{st}) - (l_{t\_comp} + l_{t\_fp} \cdot m_{st})] / q_{t\_1}$  є термічний ККД циклу ПГУ КУ, після деяких перетворень формулу (5) можна записати як

$$\eta_i = \frac{\eta_{exp}}{\psi} \left[ \eta_t - \phi_{comp} \cdot \left( \frac{1}{\eta_{exp} \cdot \eta_{comp}} - 1 \right) \right], \quad (6)$$

де  $\phi_{comp} = (l_{t\_comp} + l_{t\_fp} \cdot m_{st}) / q_{t\_1}$  – відносна робота стиску.

Із формули (6) можна також визначити внутрішній ККД  $\eta_i$  автономної ГТУ, якщо врахувати, що  $m_{st} = 0$ .

Із формули (6) можна зробити такі важливі висновки:

– на внутрішній ККД  $\eta_i$  як автономної ГТУ, так і ПГУ КУ впливають, зокрема, термічний ККД  $\eta_t$ , та відносна робота стиску  $\varphi_{comp}$ ;

– кращим, з точки зору отримання максимуму внутрішнього ККД  $\eta_i$  цих установок, може бути не цикл з більшим термічним ККД  $\eta_t$ , а цикл, що має менший термічний ККД  $\eta_t$ , але і менше значення відносної роботи стиску  $\varphi_{comp}$ .

Наприклад, для автономної безрегенеративної ГТУ термічний ККД  $\eta_t$  можна підвищити за рахунок збільшення ступеня стиску циклового повітря. Відносну роботу стиску  $\varphi_{comp}$  можна знизити шляхом зменшення роботи стиску повітря у компресорі та збільшення теоретичної теплоти  $q_{t-1}$ , підведеної в циклі. У свою чергу, зменшення роботи стиску повітря можна забезпечити за рахунок зниження ступеня стиску та застосування багатоступеневого стиску повітря з проміжним його охолодженням. Збільшення теоретичної теплоти  $q_{t-1}$  можна забезпечити знову ж таки застосуванням багатоступеневого стиску повітря з промохолодженням, багатоступеневого розширення робочого тіла у ГТУ з проміжним підводом теплоти, зменшенням загального ступеня стиску повітря та підвищенням температури газів на вході у газову турбину.

Вплив інших параметрів, що входять у формулу (6), тобто  $\eta_{exp}$ ,  $\psi$ ,  $\eta_{comp}$ , на внутрішній ККД  $\eta_i$  ГТУ та ПГУ КУ спеціально не досліджувався, оскільки ці параметри приймалися або постійними, або, при їх зміні – їх вплив був незначний).

З'ясуємо шляхи підвищення внутрішнього ККД ПГУ КУ. Для цього перетворимо формулу (6) до вигляду

$$\eta_i = \frac{\eta_{0i\_gt}}{\psi} \left[ \eta_{t\_Bc} - \varphi_{comp\_Bc} \cdot \left( \frac{1}{\eta_{0i\_gt} \cdot \eta_{0i\_comp}} - 1 \right) \right] + \frac{1}{\psi \cdot q_{t-1}} \left[ (l_{t\_st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i\_st}) - \left( \frac{l_{t\_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i\_fp}} \right) \right] = \eta_{i\_Bc} + M_{Rc}, \quad (7)$$

де  $\eta_{i\_Bc}$  – внутрішній ККД циклу Брайтона (цикл ГТУ);  $M_{Rc}$  – показник, що рівний відношенню внутрішньої роботи реального циклу Ренкіна (цикл ПГУ) до дійсної теплоти, що підведена до ПГУ КУ ззовні.

Із формули (7) бачимо, що внутрішній ККД ПГУ КУ  $\eta_i$  можна підвищити шляхом збільшення внутрішнього ККД ГТУ, що входить у склад ПГУ КУ (про можливі способи вказано вище) та показника  $M_{Rc}$ .

В даних дослідженнях ми не будемо вивчати вплив параметрів ПТУ (тиск, температура пари на вході у ПТУ, наявність та значення тиску проміжного перегріву пари, тиск у конденсаторі тощо) на внутрішній ККД ПГУ КУ. Тобто приймемо їх значення згідно рекомендацій, які наведені зокрема в [1].

Отже, при постійних параметрах ПТУ, згідно формули (7), показник  $M_{Rc}$  можна підвищити шляхом збільшення питомої витрати пари у паровій турбіні (паропродуктивності котла-утилізатора)  $m_{st}$  та зменшення теоретичної теплоти  $q_{t-1}$ , що підведена до ПГУ КУ.

У свою чергу, величину  $m_{st}$  можна підвищити шляхом використання багато контурних котлів-утилізаторів (два або три контура) та збільшення температури газів на вході у КУ, що можливо за рахунок зменшення ступеня стиску повітря у компресорі



Для прикладу на рис. 3 наведені результати розрахунків з дослідження впливу температури газу на вході у газову турбіну на внутрішній ККД безрегенеративної ГТУ відкритого типу  $\eta_i$ .

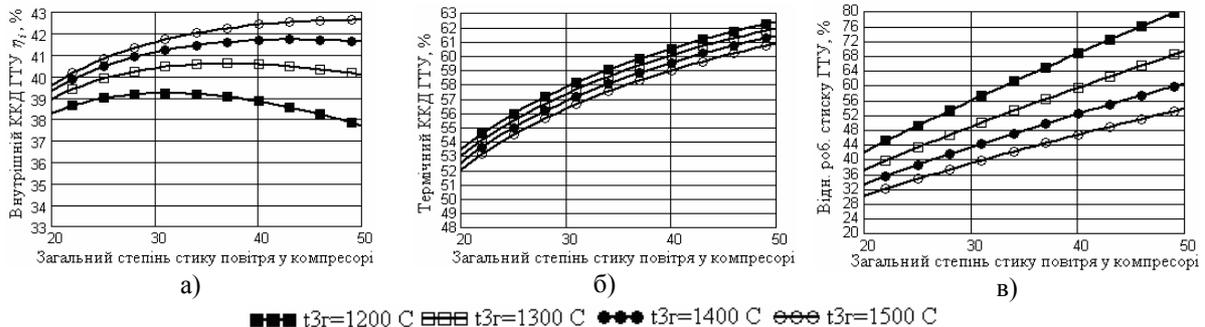


Рис. 3. Результати досліджень впливу температури газу  $t_{3r}$  на вході у газову турбіну безрегенеративної автономної ГТУ на внутрішній ККД ГТУ (а), термічний ККД ГТУ (б) і відносну роботу стиску (в)

Отже, як видно із рис. 3, при збільшенні температури газу  $t_{3r}$  на вході у газову турбіну без регенеративної ГТУ простого циклу від 1200 °С до 1500 °С внутрішній ККД  $\eta_i$  цієї установки при всіх інших умовах, що прийняті в даних дослідженнях, збільшується, наприклад при  $\pi_K = 40$  на 3,5 %.

Така картина має місце тому, що незважаючи на зменшення термічного ККД даної ГТУ (рис. 3б), при збільшенні температури  $t_{3r}$  зменшується відносна робота стиску (рис. 3в).

Також при певному значенні температури  $t_{3r}$  має місце наявність оптимального значення загального ступеня стиску повітря  $\pi_K$ , при якому ККД ГТУ  $\eta_i$  має найбільше. Це пояснюється тому, що при збільшенні  $\pi_K$  збільшується термічний ККД даної ГТУ (рис. 3б), але, разом з тим, збільшується і відносна робота стиску (рис. 3в). А це, згідно формули (6), викликає наявність оптимального значення  $\pi_K$  (рис. 3а). При цьому необхідно відмітити, що при зростанні  $t_{3r}$  оптимальне значення загального ступеня стиску повітря  $\pi_K$ , при якому ККД  $\eta_i$  має найбільше значення – збільшується.

Загалом проведені дослідження за спрощеними математичними моделями показали, що підвищення внутрішнього ККД циклу автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ можна забезпечити збільшенням температури робочого тіла на вході у газову турбіну, застосуванням багатоступеневого стиску повітря у компресорі з проміжним його охолодженням та багатоступеневого розширення газу у ГТУ з проміжним підводом теплоти (див. формулу (6)). При збільшенні температури газів на вході у газову турбіну, збільшенні кількості ступенів та значень ступеня розширення газу у ГТУ, зростає оптимальне значення загального ступеня стиску циклового повітря, при якому внутрішній ККД автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ отримує максимальне значення. При заданому значенні загального ступеня стиску повітря у компресорі та температурі робочого тіла на вході у газову турбіну існують оптимальні значення ступеня стиску циклового повітря перед його проміжним охолодженням та оптимальні значення ступеня розширення газу перед проміжним підводом теплоти, при яких внутрішній ККД автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ отримує максимальні значення. Внутрішній ККД автономної безрегенеративної ГТУ і ПГУ КУ

найбільше зростає при збільшенні кількості ступеней стиску та розширення робочого тіла в ГТУ від одного до двох. На сучасному етапі розвитку енергомашинобудування, при загальному ступені стиску циклового повітря менше 50, використання багатоступеневого стиску циклового повітря в автономній безрегенеративній ГТУ є доцільним, а для ПГУ КУ такий спосіб, як показали результати чисельного моделювання, навпаки – не є ефективним. Також у ПГУ КУ підвищення внутрішнього ККД можна забезпечити також шляхом використання багатоконтурних котлів-утилізаторів (два або три контури).

Зауважимо, що в розрахунках, результати яких були приведені вище, для спрощень приймалося, що робочим тілом в ГТУ є атмосферне повітря.

Очевидно, що це призвело до певної неточності, оскільки в ГТУ, які ми розглядаємо (відкриті ГТУ), склад та кількість робочого тіла на різних ділянках ГТУ змінюється за рахунок спалювання палива. Крім того, мають місце втрати тиску при русі робочого тіла в ГТУ та ПГУ КУ.

Отже, наступним етапом даної роботи було врахування вказаних особливостей при дослідженні зразкових циклів автономної ГТУ та ПГУ КУ.

На рис. 4 наведені результати досліджень зразкового циклу автономної безрегенеративної ГТУ з урахуванням зміни складу робочого тіла та втрат тиску на різних ділянках ГТУ. При цьому двоступеневий стиск повітря та розширення газів було передбачено при оптимальних значеннях ступеня стиску та розширення відповідно у проміжному компресорі та газовій турбіні, отриманих за спрощеними математичними моделями.

Отже, бачимо, що використання двоступеневого розширення газу у газових турбінах із проміжним підводом теплоти в автономній безрегенеративній ГТУ дозволяє підвищити внутрішній ККД даної установки на 2 % у порівнянні із установкою простого циклу (одноступеневий стиск повітря та одноступеневий підвід теплоти). Використання двоступеневого стиску повітря із його проміжним охолодженням дозволяє підвищити внутрішній ККД даної установки на 3 % у порівнянні із ГТУ простого циклу. Одночасне застосування двоступеневого стиску повітря та двоступеневого розширення газу дозволяє підвищити внутрішній ККД даної установки на 4 % у порівнянні із ГТУ простого циклу. Також із рис. 4 бачимо, що ускладнення циклу автономної безрегенеративної ГТУ вимагає збільшення загального ступеня стиску повітря. Саме таке технічне рішення, зокрема, використано у одній із моделей ГТУ фірми General Electric [6]. Для підвищення ККД даної установки у простому циклі до рекордних 45 % використана зокрема схема з двоступеневим стиском повітря у компресорі. Степінь підвищення тиску такої ГТУ становить  $\pi_K = 40$ .

На рис. 5 наведені результати досліджень зразкового циклу ПГУ КУ з урахуванням зміни складу робочого тіла ГТУ та втрат тиску на різних ділянках робочого тіла в ПГУ КУ.

Отже, по-перше, лінії на рис. 5, які відповідають одноконтурним КУ, обмежені певними значеннями загального ступеня стиску  $\pi_K$ . Це обумовлено технологічними вимогами до роботи ПГУ КУ. Крайня ліва точка кожної кривої відповідає мінімальному значенню ступеня стиску повітря, при якому температура відхідних газів за КУ становить 70 °С, що обумовлено недопущенням конденсації водяних парів, які містяться у продуктах згорання (наприклад, для лінії 3 на рис. 5 це буде точка при  $\pi_K \approx 15$ ). Крайня права точка кожної кривої відповідає максимальному значенню

степеня стиску повітря  $\pi_K$ , при якому температурний напір на вході відхідних газів ГТУ у КУ становить 20 °С (наприклад, для лінії 3 на рис. 5 це буде точка при  $\pi_K \approx 48$ ).

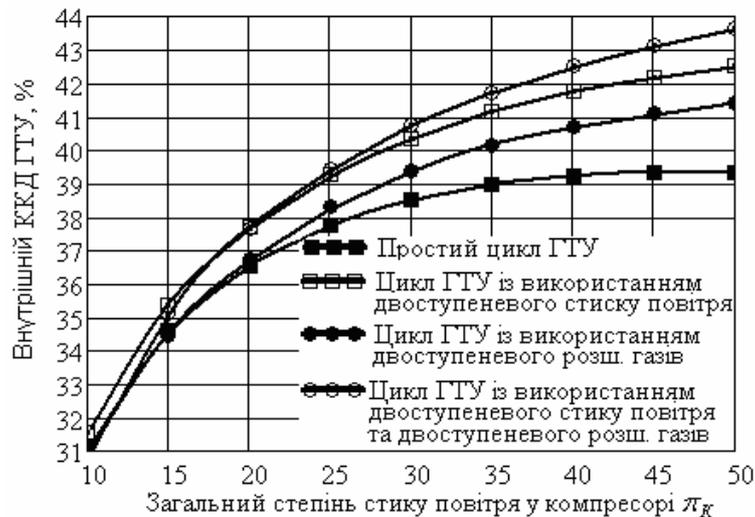


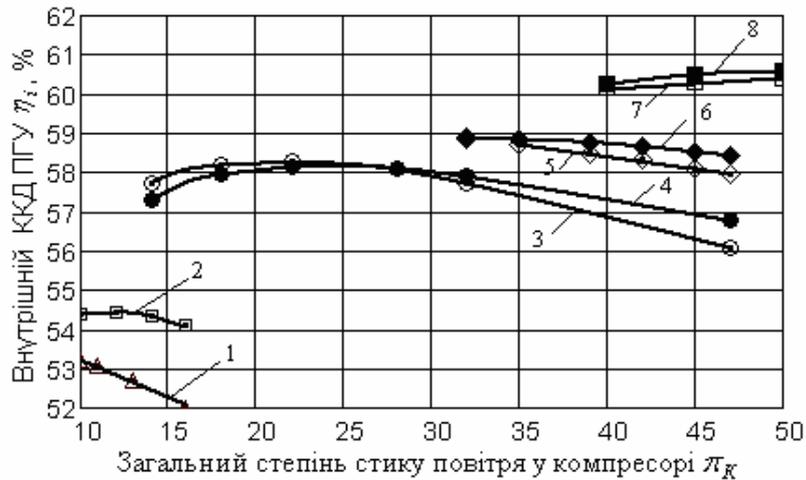
Рис. 4. Результати досліджень впливу ускладнення циклу автономної безрегенеративної ГТУ та загального ступеня стиску повітря  $\pi_K$  на її внутрішній ККД: температура газу на вході у газову турбину  $t_{3Г} = 1400$  °С; при двоступеневому стиску повітря ступінь стиску повітря у проміжному компресорі становить 2,0; при двоступеневому розширенні газів ступінь розширення газів у проміжній газовій турбіні становить 1,75

Крім того, із рис. 5 видно, що при певних значеннях загального ступеня стиску повітря, використання двоконтурного КУ відсутнє (немає доцільності його використання), в той час як одноконтурний КУ може використовуватися. Так для ПГУ, що складається з ГТУ з одноступеневим стиском повітря та двоступеневим підводом тепла (лінії 3 та 5 на рис. 5) при  $\pi_K = 15...30$  застосування двоконтурного КУ відсутнє, оскільки одноконтурний КУ забезпечує відповідну утилізацію теплоти газів (на рис. 6 теплова діаграма такого КУ показана суцільними лініями). Це пояснюється тим, що із зменшенням  $\pi_K$  зростає температура газів після ГТУ і вже при  $\pi_K = 15...30$  у відповідності з тепловими та масовими балансами КУ збільшується його паропродуктивність, за рахунок чого для утилізації відхідних газів ГТУ достатньо одноконтурного КУ.

Зауважимо, що згідно результатів, максимальні значення внутрішнього ККД для ПГУ із ускладненим циклом та одноконтурним КУ (лінії 3, 4, 7 та 8 на рис. 5) відповідають значенням ступеня стиску повітря  $\pi_K$ , при яких відбувається перехід мінімального температурного напору (згідно рекомендацій [1] приймався рівним 10 °С) в КУ від одного кінця економайзера до іншого. Наприклад, для схем, що відповідають лініям 3 та 4, при  $\pi_K = 15...25$ , мінімальний температурний напір в КУ знаходиться на холодному кінці економайзера (на рис. 6 теплова діаграма такого КУ показана суцільними лініями). При  $\pi_K > 25$  мінімальний температурний напір переходить на гарячий кінець економайзера, де виникає доцільність використання двоконтурного КУ (на рис. 6 теплова діаграма такого КУ показана штриховими лініями).

Із рис. 5 бачимо, що загалом ускладнення циклу ГТУ як складової ПГУ КУ дозволяє підвищити внутрішній ККД  $\eta_i$  установки. Наприклад, застосування

двоступеневого підводу теплоти підвищує  $\eta_i$  до 5 % (при тих вихідних даних, що наведені на рис. 5) у порівнянні з одноступеневим підводом теплоти (лінії 1 та 3, а також лінії 2 та 5 на рис. 5). При цьому необхідно зазначити, що в майже таку ж область попадання значень ККД було отримано авторами [1] при дослідженні впливу на цей ККД різних параметрів ПГУ КУ з ГТУ GT26, де використаний двоступневий підвід теплоти при температурі газів на вході у газові турбіни 1235 °С. Причому, у даній ГТУ застосований одноступеневий стиск повітря при значенні степеня стиску  $\pi_K = 30$ .



1 – ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стиском повітря, одноступеневим підводом тепла та одноконтурного КУ; 2 – ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стиском повітря, одноступеневим підводом тепла та двоконтурного КУ; 3 – ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стиском повітря, двоступеневим підводом тепла та одноконтурного КУ; 4 – ПГУ складається з ГТУ з триступеневим стиском повітря, двоступеневим підводом тепла та одноконтурного КУ; 5 – ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стиском повітря, двоступеневим підводом тепла та двоконтурного КУ; 6 – ПГУ складається з ГТУ з триступеневим стиском повітря, двоступеневим підводом тепла та двоконтурного КУ; 7 – ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стиском повітря, триступеневим підводом тепла та одноконтурного КУ; 8 – ПГУ складається з ГТУ з триступеневим стиском повітря, триступеневим підводом тепла та одноконтурного КУ

Рис. 5. Результати досліджень впливу ускладнення циклу ПГУ на його внутрішній ККД; температура газу на вході у газові турбіни 1200 °С; ступінь стиску у К1 та К2 = 1,2; ступінь розширення газу у ГТ1 та ГТ2 = 3

Застосування триступеневого підводу теплоти в ГТУ як складової ПГУ КУ дозволяє ще додатково до 3 % підвищити внутрішній ККД ПГУ КУ у порівнянні з двоступеневим підводом теплоти. Тобто, як вказувалося вже, при переході від одноступеневого підводу теплоти до двоступеневого ККД ПГУ КУ зростає найбільше. Разом з тим необхідно відзначити, що схеми ПГУ КУ із триступеневим підводом теплоти при даних, що розглядаються в даному випадку, теоретично можливі вже при досить високих степенях стиску повітря  $\pi_K > 40$ . Якщо при значеннях  $\pi_K \approx 40$  ГТУ існують сьогодні [6], то ГТУ при  $\pi_K > 50$  на сучасному етапі енергетичного машинобудування – відсутні.

Виходячи із цього та рис. 6 бачимо, що для ПГУ з триступеневим підводом теплоти та температурою робочого тіла на вході у газові турбіни 1200 °С, та інших

приятних вихідних умовах достатньо одноконтурного КУ для необхідної утилізації (до 70 °С) теплоти відхідних газів.

Необхідно зазначити, що коли іде мова про влаштування багатоступеневого розширення газу у газових турбінах із проміжним підводом теплоти, то тут виникає питання про можливість спалювання палива у продуктах згорання при наявності достатньої кількості баластного кисню O<sub>2</sub>.

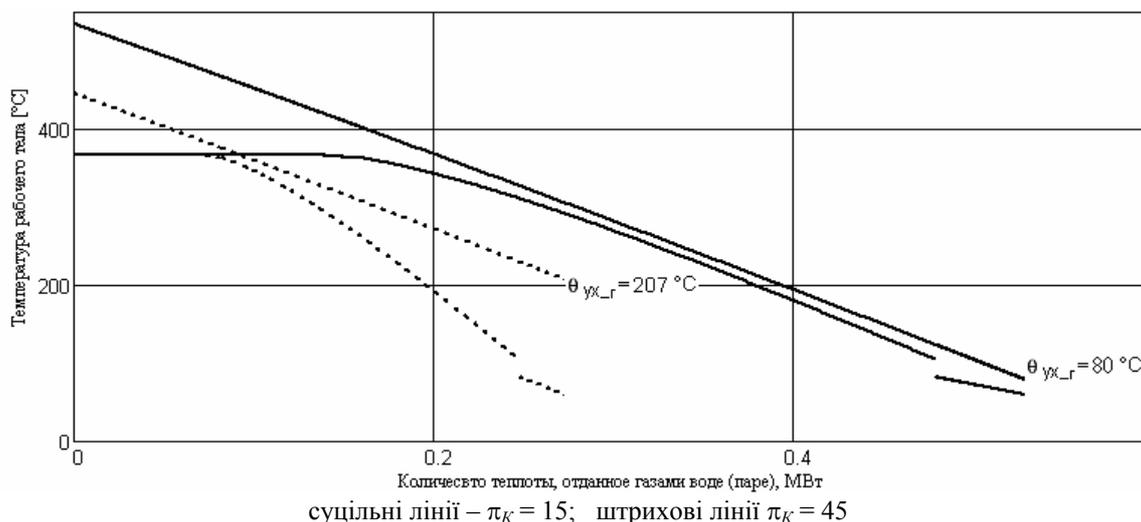


Рис. 6. Теплова діаграма одноконтурного КУ в області випарника, економайзера та газового підігрівника конденсату:

Із рис. 5 також видно, що застосування багатоступеневого стиску циклового повітря для зменшення роботи стиску дає відносно невелике підвищення величини внутрішнього ККД  $\eta_i$  ПГУ КУ. Так застосування триступеневого стиску повітря із степенями стиску у компресорах К1 та К2 рівних 1,2 внутрішній ККД  $\eta_i$  зростає від 0,5 до 1 %. Причому це зростання збільшується при збільшенні загального ступеня стиску повітря  $\pi_k$ . Хоча тут виникає питання про можливість та техніко-економічну доцільність влаштування ступеня стиску повітря, рівного 1,2.

Як вказано вище, існує оптимальна зона значень ступеня розширення у перших по ходу робочого тіла газових турбінах, що знаходяться між камерами згорання, при яких ККД ПГУ КУ  $\eta_i$  має найбільше значення.

Так на рис. 7 наведені результати досліджень впливу на внутрішній ККД ПГУ КУ різних значень ступеня розширення у проміжних газових турбінах ГТУ та різних значень ступеня стиску у проміжних компресорах.

Із рис. 7 бачимо, що, наприклад, при максимальній температурі робочого тіла у ГТУ рівній 1200 °С та загальному ступеню стиску повітря  $\pi_k = 35$  оптимальні значення ступеня розширення у ГТ1 для схем з одноконтурним КУ знаходяться в межах 5...6, а для схем з двоконтурним КУ – в межах 4...5.

Також із рис. 7 видно, що у випадку багатоступеневого (в даному випадку триступеневого) стиску повітря, при значенні ступеня стиску у проміжних компресорах рівному 1,2 внутрішній ККД ПГУ КУ зростає приблизно на 0,5 % у порівнянні із схемою без проміжного стиску (охолодження). Разом з тим, вже при значенні ступеня

стиску у проміжних компресорах рівному 1,6 внутрішній ККД ПГУ КУ стає меншим по відношенню до ПГУ без проміжного стиску циклового повітря.

Отже, шляхом підбору оптимальних значень степеня розширення робочого тіла у проміжних газових турбінах, можна додатково підвищити ККД ПГУ КУ. Наприклад, для випадку, що наведений на рис. 7 значення внутрішнього ККД ПГУ КУ з двоконтурним КУ можна підвищити до 59 % при степенях розширення газу у ГТ1 рівних 3...5.

Що стосується застосування стиску повітря у ПГУ КУ – то, як показують результати досліджень, це є недоцільним, а в деяких випадках – і неефективним.

Крім того максимальні значення ККД для ПГУ КУ із ускладненим циклом та одноконтурним КУ (суцільні лінії на рис. 7) відповідають значенням степеня розширення газу у ГТ1, при яких відбувається перехід мінімального температурного напору в КУ від одного кінця економайзера до іншого. Тобто, при степенях стиску у ГТ1 рівних 2,2...5, мінімальний температурний напір в КУ знаходиться на гарячому кінці економайзера, де є доцільність використання двоконтурного КУ. При степенях стиску у ГТ1 рівних 5...8 мінімальний температурний напір переходить на холодний кінець економайзера, де одноконтурного КУ достатньо для утилізації теплоти відхідних газів ГТУ.

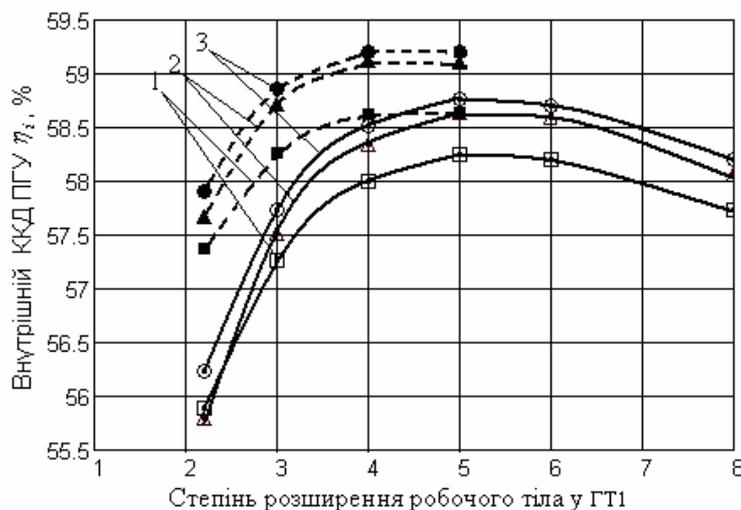


Рис. 8. Результати досліджень впливу значень степеня розширення у ГТ1 та степеня стиску у К1 та К2 на внутрішній ККД ПГУ КУ; температура газу на вході у ГТ1 1200 °С; загальний степінь стиску  $\pi_K = 35$

Рис. 8. Результати досліджень впливу значень степеня розширення у ГТ1 та степеня стиску у К1 та К2 на внутрішній ККД ПГУ КУ; температура газу на вході у ГТ1 1200 °С; загальний степінь стиску  $\pi_K = 35$

Виходячи з вищенаведеного можна зробити такі висновки:

1. Згідно залежності (6) внутрішній ККД  $\eta_i$  циклів як автономної безрегенеративної ГТУ так і ПГУ КУ можна, зокрема, підвищити шляхом збільшення термічного ККД циклів цих установок та зменшення відносної роботи стиску робочого тіла.
2. Виходячи із цього, підвищення величини  $\eta_i$  для вказаних установок можна забезпечити збільшенням температури робочого тіла на вході у газову турбіну, застосуванням багатоступеневого стиску повітря у компресорі з проміжним його

охлаждениям та багатоступеневого розширення газу у ГТУ з проміжним підводом теплоти.

3. Як показали дослідження, при збільшенні температури газів на вході у газову турбину, збільшенні кількості ступенів та значень ступеня стиску повітря та розширення газу у ГТУ, зростає оптимальне значення загального ступеня стиску циклового повітря, при якому ККД автономної безрегенеративної ГТУ максимальний. Те ж саме відноситься і до ПГУ КУ за виключенням випадків, де використовується багатоступеневий стиск повітря з промозохладженням.

4. Крім того, при заданому значенні загального ступеня стиску повітря у компресорі та температурі робочого тіла на вході у газову турбину існують оптимальні значення ступеня стиску циклового повітря перед його проміжним охолодженням та оптимальні значення ступеня розширення газу перед проміжним підводом теплоти, при якому ККД автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ максимальні.

5. Згідно проведених досліджень, внутрішній ККД  $\eta_i$  автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ найбільше зростає при збільшенні кількості ступеней стиску та розширення робочого тіла в ГТУ від одного до двох.

6. Але, якщо використання багатоступеневого стиску циклового повітря в автономній безрегенеративній ГТУ є доцільним то для ПГУ КУ такий спосіб, як показали результати чисельного моделювання, не є ефективним.

7. На сучасному етапі розвитку енергомашинобудування, при загальному ступені стиску циклового повітря менше 50 і використанні безрегенеративної ГТУ як в автономному режимі так і в складі ПГУ, для збільшення внутрішнього (електричного) ККД доцільно підвищувати температуру газів на вході у газову турбину та використовувати, при можливості, двоступеневе або триступеневе розширення газу з проміжним підводом теплоти у ГТУ.

8. Крім того, у ПГУ КУ підвищення внутрішнього (електричного) ККД можна забезпечити також шляхом використання багатоконтурних котлів-утилізаторів (два або три контури).

**Список літератури:** 1. Цанев С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. – 2-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 584 с.: ил. 2. Патон Б.Є. Чи допоможуть газові турбіни подолати проблеми енергосистеми України? / Б.Є. Патон, А.А. Халатов // Дзеркало тижня. – 2008. – 13–19 грудня, № 47 (726). 3. Андрущенко А.И. О термодинамической эффективности сложных циклов ГТУ в парогазовых установках // Теплоэнергетика. – 1998. – № 3. – С. 68-71. 4. Уваров В.В. Газовые турбины и газотурбинные установки: учебное пособие для машиностроит. вузов и факультетов / В.В. Уваров. – М.: Высшая школа, 1970. – 320 с. 5. Андрущенко А.И. Образцовые циклы теплоэнергетических установок и их оптимизация. Учебное пособие / А.И. Андрущенко, А.Б. Дубинин. – Саратов. политехн. ин-т. Саратов, 1988. – 68 с. 6. Лебедев А.С. Тенденции повышения эффективности ГТУ / А.С. Лебедев, С.В. Костенников // Теплоэнергетика. – 2008. – № 6. – С. 11-18. 7. Очков В.Ф. Сетевые расчеты процессов и циклов теплоэнергетических установок / В.Ф. Очков, А.А. Александров, К.А. Орлов, В.А. Волощук, А.В. Очков // Новое в российской электроэнергетике. – 2008. – № 10. – С. 5-27.

© Волощук В.А., 2011  
Надійшла до редколегії 14.02.11

УДК 621.175-52

*Г.И. КАНЮК*, д-р техн. наук; проф. УИПА, г. Харьков

*А.Р. МИСЬКО*, ассистент УИПА, г. Харьков

*И.П. ЛАПТИНОВ*, инженер-технолог «УкрКранЭнерго», г. Харьков

*Д.Д. СТЕБЛЯНКО*, ассистент УИПА, г. Харьков

### **ПРИНЦИПЫ И МОДЕЛИ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

Сформульовано завдання створення енергозберігаючої системи автоматичного керування режимами роботи конденсаторів парових турбін. Розроблена загальна математична модель стаціонарного режиму роботи конденсатора. Сформований алгоритм еталонної програми функціонування конденсатора при заданих значеннях витрат пари і конденсату.

The task of creation of the energysaving system of automatic control the modes of operations of condensers of steam-turbines is formulated. The general mathematical model of the stationary mode of operations of condenser is developed. The algorithm of the standard program of functioning of condenser is formed at the set values of charges of steam and runback.

В работе [1] отмечено, что в настоящее время практически исчерпаны резервы повышения экономичности паротурбинных электростанций за счет повышения начальных параметров, усовершенствования систем регенеративного подогрева питательной воды и промежуточного перегрева пара. Вместе с тем, обострение проблем в топливно-энергетическом комплексе и ухудшение экологической ситуации диктуют необходимость системного подхода к решению проблем повышения экономичности и экологических характеристик ТЭС и АЭС.

В связи с этим, в энергетической области большое внимание стало уделяться низкопотенциальным комплексам электростанций как структурных единиц энергоблоков, оказывающих непосредственное влияние на экономичность их эксплуатации за счет влияния на конечные параметры пара и на расход электроэнергии для собственных нужд. По данным Запорожской АЭС недовыработка электроэнергии из-за плохих условий теплообмена в конденсаторах ежегодно составляет порядка 1,5 млрд. кВт·ч [2].

Поэтому обеспечение оптимальных режимов работы конденсационных установок, минимизация всех видов энергетических потерь в них представляет собой важную и актуальную научно-техническую проблему.

Целью исследования является создание энергосберегающих систем автоматического управления режимами работы систем низкопотенциального комплекса, в частности, конденсаторов паровых турбин.

Следуя общим принципам энергосберегающего управления технологическими объектами, изложенными в [3], конденсатор, как объект управления, обеспечивающий конденсацию отработанного в турбине пара, представим следующим образом (рис. 1).

Вектор нерегулируемых входных параметров  $\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}$  включает номинальные для определения режима работы значения массового расхода ( $G_{\text{п}}^{\text{вх}}$ ), давления ( $P_{\text{п}}^{\text{вх}}$ ) и температуры ( $t_{\text{п}}^{\text{вх}}$ ) пара, входящего в конденсатор из последней ступени турбины.

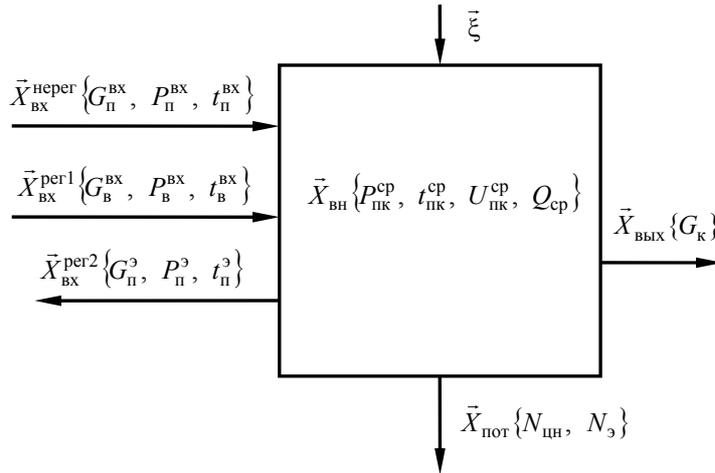


Рис. 1. Конденсатор, как объект управления

представлен средними значениями давления ( $P_{пк}^{cp}$ ), температуры ( $t_{пк}^{cp}$ ) и скорости циркуляции пара ( $U_{пк}^{cp}$ ) в паровом пространстве конденсатора, а также средним значением количества теплоты ( $Q_{cp}$ ), отдаваемого паром охлаждающей воде через стенки трубных пучков.

Вектор выходных параметров  $\vec{X}_{\text{вых}}$  представляет собой значение массового расхода образующегося конденсата ( $G_K$ ).

Вектор потерь  $\vec{X}_{\text{пот}}$  – значения мощностей, потребляемых циркуляционным насосом ( $N_{\text{цн}}$ ) и эжекторами ( $N_э$ ).

Из моделей отдельных рабочих процессов и элементов конденсатора может быть составлена общая математическая модель стационарного режима работы конденсатора.

$$\begin{aligned}
 G_{\text{п}}^{\text{вх}} &= G_K + G_{\text{п}}^{\text{э}}; \\
 G_{\text{п}}^{\text{э}} &= C_{\text{пэ}}^{\text{х}} \cdot X_{\text{рз}}^{\text{э}} + C_{\text{пэ}}^{\text{рпк}} \cdot P_{\text{пк}}^{\text{cp}}; \\
 t_{\text{пн}}^{\text{cp}} &= C_{t_{\text{рн}}} \cdot P_{\text{пк}}^{\text{cp}} + C'_{t_{\text{рн}}}; \\
 q &= \alpha_{\text{п}}^{\text{cp}} \cdot (t_{\text{пн}}^{\text{cp}} - t_{\text{ст}}^{\text{cp}}); \\
 q &= (t_{\text{ст}}^{\text{cp}} - t_{\text{ст}}^{\text{вх}}) / \sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i); \\
 q &= \alpha_{\text{в}}^{\text{cp}} \cdot (t_{\text{ст}}^{\text{cp}} - t_{\text{в}}); \\
 \alpha_{\text{п}}^{\text{cp}} &= C_{\alpha_{\text{п}}}^{\text{тн}} \cdot t_{\text{пн}}^{\text{cp}} + C_{\alpha_{\text{п}}}^{\text{ст}} \cdot t_{\text{ст}}^{\text{cp}}; \\
 \alpha_{\text{в}}^{\text{cp}} &= C_{\alpha_{\text{в}}}^{\text{г}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot Q_{\text{в}}; \\
 G_K &= C_{G_K}^{\text{г}} \cdot q; \\
 N_{\text{в}} &= Q_{\text{в}} \cdot P_{\text{в}} = C_{\text{NX}}^{\text{цт}} \cdot X_{\text{рз}}^{\text{цн}} + C_{\text{NQ}}^{\text{цт}} \cdot Q_{\text{в}}; \\
 N_{\text{цн}}^{\text{потр}} &= N_{\text{в}} / \eta_{\text{цн}} = C_{\text{NX}}^{\text{цт}} \cdot X_{\text{рз}}^{\text{цн}} + C_{\text{NQ}}^{\text{цн}} \cdot n_{\text{цн}}; \\
 Q_{\text{в}} &= C_{Q_{\text{в}}}^{\text{хрз}} \cdot X_{\text{рз}}^{\text{цн}} + C_{Q_{\text{в}}}^{\text{п}} \cdot n_{\text{цн}}; \\
 t_{\text{пк}}^{\text{cp}} \cdot (C_{\text{рп}}^{\text{вх}} \cdot G_{\text{п}}^{\text{вх}} + C_{\text{р.конд}} \cdot G_K + C_{\text{рп}}^{\text{к}} \cdot G_{\text{п}}^{\text{э}}) &= (C_{\text{рп}}^{\text{вх}} \cdot G_{\text{п}}^{\text{вх}} \cdot t_{\text{п}}^{\text{вх}} + C_{\text{р.конд}} \cdot G_K \cdot t_{\text{конд}}^{\text{cp}} + C_{\text{рп}}^{\text{к}} \cdot G_{\text{пэ}} \cdot t_{\text{с}}) - q \cdot A_K.
 \end{aligned}$$

Векторы регулируемых параметров  $\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{пер1}}$  и  $\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{пер2}}$  – соответствующие значения параметров охлаждающей воды ( $G_{\text{в}}^{\text{вх}}, P_{\text{в}}^{\text{вх}}, t_{\text{в}}^{\text{вх}}$ ) и пара, откачиваемого эжекторами ( $G_{\text{п}}^{\text{э}}, P_{\text{п}}^{\text{э}}, t_{\text{п}}^{\text{э}}$ ).

При этом вектор параметров, по которым может непосредственно осуществляться управление  $\vec{X}_{\text{упр}} \{G_{\text{в}}^{\text{вх}}, G_{\text{п}}^{\text{э}}\}$ .

Вектор внутренних параметров  $\vec{X}_{\text{вн}}$  может быть

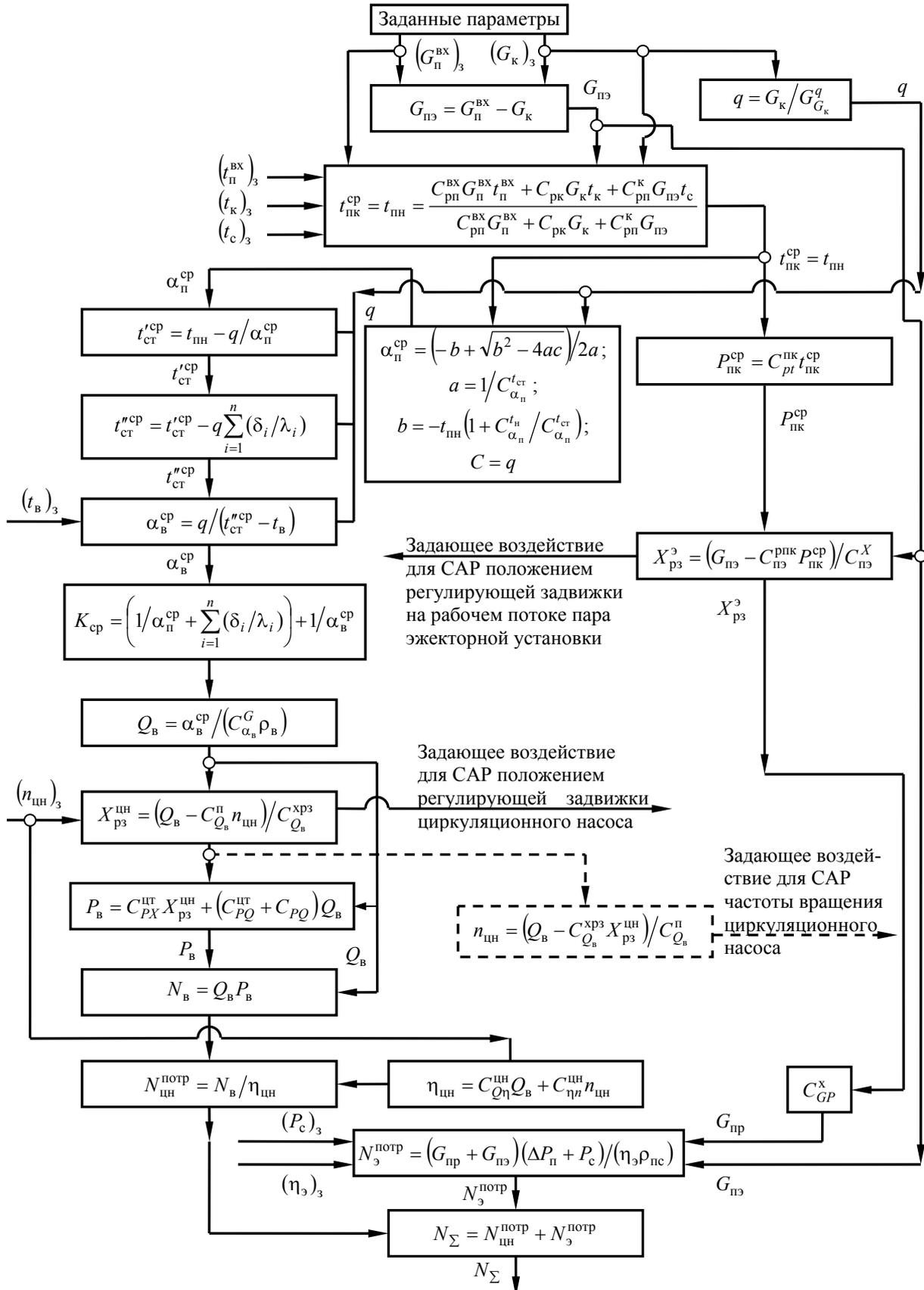


Рис. 2. Алгоритм формирования заданной программы работы конденсатора и задающих воздействий для САР расходов эжектируемого пара и охлаждающей воды

На основании общей математической модели конденсатора может быть сформирован алгоритм эталонной программы функционирования конденсационной установки при заданных значениях расходов пара  $(G_{\text{п}}^{\text{вх}})_3$  и конденсата  $(G_{\text{к}})_3$  (рис. 2).

Эта программа может формировать рациональные задающие воздействия для системы автоматического регулирования (САР) положением регулирующей задвижки на рабочем потоке пара эжекторной установки, задвижки циркуляционного насоса и привода циркуляционного насоса.

В направлении решения указанной проблемы проведены теоретические исследования и получены следующие основные результаты.

1. Сформулирована задача создания энергосберегающей системы автоматического управления режимами работы конденсаторов паровых турбин, обеспечивающей заданное соотношение расходов поступающего пара и конденсата при минимальных затратах мощности эжекторной установки и циркуляционного насоса.

2. Разработана математическая модель рабочих процессов конденсатора, учитывающая процессы теплообмена и конденсации пара, работы парозежекторной установки и циркуляционного насоса.

3. Разработана общая функциональная схема энергосберегающей САУ (системы автоматического управления) режимами работы конденсатора с использованием эталонной модели объекта и модели отклонений основных параметров от заданных значений.

4. Разработан алгоритм формирования заданной программы работы конденсатора и задающих воздействий для САР расходов эжектируемого пара и охлаждающей воды.

5. Предложена структура энергосберегающей САУ режимами работы конденсатора с использованием эталонной модели, формирующей заданный режим работы и модели отклонений, обеспечивающей коррекцию задающих воздействий для САР расходов пара и охлаждающей воды при отклонениях от заданного режима.

Дальнейшие задачи в этом направлении заключаются в следующем:

– подбор и аппроксимация экспериментальных характеристик рабочих процессов и элементов конденсационной установки, необходимых для замыкания и конкретизации разработанной математической модели;

– получение функции мощности энергетических потерь, затрачиваемых на функционирование конденсатора (мощность, потребляемая эжекторной установкой и циркуляционным насосом) и исследование ее на экстремум (минимум);

– конкретизация предложенной общей структуры энергосберегающей САУ режимами работы конденсатора, доведение ее до возможности практического исследования и повышения технико-экономических характеристик энергоблоков.

**Список литературы:** 1. *Муравьев В.И.* Разработка и анализ технических решений по рационализации конденсационных систем низкопотенциального комплекса ТЭС и АЭС: монография / В.И. Муравьев, Д.В. Михайский, М.И. Суханов и др. – Харьков: ХУВС, 2010. – 122 с. 2. *Артюх С.Ф.* Анализ резервов энергосбережения и возможностей повышения технико-экономической эффективности насосных установок низкопотенциального комплекса (НПК) тепловых и атомных электростанций / С.Ф. Артюх, И.Г. Шелепов, Г.И. Канюк и др. // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 57'2005. – Харьков. – С. 32-42. 3. *Канюк Г.И.* Общие принципы энергосберегающего управления технологическими объектами / Г.И. Канюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2010. – № 4/3 (46). – С. 42-44.

© Канюк Г.И., Мисько А.Р., Лаптинов И.П., Стеблянко Д.Д., 2011  
Поступила в редколлегию 11.02.11

УДК 536.2

**В.Б. ВЕСЕЛОВСКИЙ**, канд. физ.-мат. наук; доц. ДНУ им. О. Гончара,  
г. Днепропетровск

**В.В. БЕЛЯЕВА**, канд. техн. наук; доц. ДНУ им. О. Гончара, г. Днепропетровск

**А.В. ГРИБАНОВА**, аспирант ДНУ им. О. Гончара, г. Днепропетровск

**Р.А. КИРИЧЕНКО**, магистр ДНУ им. О. Гончара, г. Днепропетровск

### **РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРИАЛОВ ПРИ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ**

Представлена математична модель та обчислювальні методи визначення теплофізичних параметрів тіл на основі експериментальних вимірювань методом лазерного імпульсу. Отримані розв'язки задачі нестационарної теплопровідності для складових елементів конструкції з уніфікованими зовнішніми граничними умовами та умовами неідеального теплового контакту. Наведені результати обчислювальних експериментів.

The mathematical model and computational methods of determination of bodies' thermal physical parameters on the basis on experimental measurements by the laser flash method are presented. Solutions of unstationary heat conduction problem for constituent elements of construction with unified external boundary conditions and conditions of nonideal thermal contact were obtained. Results of computational experiments are given.

В настоящее время интенсификация теплообменных технологических процессов приводит к более жестким требованиям, к постановке соответствующих математических моделей и эффективности методов их реализации. Поэтому актуальной проблемой моделирования процессов теплопереноса являются проблемы высокоинтенсивного нестационарного переноса тепла.

В разных процессах обработки материалов концентрированными потоками энергии используется тепловое действие плазменного потока, лазерного или электронного луча. Создаются условия скачкообразного изменения температуры поверхности твердого тела или среды (так называемый тепловой удар), которое граничит с ней, что приводит к появлению в телах мощной волны термического напряжения, достаточной для условий изменений как прочностных, так и теплофизических характеристик. Систематические исследования фазовых и структурных превращений в сплавах при повышенных скоростях нагрева показали, что быстрый нагрев сплавов позволяет получить структуры, которые не могут быть созданы стандартными видами термообработки.

В последнее время большой интерес вызывает метод лазерного импульса [1], сущность которого состоит в поглощении в тонком слое нагреваемой поверхности образца импульса энергии и регистрации изменения во времени температуры его обратной поверхности. Полученная экспериментальная информация содержит данные, связанные с коэффициентом температуропроводности, удельной теплоемкостью, коэффициентом теплопроводности образца, а также с контактным термическим сопротивлением для составной конструкции.

В инженерной практике многослойные конструкции, как правило, используют для уменьшения утечек тепла или для предохранения элементов конструкций от воздействия высоких тепловых потоков. Сочетание различных материалов, их теплофизических свойств, толщин слоев позволяет выбрать конструкцию, оптимальную по весу и объему, исходя из заданного теплового режима.

Анализ литературы по рассматриваемой проблеме показал, что математическая постановка задачи, основанная на параболическом уравнении, лежащая в основе метода лазерного импульсного нагрева, является источником методических погрешностей, которые необходимо учитывать в реальном эксперименте.

В работе [2] предложены унифицированные математические модели контактного теплообмена для составных тел в зависимости от условий тепловых воздействий. Модели построены на основе рассмотрения контактного теплообмена для двухслойной системы неограниченных пластин. Для реализации моделей нужны решения соответствующих задач нестационарной теплопроводности для составных тел. Анализ литературы показал, что эффективным методом решения таких задач является операционный метод, основанный на интегральном превращении Лапласа. В работах [3, 4] структурным методом получены решения задач контактного теплообмена.

Целью настоящего исследования является разработка математических моделей и вычислительных методов определения теплофизических параметров тел на основе экспериментальных измерений методом лазерного импульса.

Выявим структуру формирования температурного поля в системе двух теплоизолированных с боковой поверхности полубесконечных стержней, имеющих разные температуры, свободные торцы которых в определённый момент времени приведены в соприкосновение. Теплофизические свойства стержней разные. Начало координат поместим на поверхности стыковки стержней.

Математическая формулировка задачи имеет вид

$$\tau_r \frac{\partial^2 T_v(x, \tau)}{\partial x^2} + \frac{\partial T_v(x, \tau)}{\partial \tau} = a_v \frac{\partial^2 T_v(x, \tau)}{\partial x^2}, \quad (1)$$

$$v = 1, 2, \quad \tau > 0, \quad x > 0;$$

$$T_v(x, 0) = T_{v,0}; \quad (2)$$

$$\left. \frac{\partial T_v(x, \tau)}{\partial \tau} \right|_{\tau=0} = 0; \quad (3)$$

$$\frac{\partial T_v(0 \pm \infty, \tau)}{\partial x} = 0; \quad (4)$$

$$T_1(0, \tau) = T_2(0, \tau); \quad (5)$$

$$\frac{\lambda_1}{\tau_r^1} \int_0^t \frac{\partial T_1(0, \eta)}{\partial x} e^{\frac{\eta-\tau}{\tau_r^1}} d\eta = -\frac{\lambda_2}{\tau_r^2} \int_0^t \frac{\partial T_2(0, \eta)}{\partial x} e^{\frac{\eta-\tau}{\tau_r^2}} d\eta, \quad (6)$$

где  $T$  – температура,  $\tau$  – время,  $x$  – координата,  $\tau_r$  – время релаксации теплового потока,  $a$ ,  $\lambda$  – коэффициенты температуропроводности и теплопроводности.

Решение краевой задачи (1)–(6) имеет вид

$$T_v(x, \tau) = T_{1,0} + (-1)^v (T_{1,0} - T_{2,0}) b_2 \left[ \frac{1}{A_{0,v}} - \frac{1}{A_{0,v}} \cdot e^{-\frac{A_{1,v}}{A_{0,v}} \tau} \left( \frac{A_{1,v}}{A_{0,v}} - \frac{(B_{0,v}^*)^2 + \tau_r^v}{2!} \right) + \right. \\ \left. + \frac{(B_{0,v}^*)^2 \tau_r^v}{A_{1,v}} \left( e^{-\frac{A_{1,v}}{A_{0,v}} \tau} + \delta(\tau) \right) - \frac{B_{0,v}^*}{\sqrt{\pi \tau}} \left( \frac{1}{A_{0,v}} + \frac{\tau_r^v}{A_{1,v}} \right) \right], \quad (7)$$

где 
$$B_0^* = \frac{x}{\sqrt{a_v}}; A_{0,v} = \frac{b_1 + b_2}{b_v}; A_{1,v} = \frac{b_2 \tau_r^1 + b_1 \tau_r^2}{b_v}.$$

Без учёта релаксации тепловых потоков ( $\tau_r^1 = \tau_r^2 = \tau_r = 0$ ) полученное решение (7) переходит в классическое. Если стыкуются стержни с одинаковыми временами релаксации теплового потока ( $\tau_r^1 = \tau_r^2 = \tau_r$ ), то температура поверхности стыковки стержней устанавливается мгновенно после соприкосновения и остаётся постоянной в процессе теплообмена стержней. Эта температура равна классическому значению.

Изменение температуры поверхностей торца в месте соприкосновения стержней

$$\begin{aligned} \Delta T = & \frac{1}{A_{0,v}} - \frac{1}{A_{0,v}} e^{-\frac{A_{0,v}}{A_{1,v}} \tau} + \frac{1}{2!} \frac{(B_{0,v}^*)^2 + \tau_r^v}{A_{1,v}} e^{-\frac{A_{0,v}}{A_{1,v}} \tau} + \frac{(B_{0,v}^*)^2 \tau_r^v}{A_{1,v}} \delta(\tau) - \\ & - \frac{(B_{0,v}^*)^2 \tau_r^v A_{0,v}}{A_{1,v}^2} e^{-\frac{A_{0,v}}{A_{1,v}} \tau} - \frac{B_{0,v}^*}{A_{1,v}} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n n! \tau^n}{2^{3/2} \cdot \Gamma\left(\frac{7}{2} + n\right)} L_n^{5/2} \left( -2 \cdot \frac{A_{0,v}}{A_{1,v}} \tau \right) + \\ & + \frac{B_{0,v}^* \tau_r^v}{A_{1,v}} \left[ \left( \frac{A_{0,v}}{A_{1,v}} \right)^{-3/2} \cdot e^{-\frac{A_{0,v}}{A_{1,v}} \tau} \cdot \operatorname{erf} \left( \sqrt{\frac{A_{0,v}}{A_{1,v}}} \tau \right) - \frac{2}{\left( \frac{A_{0,v}}{A_{1,v}} \right)} \sqrt{\frac{\tau}{\pi}} \right], \end{aligned} \quad (8)$$

где  $L_n^\alpha$  – полином Лагерра,  $\Gamma(\beta + n)$  – гамма-функция.

Полученные данные свидетельствуют о том, что причиной формирования температурного поля является разность температур стержней, и объясняют, как именно она преобразуется в температуру контакта стержней и в температуру каждого из стержней в любом сечении  $x$  [5, 6].

Тепловой поток, протекающий через поверхность соприкосновения тел, находим по формуле

$$\bar{q}_1(0, p) = \bar{q}_2(0, p) = -\lambda_2 \frac{d\bar{T}_2(x, p)}{dx} \Big|_{x=0} = \frac{\lambda_1}{\tau_r^1 p + 1} \frac{d\bar{T}_1(x, p)}{dx} \Big|_{x=0} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot (T_{1,0} - T_{2,0})}{\sqrt{p} (b_1 + b_2 \sqrt{\tau_r^1 p + 1})}. \quad (9)$$

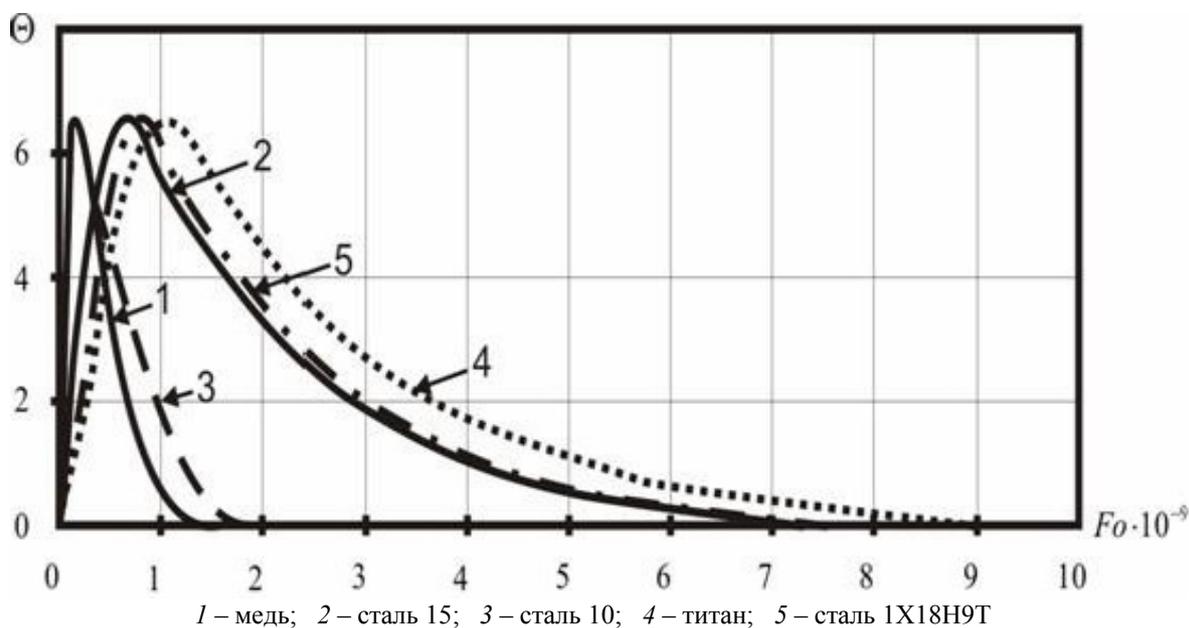
Применив теорему о начальном значении, получим  $q(0,0) = b_1 (T_{1,0} - T_{2,0}) \cdot \frac{1}{\sqrt{\tau_r^1}}$ .

Таким образом, тепловой поток  $q(0,0)$  имеет конечное значение  $b_1 (T_{1,0} - T_{2,0}) \cdot \frac{1}{\sqrt{\tau_r^1}}$ , тогда как в случае соприкосновения тел, перенос тепла в которых описывают обычным уравнением теплопроводности, тепловой поток  $q(0,0)$  должен быть бесконечно большим. В результате

$$\lim_{p \rightarrow \infty} p \cdot \bar{T}(0, p) = \lim_{t \rightarrow 0} T(0, t) = T_{2,0}; \quad \lim_{p \rightarrow \infty} p \cdot \bar{T}(0, p) = \lim_{t \rightarrow 0} T(0, t) = \frac{b_1 T_{1,0} + b_2 T_{2,0}}{b_1 + b_2}.$$

Следовательно, температура  $T(0, \tau)$  за промежуток времени практически соизмеримый со временем релаксации  $\tau_r$ , изменяется от  $T_{2,0}$  до значения  $\frac{b_1 T_{1,0} + b_2 T_{2,0}}{b_1 + b_2}$ , которое мгновенно устанавливается при соприкосновении стержней, в которых перенос тепла описывают уравнением Фурье.

Результаты вычислительных экспериментов для различных материалов приведены на рис. 1. Принято, что длина стержня  $L = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м,  $T_0 = 20$  °С,  $q = 5 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>, время действия теплового импульса  $10^{-8}$  с.



1 – медь; 2 – сталь 15; 3 – сталь 10; 4 – титан; 5 – сталь 1Х18Н9Т  
Рис. 1. Изменение температуры на торце стержня для материалов

Анализ температурного поля ограниченного стержня при граничных условиях второго и первого рода, полученного структурным методом, показал, что при временах равных времени релаксации теплового потока наблюдается локальное повышение температуры.

Результаты вычислительных экспериментов по изменению температуры во времени на торце стержня использованы для определения коэффициента температуропроводности по методу лазерного импульса (рис. 2, 3).

Анализ результатов показал, что при малых числах Фурье (до 0,2) коэффициент температуропроводности увеличивается в 2–3 раза. При увеличении числа Фурье до 1, коэффициент температуропроводности достигает стабильных табличных значений. Таким образом, при исследовании процессов теплообмена при малых значениях числа Фурье необходимо учитывать значительное увеличение коэффициента температуропроводности при экстремальных воздействиях. Последующее уменьшение числа Фурье приводит к значительному увеличению коэффициента температуропроводности, потому рассмотрение этого вопроса нуждается в физическом и математическом обосновании.

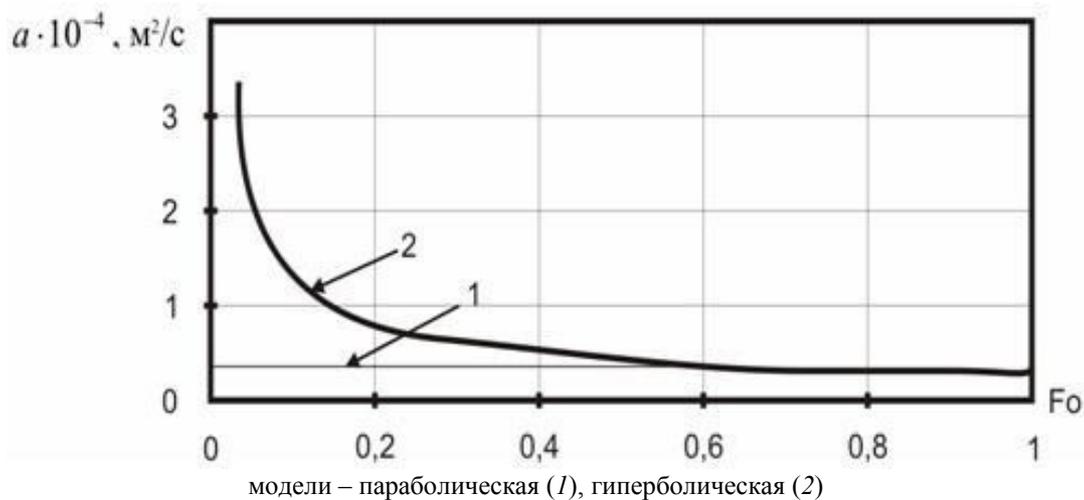


Рис. 2. Температуропроводность титана

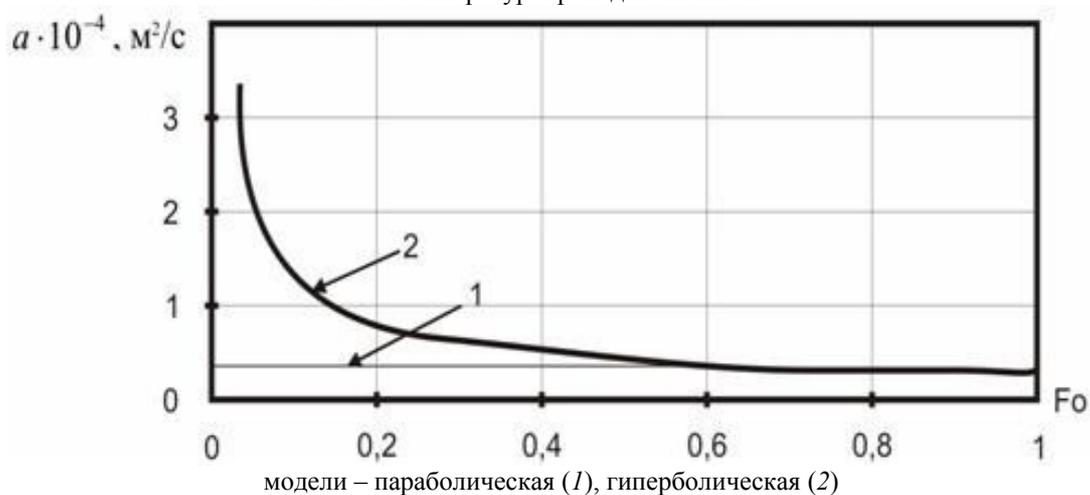


Рис. 3. Температуропроводность стали 1X18H9T

Использование метода Паркера при высокоинтенсивном тепловом воздействии требует применения обобщённого закона Фурье. При исследовании процессов теплообмена при малых значениях числа Фурье необходимо учитывать значительное увеличение коэффициента температуропроводности при экстремальных воздействиях. Установлено, что при экстремальных тепловых воздействиях в условиях идеального теплового контакта при временах релаксации теплового потока возникает контактное термическое сопротивление в составных элементах конструкции. Полученные решения содержат постоянные  $\lambda, a, \tau, \sqrt{\frac{a}{\tau_r}}$ , которые характеризуют релаксирующий процесс теплопроводности в среде [7, 8].

Влияние конечной скорости распространения тепла на амплитуду, затухание и фазу температурных колебаний может быть использовано для экспериментального определения скорости распространения тепла или времени релаксации теплового потока.

Интенсификация энергетических и технологических процессов, связанная с повышением теплонапряженности многослойных элементов конструкций, работающих часто на предельных температурных режимах, предъявляет особенно жесткие требования к полноте и точности результатов исследований теплообмена. Поэтому

расчет теплового и теплонапряженного состояния многослойной конструкции требует более строгой постановки задачи, а также повышенной точности задания граничных условий и других параметров тепло- и массопереноса. Методы, основанные на решении обратных задач, продолжают оставаться актуальным быстроразвивающимся направлением исследований в науке и технике. В ряде случаев они оказываются наиболее эффективным или даже единственно возможным инструментом для получения требуемых результатов и повышения качества исследований при проектировании и отработке технических объектов, а также процессов производства материалов и изделий.

Основное распространение методы обратных задач получили при экспериментальном изучении нестационарных, высокоинтенсивных тепловых процессов. Применение методологии обратных задач для решения комплексных проблем идентификации математических моделей теплообмена является актуальным направлением исследований в проектировании теплонагруженных конструкций и экспериментальной отработке тепловых режимов летательных аппаратов.

Обратная задача теплопроводности для системы трехслойных пластин формулируется следующим образом. Требуется по замерам температур на стыке второй и третьей пластины найти изменение температуры и теплового потока на внешней поверхности третьей пластины ( $x = 1$ ).

$$\frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = \beta_v \frac{\partial^2 T(x, \tau)}{\partial x^2}, \quad (10)$$

$$v = 1, 2, \quad 0 \leq x \leq 1, \quad 0 \leq \tau \leq \infty,$$

$$T_2(1, \tau) = f_{2,3}(\tau), \quad \frac{\partial T_1(0, \tau)}{\partial x} = 0, \quad (11)$$

$$T_v(x, 0) = 0. \quad (12)$$

Условия на стыке пластин:

$$-\frac{\lambda_1}{R_1} \frac{\partial T_1(1, \tau)}{\partial x} = \frac{1}{R_{1,2}} (T_1(1, \tau) - T_2(0, \tau)), \quad \frac{\lambda_1}{R_1} \frac{\partial T_1(1, \tau)}{\partial x} - \frac{\lambda_2}{R_2} \frac{\partial T_2(0, \tau)}{\partial x} = \omega_{1,2}. \quad (13)$$

В (9)–(13)  $\tau = \frac{a_2}{R_2} t$ ,  $x = \frac{x_v}{R_v}$  – безразмерные время и координата;  $\beta_v = \frac{a_v}{a_2} \frac{R_2^2}{R_v^2}$ , где

$a_v$ ,  $R_v$  – коэффициент температуропроводности и толщина  $v$ -ой пластины.

Решение задачи Коши для третьей пластины имеет вид

$$T_3(x, \tau) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(x)^{2n}}{(2n)!} f_2^{(n)}(\tau) - \frac{x}{\lambda} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(x)^{2n}}{(2n+1)!} g_2^{(n)}(\tau), \quad (14)$$

где

$$g_2(\tau) = -\frac{\lambda_2}{R_2} \frac{\partial T_2(1, \tau)}{\partial x}; \quad f_2(\tau) = f_3(\tau).$$

Решение задачи (9)–(13) операционным методом имеет следующий вид:

$$T_v(x, \tau) = \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{v,n}(x) f_{2,\nu}^{(n)}(\tau) + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\overline{f_{2,\nu}(p)}}{\Psi'(p_k)} Q_v(x) \exp(p_k \tau),$$

где комплексы  $\Omega_{v,n}(x)$ ,  $Q_v(x)$ ,  $\Psi'(p_k)$  определяются по соотношениям.

Решение (14) при заданных  $f(\tau)$  и  $g(\tau)$  позволяет найти искомые изменения температуры  $T_w$  и теплового потока  $q_w(\tau)$ . Однако в такой интерпретации решения (14), где функции  $f(\tau)$ ,  $g(\tau)$  известны из эксперимента с некоторой погрешностью, необходимо учитывать и тот факт, что вычисление операторов дифференцирования  $f^{(n)}(\tau)$ ,  $g^{(n)}(\tau)$  неустойчиво к возмущениям в исходных данных. Таким образом, имеем типичную некорректную задачу, для построения устойчивого решения которой необходимо построение регуляризирующих алгоритмов.

Сохраним в решении (14) конечное число слагаемых  $N$ . Введем обозначения

$$Z_1(\tau) = f'(\tau), Z_2(\tau) = f''(\tau), \dots, Z_n(\tau) = f^{(N)}(\tau). \quad (15)$$

Тогда решение (14) с учетом обозначений (15) записывается в виде

$$T(x, \tau) = f(\tau) + \frac{x^2}{2!} Z_1(\tau) + \frac{x^4}{4!} Z_2(\tau) + \dots + \frac{x^{2N}}{2N!} Z_N(\tau). \quad (16)$$

Таким образом, граничные условия при  $X = 1$  восстанавливаются соотношением (16), в котором функции  $Z_k(\tau)$  находятся из решения интегральных уравнений (15).

$$AZ_k = \int_0^{\tau} \frac{(\tau - \eta)^{k-1}}{(k-1)!} Z_k(\eta) d\eta = U(\tau), \quad (17)$$

где правая часть задается приближенно, т.е.  $U = U_{\delta} = f(\tau) - \sum_{\nu=0}^{k-1} f^{(\nu)}(\tau) \frac{\tau^{\nu}}{\nu!}$ .

Здесь  $\delta$  – числовой параметр, характеризующий погрешность правой части уравнения (17).

Интегральное уравнение (17) с помощью метода конечных сумм (формулы прямоугольников, трапеций Симпсона) может быть сведено к системе линейных алгебраических уравнений.

$$\sum_{r=0}^n K_{r,S} q_r = f_S, \quad (18)$$

где  $r, S$  – время, выраженное в единицах дискретности  $\Delta t$ .

Задачу аппроксимации экспериментально измеренной температуры, заданной на множестве  $T \{ \tau_0, \tau_1, \tau_2, \tau_3, \dots, \tau_n \}$  полиномами степени  $\rho$ ,  $\rho \leq 0$ , сведем к определению многочленов

$$U_\rho(\tau) = a_0 \cdot H_0(\tau) + a_1 \cdot H_1(\tau) + \dots + a_\rho \cdot H_\rho(\tau), \quad (19)$$

где многочлены  $\{H_k(\tau)\}, (k = 0, 1, 2, \dots, \rho)$  ортогональные на системе точек  $T$ . В частности, если (19) состоит из целых неотрицательных степеней переменной  $\tau$ , то есть

$$H_0(\tau) = 1, \quad H_1(\tau) = \tau, \quad H_2(\tau) = \tau^2, \quad \dots,$$

то  $U_\rho(\tau) = a_0 + a_1\tau + \dots + a_\rho\tau^\rho$  есть обычный полином степени  $\rho$ .

Для искомого многочлена квадратичное отклонение

$$\Omega_\rho = \sum_{s=0}^N [U_\rho(\tau_s) - f(\tau_s)]^2 = \min. \quad (20)$$

Таким образом, правые части интегральных уравнений – известную из эксперимента температуру – аппроксимируем по методу наименьших квадратов многочленами (19) и тем самым выравнивая ошибку в задаче этих функций, получаем лучшее в смысле критерия наименьших квадратов согласие с соответствующей действительности значениями, а неизвестные функции  $q(\tau)$  интегральных уравнений ищем как

$$Q_\rho(\tau_r) = \sum_{j=0}^{\rho} C_j \omega_j(\tau_r), \quad (21)$$

где многочлены  $\{\omega_j(\tau_r)\}, (j = 0, 1, 2, \dots, \rho)$  ортогональные на системе точек  $T$ . В частности, если (21) состоит из целых неотрицательных степеней переменной  $\tau$ , то есть  $\omega_0(\tau) = 1, \omega_1(\tau) = \tau, \omega_2(\tau) = \tau^2, \dots, \omega_\rho(\tau) = \tau^\rho, \dots$ , то  $Q_\rho(\tau) = C_0 + C_1\tau + \dots + C_\rho\tau^\rho$  есть обычный полином степени  $\rho$ .

Для искомого многочлена  $Q_\rho(\tau_r)$  должно выполняться условие

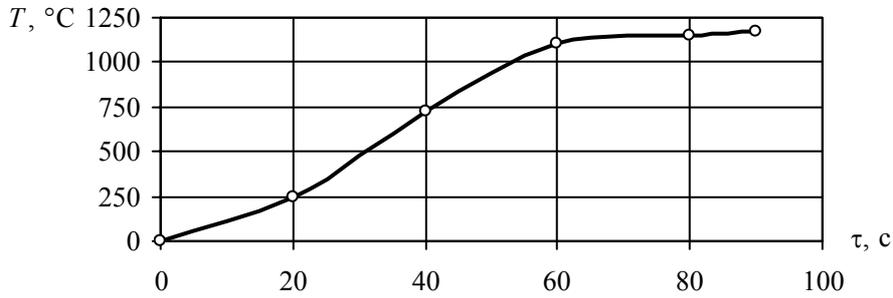
$$\Omega_\rho^* = \sum_{r=0}^n [Q_\rho(\tau_r) - q(\tau_r)]^2 = \min, \quad (22)$$

Заменяя  $q_r$  и  $f_s$  на  $Q_\rho(\tau)$  и  $U_\rho(\tau_s)$ , умножая обе части (18) на  $\omega_j(\tau_r)$  и проводя суммирование по  $r$  от 0 к  $n$  получаем систему уравнений для неизвестных коэффициентов  $C_j$ :

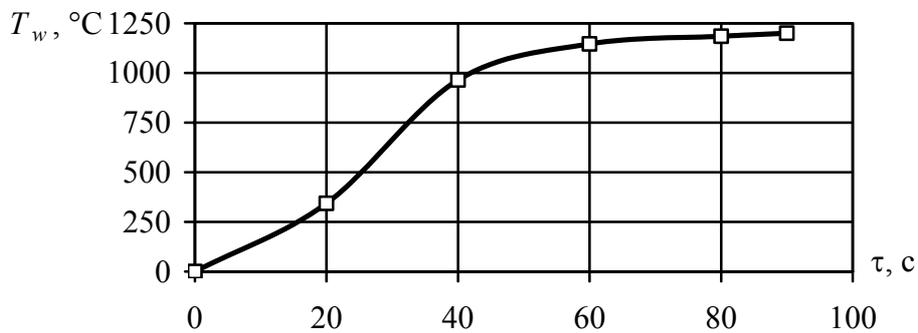
$$\sum_{j=0}^{\rho} A_{j,k} \cdot C_j = a_k; \quad k = 0, 1, 2, \dots, \rho, \quad (23)$$

$$A_{j,k} = \sum_{r=0}^n \sum_{s=0}^n K_{r,s} \omega_j(\tau_r) \cdot \omega_k(\tau_s). \quad (24)$$

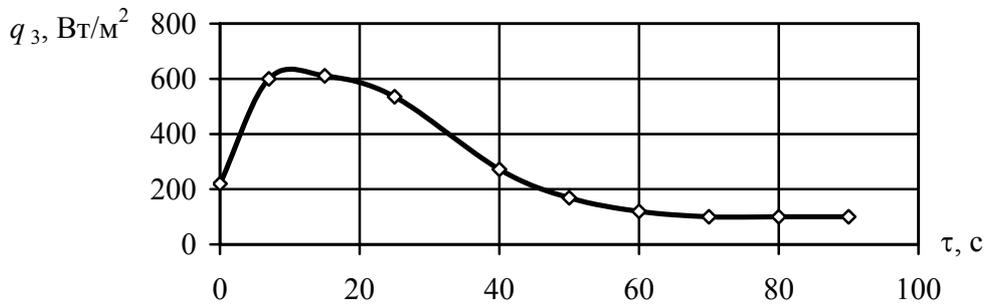
Ее и следует решать численно. Она имеет значительно меньший порядок, чем исходная система, и хорошо обусловленная. По найденным  $C_j$  с (8) определяем неизвестную функцию, предполагая  $q_r \approx Q_p(\tau_r)$ .



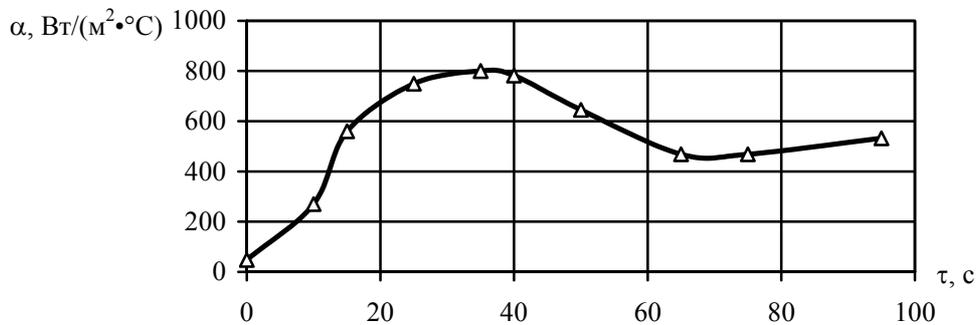
а)



б)



в)



г)

а – экспериментальная температура  $f_{2,3}(\tau)$ ; б – температура поверхности  $T_{3,w}(1, \tau)$ ;  
 в – тепловой поток  $q_{3,w}(1, \tau)$ ; г – коэффициент теплоотдачи  $\alpha$

Рис. 4. Восстановленные граничные условия

Степень  $\rho$  ортогональных многочленов, что аппроксимируют заданную и искомую функцию, аналогичен параметру регуляризации.

Оптимальное значение  $\rho = \rho_0$  степени ортогонального многочлена, что аппроксимирует решение интегрального уравнения, выбираем из условия минимума функционала

$$\Omega_{\rho}^* = \frac{\sum_{r=0}^n [Q_{\rho}(\tau_r) - q_r]^2}{n - \rho}. \quad (25)$$

Таким образом, в случае использования ортогональных многочленов вычисление параметров  $a_k$  и  $C_j$  производится по готовым формулам, которые избавляют от необходимости решения системы нормальных уравнений.

При стендовой обработке камер сгорания производится измерение температуры поверхности в сечениях соответствующих корпусов узлов. На поверхности в сечении располагается по две точки замера, расположенных в диаметрально противоположных точках периметра корпуса. Экспериментальные данные и результаты решения обратной тепловой задачи для системы трехслойных пластин приведены на рис. 4а, б, в, г.

В реальных условиях измеряемые температуры (т.е. исходные данные для обратной задачи теплопроводности) являются случайными величинами из-за дефектов производства, технологии изготовления, загрязнения поверхности, погрешности измерения и обработки экспериментальной информации. Влияние погрешностей исходной информации на решение ОЗТ оценивалось с помощью метода статистических испытаний Монте-Карло. Анализ результатов статистического моделирования решения обратной задачи позволяет установить коридор ошибок искомых граничных условий.

Расчеты для трехслойной пластины показали, что погрешность в задании экспериментальной температуры до 5 % вызывает максимальные отклонения температуры поверхности до 10 % на временном интервале 0–55 с, а на остальном временном участке до 5 %, теплового потока – 20 % и 10 % соответственно.

**Список литературы:** 1. Parker W.I. Flash method of determining thermal diffusivity, heat capacity, and thermal conductivity // W.I. Parker, C.P. Butler, G.I. Abott // J. Appl. Phys. – 1961. – 32 (9). – PP. 1678-1684. 2. Веселовский В.В. Математические модели и определение контактного термического сопротивления в элементах конструкций / В.В. Веселовский // Диференціальні рівняння та їх застосування. – Дніпропетровськ: ДНУ, 2006. – С. 88-95. 3. Веселовский В.В. Решение задач контактного теплообмена структурным методом / В.В. Веселовский // Металлургическая теплотехника. – Днепропетровск: Пороги, 2007. – С. 62-70. 4. Веселовский В.В. Структурный метод решения задач теплопроводности для составных сред при экстремальных воздействиях / В.В. Веселовский // Диференціальні рівняння та їх застосування. – Дніпропетровськ: ДНУ, 2006. – С. 55-67. 5. Веселовский В.В. Контактные термические сопротивления в условиях экстремальных тепловых воздействий / В.В. Веселовский, В.В. Веселовский, А.В. Грибанова // Металлургическая теплотехника. – Днепропетровск: Пороги, 2009. – С. 135-146. 6. Веселовский В.В. Определение контактных термических сопротивлений в условиях экстремальных тепловых воздействий / В.В. Веселовский, В.В. Веселовский, А.В. Грибанова // Динаміка та міцність машин, будівель, споруд: Зб. наук. праць Полт. НТУ. – Полтава, 2009. – С. 182-188. 7. Мацевитый Ю.М. Обратные задачи теплопроводности: В 2-х т. – Киев: Наук. думка, 2003. – Т. 1. – 460 с.; Т. 2. – 392 с. 8. Model R. Thermal Transport Properties of Layered Materials: Identification by a new Numerical Algorithm for Transient Measurements / R. Model // Int. J. Thermophys. – 2005. – V. 26, No 1. – PP. 165-178. 9. Алифанов О.М. Обратные задачи как методологическая основа идентификации тепловых математических моделей // Теплообмен. – ММФ Минск: ИТМО АНБ, 2000. – Т. 3. – С. 3-13.

© Веселовский В.В., Беляева В.В., Грибанова А.В., Кириченко Р.А., 2011  
Поступила в редколлегию 03.03.11

УДК 661.968

**А.В. ПОПОК**, аспирант ИПМаш НАНУ, г. Харьков

**А.И. ИВАНОВСКИЙ**, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ, г. Харьков

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В СЛОЕ МЕТАЛЛОГИДРИДА С ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩЕЙ МАТРИЦЕЙ

Для экспериментального дослідження тепломасопереносу в шарі металогідріда з теплопередаючою матрицею спроектована та виготовлена фізична модель – експериментальний металогідрідний модуль (ЕММ). Виміряно температурні поля та витратні характеристики. Встановлено залежність часу десорбції водню від температури теплоносія.

For the experimental study heat and mass transfer in a layer of metal hydride with the heat transfer matrix was designed and made the physical model – experimental metalhydride module (EMM). The temperature fields and spent characteristics were measured. It is shown the time dependence of hydrogen desorption from coolant temperature.

**Введение.** Металлогидридный метод хранения, очистки и сжатия водорода характеризуется высокой компактностью, безопасностью и относительно не высокими энергозатратами [1, 2]. Исследования металлогидридной технологии расширяют круг надежных, доступных и относительно недорогих систем хранения, очистки и сжатия водорода, отвечающих требованиям конкретных технических задач [3].

**Анализ результатов последних исследований и публикаций.** Серьезным препятствием на пути создания высокоэффективной металлогидридной техники является свойственный всем известным гидридообразующим материалам, находящимся в мелкодисперсном состоянии, низкий коэффициент теплопроводности (0,5–1,3 Вт/(м·К)) [4]. В связи с этим имеется острая необходимость интенсификации процессов переноса тепла в металлогидридах.

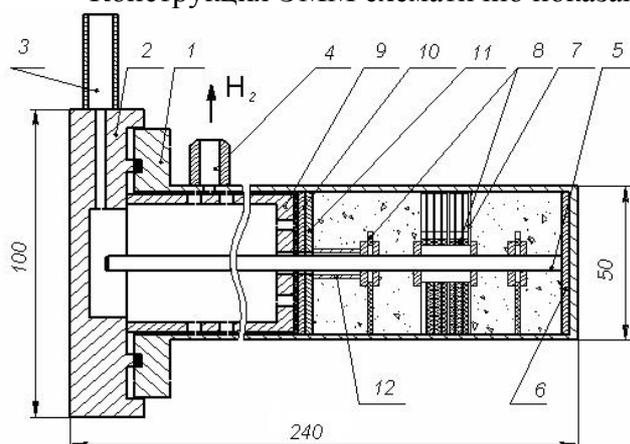
Увеличение коэффициента теплопроводности дисперсного слоя металлогидрида (МГ) достигается различными способами. Наиболее перспективным является использование внутреннего пакета оребрения из тонких поперечно установленных пластин, выполненных из материала высокой теплопроводности [5]. Такая конструкция позволяет, варьируя толщиной пластин и частотой их установки, влиять на динамику сорбционных процессов в широком диапазоне.

**Выделение нерешенных прежде частей общей проблемы.** В ранее опубликованных работах основное внимание уделялось исследованию интегральных характеристик металлогидридных систем, таких как массовый расход водорода, средний коэффициент теплопроводности и т.д. а также расчетно-теоретическим исследованиям [6, 7]. В то время как вопросу детального опытного исследования механизма увеличения теплопроводности слоя металлогидрида было уделено недостаточно внимания.

**Постановка задачи.** Из вышесказанного следует необходимость создания физической модели для опытного исследования механизмов интенсификации тепломассопереноса в мелкодисперсном слое МГ с теплопередающей матрицей в процессе сорбции-десорбции водорода.

**Методика исследования.** Для экспериментального исследования тепломассопереноса в слое металлогидрида с теплопередающей матрицей была спроектирована и изготовлена физическая модель – экспериментальный металлогидридный модуль (ЭММ).

Конструкция ЭММ схематично показана на рисунке 1.



- 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – патрубок; 4 – штуцер;  
5 – штюк; 6 – шайба штюка; 7 – пластина оребрения;  
8 – проставки; 9 – стакан; 10 – фильтрующая прокладка; 11 – разделительные шайбы;  
12 – дистанцирующая втулка

Рис. 1. Конструкция ЭММ

Исследовательский блок представляет собой пакет теплопроводящих пластин



Рис. 2. Пластина оребрения



Рис. 3. Проставка

поперечного оребрения 7 (рис. 2) в количестве 7 шт., дистанцированных друг от друга на расстоянии 3 мм проставками 8 (рис. 3). Пластины оребрения были выполнены из медной фольги толщиной 0,2 мм и имели наружную отбортовку для обеспечения механического контакта с внутренней поверхностью корпуса. На средней пластине закреплены три термпары ХА на радиусах 17 и 11 мм, а также на радиусе 23 мм, что соответствует внутреннему радиусу корпуса. Термпары изготовлены из проволоки диаметром 0,2 мм, на пластине фиксируются при помощи пайки. На одной из проставок, расположенной в середине пакета оребрения, закреплены две термпары для измерения температуры на радиусах 17 и 11 мм межреберного пространства.

С обеих сторон пакета на удалении 15 мм располагались аналогичные проставки с термпарами на радиусах 11 и 17 мм. Они были предназначены для измерения температуры вдали от оребренной зоны.

Все элементы исследовательского блока фиксировались на несущем штюке с помощью гаек. Общий вид блока показан на рис. 4.

Конструктивно ЭММ представлял собой цилиндрический корпус из нержавеющей стали, изготовленный из трубы  $\text{Ø}50 \times 2$  мм с фланцем 1. На корпусе расположен штуцер 4 с резьбой M12×1 для отбора и подачи водорода. Герметизация обеспечивалась с помощью крышки 2, имеющей патрубок 3 для вывода термопарных проводов. Вдоль оси расположен штюк 5, выполненный из шпильки с резьбой M5. На конце штюка закреплена круглая пластина 6, которая центрирует штюк и выполняет роль поршня, позволяющего не повреждая термпары извлекать содержимое модуля при разборке. Штюк 5 является несущим элементом для исследовательского блока.

Собранный и оснащенный вентилем модуль изображен на рис. 5.

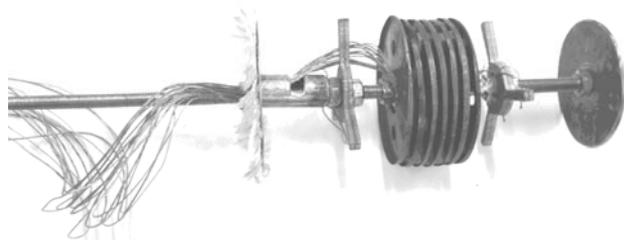


Рис. 4. Исследовательский блок

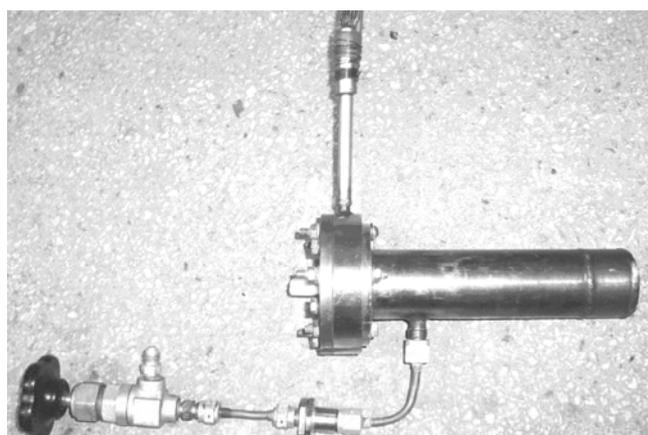


Рис. 5. Экспериментальный металлгидридный модуль в сборе

Методика получения экспериментальных данных при исследовании тепломассопереноса в слое металлгидрида, включала в себя активацию гидридообразующего материала, этап подготовки (ЭММ) к рабочему циклу и эксперимент с регистрацией необходимых данных.

Активация была проведена путём помещения экспериментального металлгидридного модуля, заполненного гидридообразующим материалом  $\text{LaNi}_5$ , в печь и прогрева до температуры 550–570 К одновременно с вакуумированием до  $5 \cdot 10^{-2}$  мл. рт. ст. Затем сорбент насыщался водородом при давлении 3 МПа. Первый цикл «сорбция-десорбция» показал ёмкость по водороду 1,23 % (82 % максимальной теоретически возможной ёмкости [8]), что является достаточным для заключения о том, что этап активации был выполнен успешно.

Подготовка заключалась в обеспечении одной и той же степени насыщенности сорбента перед началом эксперимента. Стабильность исходной концентрации водорода в металлгидриде обеспечивалась осуществлением сорбции до заданного давления, равновесного одному и тому же значению температуры в «холодном» термостате. На заключительной стадии экспериментов осуществлялась десорбция водорода при температуре 150–170 °С (в печи). Это позволяло определять начальное содержание водорода в металлгидриде.

Эксперимент начинался с момента погружения ЭММ в термостат, температура теплоносителя в котором варьировалась в различных экспериментах и составляла 333, 348 и 363 К.

Десорбция проводилась при поддержании внутри ЭММ (над металлгидридом) заданного постоянного давления  $P$ . Этим имитировался процесс подачи сжатого водорода потребителю при постоянном давлении. Одновременно осуществлялось термометрирование и измерение расхода газа.

**Результаты исследования.** На рис. 6 представлены результаты одного из экспериментов.

Кривые изменения температуры, обозначенные цифрами 1, 2, 3 соответствуют термопарам установленным на теплопроводящем элементе соответственно на радиусах 23, 17 и 11 мм; цифрами 4, 5 – соответствующие термопарам, установленным в межрёберном пространстве на радиусах 17 и 11 мм; цифрами 6, 7 – соответствующие термопарам установленным в зоне не содержащей элементы интенсификации теплообмена. Кривая под номером 8 соответствует показаниям термопары

дополнительно установленной на внешней стороне корпуса для более точного определения теплового воздействия теплоносителя на корпус ЭММ.

Температурные поля в экспериментах при других температурах принципиальных отличительных аспектов не имеют, отличаясь лишь временным масштабом характерных стадий термосорбционного процесса.

На основании анализа полученных результатов была установлена зависимость времени десорбции водорода в зоне содержащей элементы интенсификации теплообмена от температуры теплоносителя.

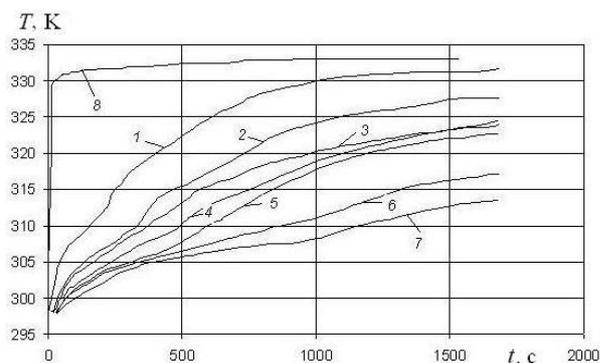


Рис. 6. Температурное поле в эксперименте при температуре 333 К

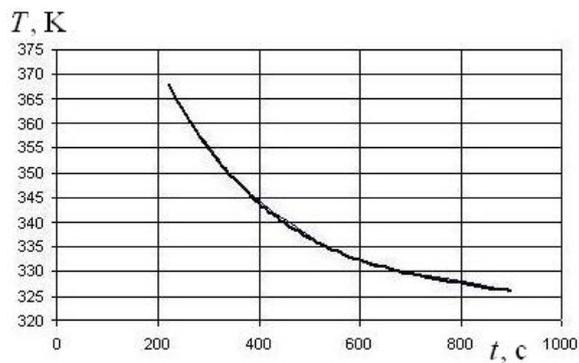


Рис. 7. Зависимость времени десорбции от температуры теплоносителя

**Выводы.** В результате проведенных экспериментов измерены температурные поля и расходные характеристики, позволяющие более полно представить механизм теплопереноса и установить локальные значения температуры, которые представляют значительный интерес при определении тепловых потерь на разных стадиях термосорбционного процесса, что необходимо для разработки конструкций металлгидридной техники.

**Список литературы:** 1. Соловей В.В. Применение термосорбционных компрессоров для компримирования водорода / В.В. Соловей, А.И. Ивановский, Н.А. Черная // Водородная энергетика будущего и металлы платиновой группы в странах СНГ: Сб. материалов и документов 6 междунар. симпозиума 5-6 ноября 2009 г. – М., 2009. – С. 79-92. 2. Тарасов Б.П. Водородная энергетика – прошлое, настоящее, виды на будущее / Б.П. Тарасов, М.В. Лотоцкий // Российский химический журнал. – 2006. – Т. 1, №6. – С. 5-18. 3. Соловей В.В. Развитие водородгидридной техники и технологии / В.В. Соловей, В.М. Кошельник, Ю.Ф. Шмалько, А.В. Кошельник // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2006. – № 1. – С. 31-37. 4. Тарасов Б.П. Проблема хранения водорода и перспективы использования гидридов для аккумулирования водорода / Б.П. Тарасов, М.В. Лотоцкий, В.А. Яртысь // Российский химический журнал. – 2006. – Т. 1, № 6. – С. 34-48. 5. Соловей В.В. Технологические аспекты создания металлгидридных элементов теплоэнергетических установок с заданными теплофизическими характеристиками / В.В. Соловей, М.В. Лотоцкий, Ю.Ф. Шмалько, Н.А. Чёрная // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: ХАИ. – 2000. – Вып. 21. – С. 100-103. 6. Соловей В.В. Расчётно-теоретическое исследование десорбции водорода в металлгидридах / В.В. Соловей, Н.А. Чёрная // Сб. трудов ИПМаш: Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования. – Харьков. – 2003. – Т. 1 – С. 259-264. 7. Соловей В.В. Повышение эффективности водородных термосорбционных компрессоров / В.В. Соловей // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2005. – Т. 2, № 2 – С. 98-101. 8. Шпильрайн Э.Э. Введение в водородную энергетику / Э.Э. Шпильрайн, С.П. Малышенко, Г.Г. Кулешов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 264 с.

© Попок А.В., Ивановский А.И., 2011  
Поступила в редколлегию 21.12.10

УДК 621.313.322.

**В.В. КУЗЬМИН**, д-р техн. наук; проф. УИПА, г. Харьков  
**В.В. ШЕВЧЕНКО**, канд. техн. наук; доц. УИПА, г. Харьков  
**А.Н. МИНКО**, инженер ГП «Электротяжмаш», г. Харьков

### **ОБ ОПТИМАЛЬНОМ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МАТЕРИАЛОВ И СНИЖЕНИИ МАССОГАБАРИТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОРЦЕВОЙ ЗОНЫ НЕАКТИВНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ**

Проведен анализ конструкции торцевой зоны неактивной части турбогенератора, сформулированы зависимости массогабаритных параметров торцевой зоны от конструктивных показателей теплообменников и вентилятора. Приведены результаты разработанной программы, направленной на повышение эффективности расчета термодинамических показателей газоохладителей и центробежного вентилятора. Обоснована зависимость материалоемкости конструкции неактивной части турбогенератора от эффективности расчета теплового состояния турбоагрегата.

The Organized analysis to designs butt end zones of the inactive part of turbo-alternator, is worded idea to dependencies mass-gabarit parameter butt end zones from constitution factors gas-chiller and ventilator. The Broughted results of the designed program, directed on increasing of efficiency of the calculation of the thermodynamic factors gas-chiller and centrifugal ventilator. The Motivated dependency to specific consumptions of materials to designs of the inactive part of turbo-alternator from efficiency of the calculation of the heat condition turbo-alternator.

#### *Постановка задачи и анализ литературы.*

В процессе решения вопроса снижения массогабаритных показателей и повышения эффективности использования материалов неактивных конструкций [1] турбогенераторов (ТГ) важную роль определяет способ теплоотвода. Главными элементами системы охлаждения являются осевой вентилятор (компрессор) и теплообменники (газоохладители, воздухоохладители). Кроме того, габаритные параметры охладителя (а, следовательно, масса и степень использования конструктивных материалов), определяют массогабаритные показатели коробов, наружных щитов, варианты компоновки торцевой зоны ТГ. В целом масса этих элементов составляет 22–24 % от общей массы установки, [2]. Исходя из вышеизложенного, следует сказать, что расчет эксплуатационных параметров (в том числе и степени эффективности использования материалов) должен вестись с высокой точностью, иметь низкий уровень трудоемкости и не должен требовать высокой квалификации инженера-проектировщика. На ГП «Электротяжмаш» для тепловых расчетов вышеупомянутых элементов используются методики 60<sup>-ых</sup> годов, с некоторыми изменениями в процессе «пилотного» проектирования. В большинстве случаев выполняется «в ручную», иногда с привлечением самой простой вычислительной техники, т.е. фактически просто автоматизируя процесс выполнения расчетов. С учетом развития современной электронно-вычислительной техники это недопустимо, [3].

Нашей задачей является поиск путей совершенствования выполнения проектных, расчетных работ указанных выше элементов. В частности, попытаться найти пути эффективного, автоматизированного процесса проектирования некоторых элементов ТГ установки: газоохладителя и центробежного вентилятора. Процесс должен обладать минимальным объемом затраченного времени и высокой точностью получаемых результатов. Кроме того, условия осуществления эффективного способа

расчета не должны требовать значительных финансовых затрат и специфических, труднодоступных методик расчета. Таким образом, задачей нашего исследования является повышение качества, удобства и технологической доступности аналитического проектирования охладителей и центробежных вентиляторов современных ТГ, путем оптимизации и автоматизации существующей методики расчета с целью повышения эффективности использования материалов и оптимизации массогабаритных показателей ТГ.

*Основной материал.*

Анализ опыта иностранных организаций в области турбогенераторостроения, [3], позволяет выделить современные требования к эффективному процессу проектирования и выполнения расчетов, определение методов достижения этих требований. С целью достижения баланса затраченного времени и объемов работ целесообразно использовать прикладные программы для рассматриваемых объектов проектирования.

В настоящее время существует огромный ряд расчетно-конструкторских программ семейства САД, которые эффективно балансируют эти параметры: время и объем, – при создании инженерных конструкций, моделировании механических и электромагнитных процессов, проработке технологических операций проектируемой конструкции. Однако общепринятая совокупность программ пакета САПР не может учитывать специфику каждой инженерно-конструкторской среды производства, в связи с этим появляется потребность создания расчетно-конструкторских программ для каждого предприятия с учетом особенностей производства (материально-технической базы) и специфики подходов проектирования. Для этого нами была разработана и протестирована программа расчета эксплуатационных показателей газоохладителей и центробежных вентиляторов с водородной и воздушной системами охлаждения ТГ. Программа Fahrenheit v.1.0. (рис. 1) является полноценным и самостоятельным расчетно-конструкторским приложением ОС Windows.

Отличительной способностью программы является принятие решения без участия проектировщика с последующим расчетом заданных характеристик. При этом разработчик задает желаемые исходные данные и в результате получает параметры будущей конструкции проектируемого узла. Мы предлагаем достичь повышения точности расчета за счет исключения ряда допущений, которые использовались ранее на ГП «Электротяжмаш», при проведении подобных расчетов. Например, использование условного значения диаметра молекулы охлаждаемого газа, использование приближенных данных о содержании примесей в воздухе, усреднение показателей химического состава охлаждающей воды и др. Сократить число допусков при расчетах нам позволил отказ от введения данных, полученных по графикам, которые, в свою очередь, были получены в основном экспериментально, т.е. уже имели определенную степень неточности, что усугублялось дальнейшей аппроксимацией в кривую  $n$ -го порядка. Примеры таких характеристик показаны на рис. 2 и рис. 3.

Более глубокий анализ расчета [4–5] и проработка современных расчетно-конструкторских рационализаторских предложений обосновал вероятность и эффективность использования только части выше упомянутых характеристик, которые можно описать аналитически. Однако, надо согласиться, что использование таких аналитических данных с предлагаемой затем математической обработкой является трудоемкой для «ручного» расчета, но обладает намного большей точностью, чем прежний «наглядно-интуитивный» способ получения данных. Кроме того, если говорить о проектировании охладителей, следует помнить, что термодинамические

показатели, необходимые для расчета, зависят от конструкций трубок охлаждения, их материала, конструкции и способа оребрения и т.д., т.е. от очень большого числа параметров. (На рис. 4 представлены некоторые конструкции трубок охлаждения).

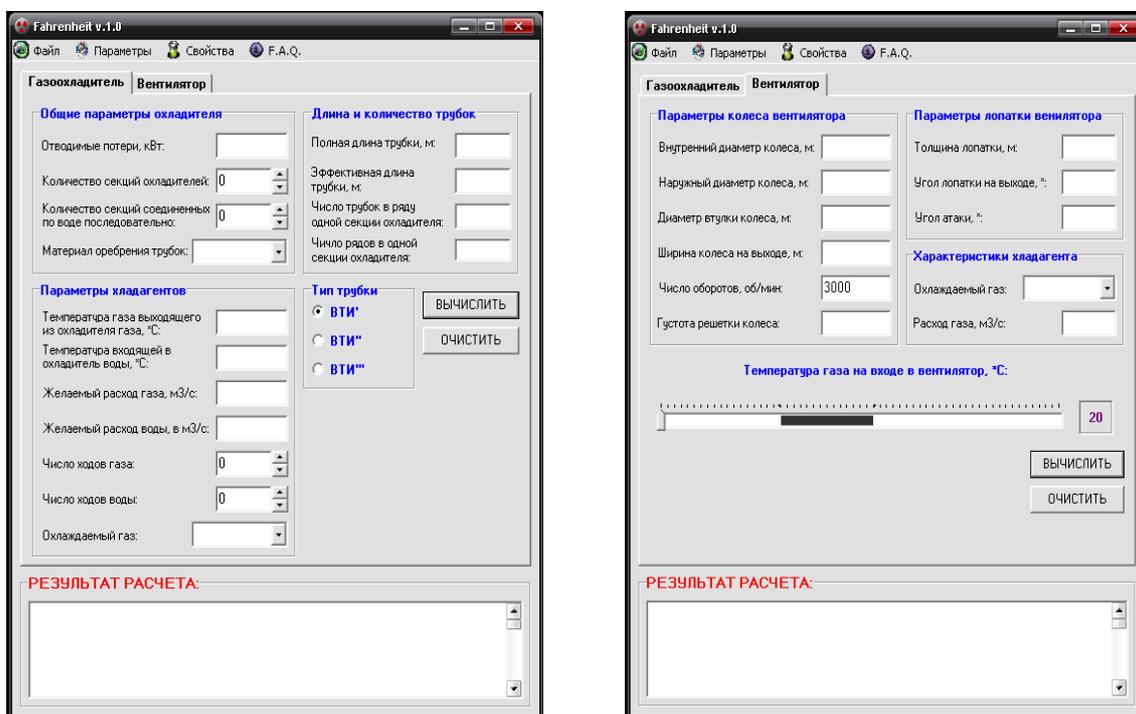


Рис. 1. Интерфейс программы Fahrenheit v.1.0.

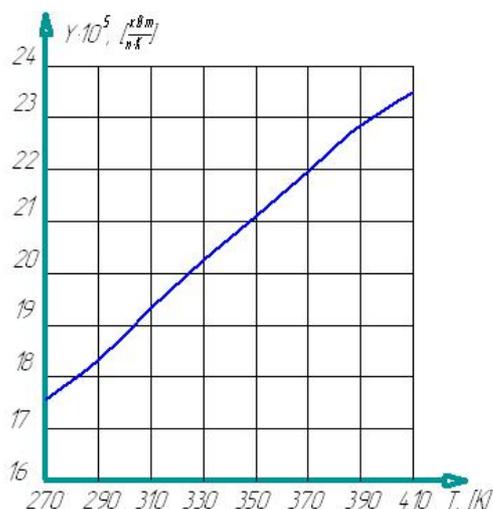


Рис. 2. Коэффициент теплопроводности водорода при давлении 0,1 МПа

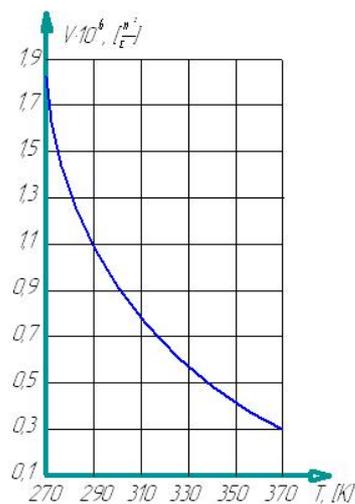


Рис. 3. Коэффициент кинематической вязкости воды при давлении 0,1 МПа

В настоящее время эффективно зарекомендовали себя алюминиевые (мельхиоровые) трубки с проволочным оребрением из меди. На ГП «Электротяжмаш» существует ряд конструкций такого вида трубок, программа Fahrenheit v.1.0. учитывает особенности конструкции этих трубок.

Параметры трубок представлены в таблице 1.

Результаты расчетов по программе Fahrenheit v.1.0. представим для расчета воздухоохлаждителя для ТГ серии ТА и ТЗФ, среднего класса мощности (150–350 МВт).

Программа ориентирована на расчет скорости охлаждаемого газа в узком сечении охладителя, скорости воды в трубках, падения напора потока газа и потока воды, величины коэффициента запаса теплоотдачи.

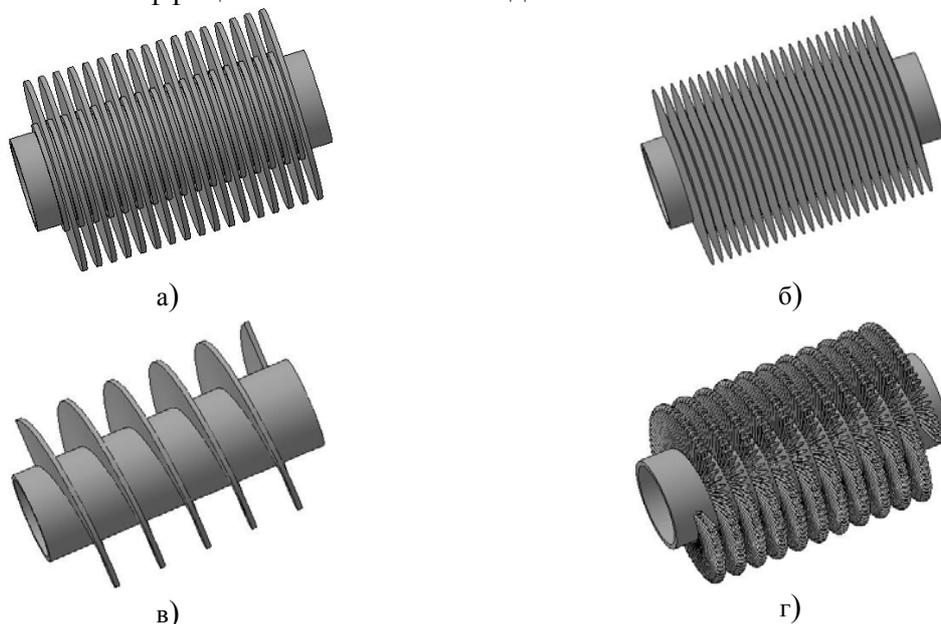


Рис. 4. Некоторые конструкции трубок охлаждения

Таблица 1

Конструкционные параметры трубок ВТИ

Тип трубки	Наружный диаметр трубки, м	Внутренний диаметр трубки, м	Высота оребрения, м	Расстояние между трубками в ряду, м	Расстояние между рядами трубок, м
ВТИ'	0,019	0,017	0,010	0,046	0,032
ВТИ''	0,015	0,013	0,008	0,036	0,027
ВТИ'''	0,012	0,010	0,007	0,032	0,022

Среди вспомогательных свойств имеется функция «Подробный отчет», которая выводит в протокол отчета все просчитанные величины по охладителю (рис. 5 и рис. 6), и функция «В текстовый файл», которая создает на рабочем столе ПК, текстовый файл (otchet.doc) с протоколом отчета рассчитанных величин (протокол готов к выводу на печать).

Для отображения методики расчета выделим исходные данные и сформулируем алгоритм осуществления автоматического многокритериального расчета. Исходные данные, [6], для расчета охладителя:

1 Общие параметры охладителя

1.1 Величина отводимых потерь, кВт

$$P = (P_S \cdot \eta) - Q_R,$$

где  $P_S$  – полная мощность ТГ, кВт;  $\eta$  – коэффициент полезного действия ТГ, о.е.;  $Q_R$  – механические потери в подшипнике, кВт.

1.2 Количество секций охладителей –  $n$ . Для ТГ с воздушной системой охлаждения обычно применяют 4-секционные воздухоохладители (т.е.  $n = 4$ ), для ТГ с водородной системой – 2-секционные газоохладители ( $n = 2$ ). Для осуществления

симметричной системы охлаждения конструктивно предусматриваются 4 охладителя (т.е.  $m = 4$ ), несимметричная система охлаждения, обычно, имеет 2–3 охладителя. Тогда общее количество секций ( $N$ ) по ТГ составляет:  $N = n \cdot m$ .

1.3 Количество секций последовательно соединенных по воде –  $n_w$ . Ряд конструкций теплообменников рассчитан для использования последовательного соединения секций по ходу воды, с целью уменьшения количества водоснабжающих трубопроводов. Если в одном охладителе 4 секции ( $n = 4$ ), то  $n_w$  не может быть больше четырех, если каждая секция имеет индивидуальный подвод воды, то в таком случае  $n_w = 1$ .

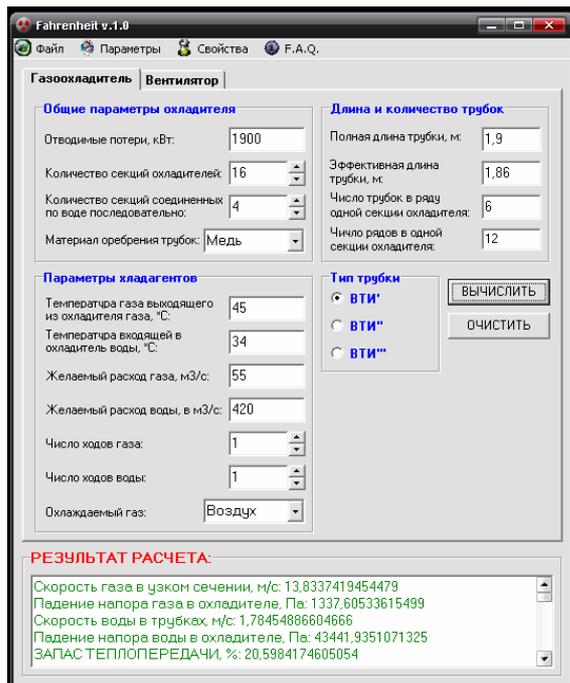


Рис. 5. Заполненный интерфейс программы

**Параметры охладителя**  
 Теплоотдающая поверхность охладителя = 1289,91744  
 Узкое сечение охладителя = 4,15547808  
 Перегрев газа в генераторе = 28,7450193142498  
 Средняя температура газа = 59,3725096571249  
 Коэф. кинематической вязкости газа = 1,89123385411116E-5  
 Коэф. теплопроводности газа = 2,92602852436299E-5  
 Плотность газа = 1,04633733669819  
 Скорость газа в узком сечении = 13,8337419454479  
 Число Рейнольдса для потока газа = 3657,33246456436  
 Число Эйлера для потока газа = 6,68000718858959  
 Падение напора газа в охладителе = 1337,60533615499  
 Число Нуссельта = 21,9090541087563  
 Конвективный коэф. теплоотдачи = 0,128213034528066  
 Коэф. теплового сопроп. оребрения = 0,920712825244147  
 Приведенный коэф. теплоотдачи = 0,10067065218967  
 Проходная площадь трубок = 0,261504  
 Скорость воды в трубках = 1,78454886604666  
 Падение напора воды в охладителе = 43441,9351071325  
 Перегрев воды в охладителе = 3,91458074916948  
 Средняя температура воды = 35,9572903745847  
 Плотность воды = 995,279991843442  
 Коэф. кинематической вязкости воды = 7,1271342808218E-7  
 Число Прандтля = 4,87361787303163  
 Коэф. теплопроводности воды = 0,000618192504087055  
 Число Рейнольдса для воды = 42565,9592305243  
 Внутренний коэф. теплоотдачи = 7,95780291092865  
 Располаг. коэф. теплоотдачи = 0,0881260544650255  
 Разность температур при противотоке = 21,0502957290008  
 Тепловая нагрузка охладителя = 0,0699734818748472  
 Запас теплоотдачи = 20,5984174605054

Рис. 6. Протокол отчета программы

1.4 Материал оребрения трубок. Из предложенного перечня материалов, выбранных для оребрения, предложены: алюминий, медь и серебро. От выбранного материала зависит коэффициент теплопроводности погонного метра оребренной трубки. В дальнейшем планируется расширение перечня материалов.

## 2 Параметры используемых хладагентов

2.1 Поскольку вода является неизменным хладагентом, то остается выбрать газовую среду охлаждения: воздух, водород. Этот выбор зависит от типа ТГ и его системы охлаждения.

2.2 Температура выходящего газа из охладителя (в °С), устанавливается в зависимости от: типа изоляции (класс нагревостойкости), особенностей конструкции системы охлаждения и климатических условий окружающей среды. Обычно этот параметр находится в диапазоне 35–50 °С.

2.3 Температура входящей воды в охладитель, (в °С). Довольно часто технологический процесс блока электростанции определяет температуру входящей воды, которая, как правило, поступает из конденсатора турбины; либо заказчик включает дополнительные требования относительно этой температуры. Согласно требованиям термодинамики, значения температуры входящей воды необходимо устанавливать так, чтобы её разность с температурой охлаждаемого газа не совпадала с «точкой росы».

2.4 Желаемый расход газа, в м<sup>3</sup>/с, зависит от количества тепла, которое необходимо отвести и от теплоемкости хладагента, определяется следующим образом

$$Q_A = P / (1,1 \cdot j_A),$$

где  $P$  – величина отводимого тепла, в кВт; 1,1 – тепловой эквивалент газа;  $j_A$  – разность температур охлаждаемых сред, °С.

2.5 Желаемый расход воды, в м<sup>3</sup>/с. Аналогично расходу газа, расход воды зависит от собственной теплоемкости, и от количества тепла, которое необходимо отвести, и определяется как

$$Q_W = P / (4,18 \cdot j_W),$$

где  $j_W$  – разность температуры воды и газа; 4,18 – тепловой эквивалент воды.

2.6 Количество ходов газа, зависит от конструкции системы охлаждения и обычно составляет 1–2 хода.

2.7 Количество ходов воды определяется конструктивно по результатам общего теплового расчета по генератору и конструктивными особенностями подвода воды к охладителю. Количество ходов воды не может быть больше чем количество секций охладителя.

### 3 Длина и количество трубок

3.1 Полная длина трубки, в м.

3.2 Эффективная длина трубки, в м. Длина трубки с оребрением составляет примерно 5–10 % от полной длины трубки, в зависимости от способа и мест крепления распорок охладителя.

3.3 Количество трубок в ряду одной секции. В связи с тем, что трубки в охладителе располагаются в шахматном порядке, алгебраическое число трубок может быть дробным, и определяется как среднеарифметическое из числа двух рядов трубок (малого и большого).

3.4 Количество рядов трубок в одной секции охладителя.

4 Тип трубки. Как отмечалось выше – расчет осуществляется для трех типов трубок: ВТИ', ВТИ'', ВТИ'''.

На рис. 7 приведен алгоритм расчета по программе Fahrenheit.

Краткое руководство по использованию программы Fahrenheit v.1.0. можно получить, воспользовавшись пунктом меню «Справка». В результате тестирования и эксплуатации было выявлено ряд положительных моментов используемой программы и ряд недостатков.

К достоинствам программы Fahrenheit v.1.0. следует отнести:

- автоматизация расчетов и высокая точность получаемых результатов;
- удобный и интуитивно понятный интерфейс управления;
- перекодировка протокола расчета в текстовый файл;
- расчет производится на самые распространенные среды охлаждения и наиболее применяемые конструкции лопаток вентилятора и трубок охлаждения;
- нет необходимости в использовании дополнительных справочных данных и сторонних приложений;
- создание программы потребовало минимальных финансовых затрат.

Недостатки программы Fahrenheit v.1.0.:

- узкая спецификация, ориентированная на проектировку конкретного узла, с учетом особенностей отдельно взятого предприятия;
- отсутствие возможности совместной работы с другими программами семейства САПР;

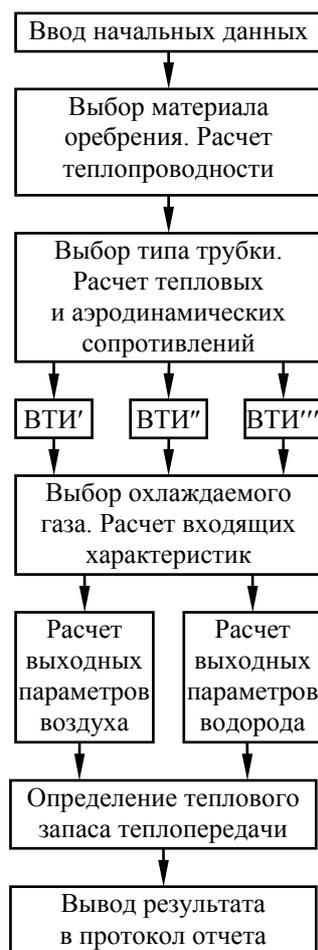


Рис. 7. Алгоритм расчета

– недостаточно высокий уровень функциональности (т.е. не строит графики, диаграммы, 3D-модели и др.).

В дальнейшем наши действия будут направлены на устранение вышеизложенных недостатков, с целью развития и повышения функциональности программы Fahrenheit v.1.0.

В заключении необходимо отметить, что эффективный расчет вышеупомянутых элементов системы охлаждения приведет к оптимизации массогабаритных параметров и целесообразному снижению материалоемкости конструкции неактивной части турбогенератора, что, собственно, и повысит его конкурентоспособность на рынке турбогенераторостроения.

**Выводы:**

1) Представлен краткий анализ конструкции торцевой зоны неактивной части турбогенератора, обоснован подход к оптимизации массогабаритных параметров, снижению материалоемкости конструкции путем повышения эффективности расчета элементов системы охлаждения генератора.

2) Создана программа Fahrenheit v.1.0. для осуществления эффективного расчета центробежного вентилятора и газоохладителей турбогенераторов ГП «Электротяжмаш». Сформулированы необходимые исходные данные для осуществления расчета (на примере воздухоохладителя), приведен алгоритм работы программы.

3) Перечислены достоинства и недостатки программы после ей тестирования, намечены пути для дальнейшего совершенствования программы для решения конкретных задач

реального производства.

4) Установлено, что семейство программ СПАР не всегда может удовлетворять всем требованиям отдельно взятой структурной единицы производства, и неизбежно возникает необходимость разработки расчетно-конструкторских программ, направленных на специфическую проектировку отдельно взятых конструктивных элементов ТГ с учетом особенностей их производства на предприятии. Такие приложения в будущем смогут дать высокий технико-экономический эффект для данного предприятия.

**Список литературы:** 1. Шевченко В.В. Сравнительная оценка массогабаритных параметров турбогенераторов с воздушной и водородной системами охлаждения / В.В. Шевченко, А.Н. Минко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 3. – С. 108-112. 2. Кузьмин В.В. Новое поколение турбогенераторов с полным воздушным охлаждением / В.В. Кузьмин и др. // Новини енергетики. – 2001. – № 9. – С. 74-76. 3. Аврух В.Ю. Теплогидравлические процессы в турбо и гидрогенераторах / В.Ю. Аврух, Л.А. Дугинов. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 208 с. 4. Муценек К.Я. Пути снижения веса электрических машин и экономия металла. – Рига: Академия наук Латвийской ССР, 1961. – 113 с. 5. Журавлев В.Н. Снижение веса машиностроительных конструкций. – Свердловск, 1961. – 240 с. 6. Алексеев А.Е. Конструкция электрических машин. – Киев: Машиностроение, 1968. – 428 с.

УДК 536.2:621.078

**В.Б. ВЕСЕЛОВСЬКИЙ**, канд. фіз.-мат. наук; доц. ДНУ ім. О. Гончара,

м. Дніпропетровськ

**В.Ю. КЛИМ**, канд. техн. наук; с.н.с. ДНУ ім. О. Гончара, м. Дніпропетровськ

**О.В. БЕРЛОВ**, старший викладач ДНУ ім. О. Гончара, м. Дніпропетровськ

**С.В. ПІДЛІСНИЙ**, аспірант ДНУ ім. О. Гончара, м. Дніпропетровськ

### **МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИСИПАТИВНОГО РОЗІГРІВУ І ВИЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОЛІВ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ**

Предложен подход использования метода последовательных интервалов для определения температурных полей элементов конструкций при циклическом нагружении с учетом зависимости от температуры теплофизических, механических характеристик материала и источника тепла.

The technique of applied the method of successive intervals for definition temperature fields in elements of construction due to cyclic loading allows to take into account temperature dependences for thermomechanical properties of material and internal heat generation is obtained.

Актуальність проблеми забезпечення надійної роботи деталей машин і елементів конструкцій із збільшенням терміну їх експлуатації значно зросла внаслідок розвитку сучасних промислових технологій, які передбачають високу інтенсивність механічного навантаження водночас з нестаціонарним теплообміном із навколишнім середовищем.

Визначення температурних полів тіл пов'язане із широким класом задач розрахунку компресорних та турбінних лопаток, акустичних концентраторів, багатьох деталей обладнання із високоінтенсивним циклічним навантаженням. При цьому циклічне навантаження елементів конструкцій супроводжується розсіянням (дисипацією) енергії деформації, частина якої переходить в тепло [1, 2]. Нестационарність теплового процесу ускладнюється залежністю теплофізичних і механічних характеристик матеріалу від температури. Врахування температури дисипативного розігріву конструкційних матеріалів при циклічному навантаженні відноситься до розв'язання складних задач термопружності, де на першому етапі потрібно знайти розв'язок задачі про визначення температурного поля в елементах конструкцій із внутрішнім джерелом тепла. Для більшості задач такого типу використовують чисельні методи, які, проте, не можуть повною мірою уніфікувати граничні і початкові умови для крайової задачі. Тому якісний аналіз теплових режимів роботи елементів конструкцій для розв'язання інженерних задач нестаціонарної теплопровідності на практиці можливий при використанні наближених аналітичних методів.

Таким чином, завдання побудови математичної моделі процесу дисипативного розігріву тіл при циклічному навантаженні з урахуванням нестаціонарних умов теплообміну із зовнішнім середовищем і на границі стику елементів конструкцій, а також залежності від температури теплофізичних і механічних характеристик матеріалу є актуальним.

Мета роботи полягає в побудові математичної моделі нестаціонарних теплових процесів із внутрішнім джерелом тепла в однорідних і кусково-однорідних тілах (стрижнях) при циклічному навантаженні із нестаціонарними умовами теплообміну з

навколишнім середовищем і залежністю від температури теплофізичних, механічних характеристик матеріалу і джерел тепла.

Теплоутворення в процесі циклічного навантаження враховано введенням розподілених джерел тепла, наявність яких є результат перетворення частини енергії деформування в тепло. Вираз для джерел тепла, визначений через їх інтенсивність, при циклічному навантаженні за час  $\tau$  з частотою  $\nu$  для одновимірного випадку (по координаті  $x$ ) має вид

$$q(T) = \tau \nu q^*(T); \quad \nu q^*(T) = \begin{cases} \nu \sigma_a^2 \psi(T) / (2E(T)); \\ \nu \sigma_a^2 \delta(T) / (E(T)), \end{cases}$$

де  $T$  – температура;  $\psi(T)$  та  $\delta(T)$  – відносне розсіяння енергії та декремент коливань відповідно, які визначаються із експерименту;  $E(T)$  – модуль пружності при температурі  $T$ ;  $\sigma_a(x, \tau)$  – амплітуда напружень, що отримана із розв'язку задачі про вимушені моногармонічні коливання системи в першому наближенні, в резонансній зоні, із припущенням, що сили непружного опору не скривлюють форму коливань [3].

Математичне формулювання задачі нестационарної теплопровідності після деяких перетворень наведено в безрозмірній формі

$$\frac{\partial^2 T(z, Fo)}{\partial z^2} = \frac{\partial T(z, Fo)}{\partial Fo} + LT(z, Fo) + w(z, Fo); \quad (1)$$

$$0 \leq z \leq 1; \quad Fo > 0;$$

$$w(z, Fo) = -L\varphi(z) - q(z, Fo) \frac{l^2}{\lambda},$$

із початковими і граничними умовами у вигляді

$$T(z, Fo)|_{Fo=0} = \varphi(z); \quad (2)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial T(z, Fo)}{\partial z} \Big|_{z=0} = 0; \\ \varepsilon_1 \frac{\partial T(z, Fo)}{\partial z} \Big|_{z=1} = \varepsilon_2 Bi_2 [f(Fo) - \varepsilon_3 T(z, Fo)] \Big|_{z=1}, \end{cases} \quad (3)$$

де  $T(z, Fo)$  – температура стрижня;  $z = x/l$  – безрозмірна координата;  $l$  – довжина стрижня;  $Fo = a\tau/l^2$  – безрозмірний час (критерій Фур'є);  $\tau$  – час;  $a$  – коефіцієнт температуропровідності;  $Bi_1 = \alpha_1 h/\lambda$  и  $Bi_2 = \alpha_2 h/\lambda$  – критерії Біо;  $\alpha_1, \alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі із бокової поверхні і з торців стрижня в навколишнє середовище;  $h$  – відношення площі перетину стрижня до периметра перетину;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності;  $L = Bi_1 l^2/h^2$ ;  $\varphi(z)$  – початковий розподіл температури;  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$  – коефіцієнти, що приймають значення  $\pm 1$  або 0.

В залежності від сполучень значень  $\varepsilon_i$  на торці стрижня задаються граничні умови 1, 2 і 3 роду, а функція  $f(Fo)$  при цьому приймає значення температури поверхні торця стрижня, теплового потоку або температури навколишнього середовища. Для

розв'язання лінійних задач теплопровідності використано операційний метод, який базується на інтегральному перетворенні Лапласа.

Розв'язок задачі в полі зображень представлено в такому вигляді

$$\bar{T}(z, p) = \sum_{i=1}^2 \bar{g}_i(p) \frac{Q_i(z, p)}{\psi(p)} + \bar{\Gamma}^*(z, p) = \sum_{i=1}^2 \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_n(\mu_n(z), \varphi_n) \bar{g}_i^{(n)}(p) + \bar{\Gamma}^*(z, p), \quad i=1, 2,$$

де  $\bar{\Gamma}^*(z, p)$  – частковий розв'язок неоднорідного рівняння (1), записаного в полі зображень.

Розв'язок задачі теплопровідності в оригіналах має вигляд

$$T(z, Fo) = \sum_{i=1}^2 \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_n[\mu_{n,i}(z), \varphi_n] g_i^{(n)}(Fo) + \sum_{k=1}^{\infty} E_i(z, p_k) \cdot \exp(p_k Fo) \right\} + \Gamma^*(z, Fo), \quad (4)$$

де

$$\begin{aligned} \Omega_n[\mu_{n,i}(z), \varphi_n] &= \frac{\mu_{n,i}(z)}{\varphi_0} - \sum_{j=1}^n \Omega_{n-1}[\mu_{n,i}(z), \varphi_n] \frac{\varphi_j}{\varphi_0}; \quad E_i(z, p_k) = \frac{\bar{g}_i(p_k)}{\psi'(p)|_{p=p_k}} \cdot Q_i(z, p_k); \\ Q_i(z, p) &= \sum_{n=0}^{\infty} \omega_{n,i}(z) = \sum_{n=0}^{\infty} \mu_{n,i}(z) \cdot p^n; \quad \psi(p) = \sum_{n=0}^{\infty} \omega_n^*(p+L)^n = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n \cdot p^n; \\ \omega_n^* &= \varepsilon_1 \frac{1}{(2n+1)!} + \varepsilon_2 \varepsilon_3 \text{Bi}_2 \frac{1}{(2n)!}; \quad \varphi_n = \sum_{j=0}^n C_{j+n}^n L^j \omega_{j+n}^*; \quad \mu_{n,i}(z) = \sum_{j=0}^{\infty} C_{j+n}^n \cdot L^j \omega_{j+n,i}(z); \\ g_1(Fo) &= \left. \frac{d\Gamma^*(z, Fo)}{dz} \right|_{z=0}; \quad g_2(Fo) = f(Fo) \varepsilon_2 \text{Bi}_2 - \varepsilon_1 \left. \frac{d\Gamma^*(z, Fo)}{dz} \right|_{z=1} - \varepsilon_2 \varepsilon_3 \text{Bi}_{2,j} \Gamma^*(z, Fo) \Big|_{z=1}; \end{aligned}$$

$C_j^n$  – біноміальні коефіцієнти.

До розв'язку (4) входять похідні функції  $\psi(p)$  при значеннях  $p = p_k = -\gamma_k^2 - L$ , де  $p_k$  – полюси трансцендентної функції

$$\frac{Q_i(z, p)}{\psi(p)} = \frac{Q_i(z, p)}{\varepsilon_1 \sqrt{p+L} \cdot \text{sh} \sqrt{p+L} + \varepsilon_2 \varepsilon_3 \text{Bi}_2 \text{ch} \sqrt{p+L}},$$

а  $\gamma_k$  – корені характеристичного рівняння  $\varepsilon_2 \varepsilon_3 \text{ctg} \gamma = \varepsilon_1 \cdot \frac{\gamma}{\text{Bi}_2}$ .

Введені в структуру розв'язку компоненти впливу  $g_i(Fo)$  на граничних поверхнях залежать від граничних функцій теплообміну та від часткових розв'язків задачі  $\Gamma^*(z, Fo)$ . Для найбільш характерних змін компонент впливу  $g_i(Fo)$  і функцій  $\varphi(z)$ ,  $\omega(z, Fo)$  отримані аналітичні вирази.

Таким чином викладено структурне розв'язання лінійних задач нестационарної теплопровідності. Розглянута задача визначення температурного поля однорідного стрижня обмеженої довжини при циклічному навантаженні.

У випадку кусково-однорідного стрижня (набір однорідних стрижнів, з'єднаних послідовно) аналогічно математичному формулюванню попередньої задачі, в рівнянні

теплопроводності із відповідними уніфікованими граничними і початковими умовами тепловий ефект дисипативного розігріву враховано у виді джерела тепла  $w_v(z_v, Fo)$

$$\beta_v \frac{\partial^2 T_v(z_v, Fo)}{\partial z_v^2} = \frac{\partial T_v(z_v, Fo)}{\partial Fo} - \beta_v^* w_v(z_v, Fo); \quad (5)$$

$$0 \leq z_v \leq 1; \quad Fo > 0; \quad v=1, 2, \dots, m;$$

$$T_v(z_v, Fo)|_{Fo=0} = \varphi_v(z_v); \quad (6)$$

$$\left\{ \begin{aligned} K_0 \frac{\partial T_v(z_v, Fo)}{\partial z_v} \Big|_{z_v=1} &= \frac{K_1}{R_{v,v+1}^*} \cdot [T_{v+1}(z_{v+1}, Fo)|_{z_{v+1}=0} - T_v(z_v, Fo)|_{z_v=1}]; \\ \frac{\partial T_v(z_v, Fo)}{\partial z_v} \Big|_{z_v=1} - \mu_{v,v+1} \frac{\partial T_{v+1}(z_{v+1}, Fo)}{\partial z_{v+1}} \Big|_{z_{v+1}=0} &= K_2; \end{aligned} \right. \quad (7)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \alpha_0 \frac{\partial T_1(z_v, Fo)}{\partial z_v} \Big|_{z_v=0} &= h_0 Bi_0 [f_0(Fo) - \overline{M}_0 T_1(z_v, Fo)|_{z_v=0}]; \\ \alpha_1 \frac{\partial T_m(z_v, Fo)}{\partial z_v} \Big|_{z_v=1} &= h_1 Bi_1 [f_1(Fo) - \overline{M}_1 T_m(z_v, Fo)|_{z_v=1}], \end{aligned} \right. \quad (8)$$

де  $m$  – кількість стрижнів;  $z_v = x_v/R_v$ ,  $R_v$  – довжина  $v$ -го стрижня;  $Fo = \frac{a_0}{R_0^2} \tau$ ;  $\beta_v = \frac{a_v}{a_0} \frac{R_0^2}{R_v^2}$ ;

$$\beta_v^* = \beta_v \frac{R_v^2}{\lambda_v}; \quad Bi_0 = \frac{\alpha_0}{\lambda_1} R_1; \quad Bi_1 = \frac{\alpha_1}{\lambda_m} R_m; \quad \mu_{v,v+1} = \frac{\lambda_{v+1}}{\lambda_v} \frac{R_v}{R_{v+1}}; \quad R_{v,v+1}^* = R_{v,v+1} \frac{\lambda_v}{R_v}; \quad R_{v,v+1} -$$

контактний термічний опір в місцях стику стрижнів;  $a_0, c_0, \lambda_0, R_0$  – деякі характерні параметри: коефіцієнти температуропровідності, теплоємності, теплопроводності та лінійний розмір; коефіцієнти  $\alpha_0, \alpha_1, h_0, h_1, \overline{M}_0, \overline{M}_1$  приймають значення 0 або  $\pm 1$  в залежності від виду граничних умов; коефіцієнти  $K_0, K_1, K_2$  для різних типів з'єднань в місцях стику стрижнів приймають значення відповідно:

а) у випадку ідеального контакту в місцях стику  $K_0 = 0, K_2 = 0$ ;

б) у випадку неідеального контакту в місцях стику  $K_0 = 1, K_1 = 1,$

$K_2 = \omega_{v,v+1}^*(1, Fo)$ , де  $\omega_{v,v+1}^*(1, Fo) = \frac{R_v}{\lambda_v} \omega_{v,v+1}(1, Fo)$  – джерела тепла в місцях стику;

в) у випадку, коли в місцях стику складених елементів конструкцій є тонка прокладка або клей  $K_0 = 0, K_2 = A_{v,v+1} \gamma_{v,v+1} \frac{\partial T_{v+1}(z_{v+1}, Fo)}{\partial Fo} \Big|_{z_{v+1}=0}$ ,  $A_{v,v+1} = \frac{\delta_{v,v+1}}{R_0^2} \frac{\lambda_0}{\lambda_v} \frac{c_{v,v+1}}{c_0}$ , де

$c_{v,v+1}, \gamma_{v,v+1}, \delta_{v,v+1}$  – відповідно теплоємність, щільність, товщина термічно тонкого шару.

Отриманий розв'язок (4) дозволяє визначити температурне поле кусково-однорідних стрижнів в залежності від умов нестационарного теплообміну з навколишнім середовищем, на границях стику стрижнів і нерівномірного початкового розподілу температури стрижня по довжині.

Обчислювальний алгоритм, оснований на структурному розв'язку лінійних задач нестационарної теплопровідності, на відміну від відомих розв'язків, одержаних операційним методом, має наступні переваги [3, 4]:

– розв'язок задач одержано в структурному вигляді (для кусково-однорідного стрижня з  $m$  частин – це  $2m$  розв'язки);

– введені компоненти дії  $g(F_0)$  на граничних поверхнях, які залежать від граничних нестационарних функцій теплообміну, умов неідеального теплового контакту та від часткових розв'язків задачі  $\Gamma^*(z, F_0)$ ;

– для кусково-однорідного стрижня компоненти дії доповнюються функціями неідеального теплового контакту в різній фізичній реалізації;

– компоненти дії є функціями часу і квазістационарна частина розв'язку представлена у виді ряду, що дозволяє уникнути застосування інтегралу Дюамеля.

Нелінійна задача нестационарної теплопровідності для однорідного стрижня обмеженої довжини  $l$  в фізичних змінних має вигляд

$$c(T)\rho(T)\frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \lambda(T) \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial x} \right] - \frac{\alpha(T)}{h} [T(x, \tau) - T_c] + q(T); \quad (9)$$

$$0 \leq x \leq l, \quad \tau > 0;$$

$$T(x, 0) = \varphi(x), \quad (10)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0; \\ \varepsilon_1 \lambda(T) \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial x} \Big|_{x=l} = \varepsilon_2 \alpha_2(T) [f(\tau) - \varepsilon_3 T(x, \tau)] \Big|_{x=l}, \end{array} \right. \quad (11)$$

де  $c(T)$ ,  $\lambda(T)$  и  $\rho(T)$  – коефіцієнти питомої теплоємкості, теплопровідності та щільності матеріалу стрижня;  $T(x, \tau)$  – температура стрижня, що залежить від координати  $x$  та часу  $\tau$ ;  $T_c$  – температура навколишнього середовища;  $\alpha(T)$ ,  $\alpha_2(T)$  – коефіцієнти тепловіддачі із бокової поверхні і з торців стрижня в навколишнє середовище; функції  $\varphi(x)$ , коефіцієнти  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$ , граничні функції  $f(\tau)$  та  $h$  мають такі самі значення та вміст як для умов (2)–(3).

Нелінійна задача із використанням методів послідовних інтервалів та просторово-часових квадрантів зводиться до послідовності розв'язків лінійних задач:

– весь час циклічного навантаження  $t$  розбивається на  $M$  інтервалів часу  $[\tau_{j-1}, \tau_j]$ ,  $j = 1, 2, \dots, M$ ;

– на кожному інтервалі за часом зовнішні граничні умови (11) виражаються інтервально безперервними функціями;

– за координатою стрижень по довжині  $l$  розбивається на  $N$  інтервалів  $[x_{i-1}, x_i]$ ,  $i = 1, 2, \dots, N$ ;

– за координатою теплофізичні, механічні характеристики та джерела тепла приймаються кусково-постійними функціями.

Таким чином, розв'язується  $M \times N$  лінійних задач теплопровідності з відповідними початковими і граничними умовами: між інтервалами за координатою виконуються умови ідеального теплового контакту (безперервність функцій температури і теплових потоків), між інтервалами за часом виконуються умови  $\varphi^{j+1}(x) = T^j(x, \tau_j)$ .

Перехід до лінійних задач теплопровідності, враховуючи (5)–(8), здійснюється із використанням безрозмірних змінних.

Розв'язок лінійної задачі теплопровідності набуває наступного вигляду

$$T_i^j(z_i, Fo_i) = \sum_{l=1}^{2N} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,i}^l [\mu_{n,i}^l(z_i), \varphi_{n,i}] g_{l,i}^{(n)}(Fo_i) + \sum_{k=1}^{\infty} E_{l,i}^j(z_i, p_k) \cdot \exp(p_k Fo_i) \right\} + \Gamma_i^{*j}(z_i, Fo_i); \quad (12)$$

$$E_{l,i}^j(z_i, p_k) = E_{l,i}^{j-1}(z_i, p_k) \cdot \exp(p_k \cdot \Delta Fo_i^{j-1}) + \frac{\overline{g_{l,i}^j}(p_k)}{\Psi_{N,j}^l(p_k)} \cdot Q_{l,i}^j(z_i, p_k);$$

$$\Gamma_{i,j}^*(z_i, Fo_i) = \sum_{n=0}^{\infty} \beta_i^n \frac{Fo_i^n}{n!} \varphi_i^{j(2n)}(z_i) + \beta_i^* \sum_{n=0}^{\infty} \beta_i^n \frac{Fo_i^n}{n!} w_i^{j(2n)}(z_i);$$

$$\varphi_i^j(z_i) = \Gamma_i^{*j-1}(z_i, \Delta Fo_i^{j-1}) + \sum_{l=1}^{2N} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,j-1}^l [\mu_{n,i}^l(z_i), \varphi_n] \cdot g_{l,i}^{j-1(n)}(Fo_i) \Big|_{Fo_i = \Delta Fo_i^{j-1}} \right\}.$$

Для зменшення обсягу обчислень операційний метод дозволяє отримати асимптотичний розв'язок, зручний для малих значень безрозмірного часу.

Таким чином, методом послідовних інтервалів за часом (і координатою) отримані розв'язки нелінійних задач нестационарної теплопровідності, які мають однакову структуру із розв'язком лінійних задач та враховують залежність від температури теплофізичних і механічних параметрів [3, 4].

Нелінійна задача нестационарної теплопровідності для кусково-однорідного стрижня з  $m$  частин ускладнюється узагальненими зовнішніми граничними умовами на торцях і для кожного  $v$ -го стрижня ( $v = 1, 2, \dots, m$ ) температурою навколишнього середовища ( $T_c^v$ ); відношенням площі поперечного перетину стержня  $F_v$  до його периметру ( $h_v$ ); коефіцієнтами тепловіддачі з вільних торців в місцях стику ( $\alpha_{v, v-1}(T_v)$ ); заданням умов неідеального теплового контакту в місцях стику.

Розв'язок задачі зведено до розв'язку  $m \times N \times M$  лінійних задач теплопровідності. При цьому для кожного  $v$ -го стрижня виконується розбиття по координаті на  $N_v$  частин, в яких теплофізичні, механічні характеристики і джерела тепла приймаються постійними. Розбиття на інтервали за часом виконується аналогічно задачі для однорідного стрижня.

Розв'язок задачі отримано у виді (12). Компоненти впливу для стиків кусково-однорідного стрижня доповнюються функціями теплового контакту.

Одержані розв'язки носять алгоритмічний характер, неперервно залежать від параметрів та даних задачі й можуть бути використані як в теоретичних дослідженнях, так і в інженерних розрахунках.

Сформульований обчислювальний розрахунковий алгоритм дисипативного розігріву стрижневих елементів конструкцій при циклічному навантаженні.

Температура дисипативного розігріву стрижня при циклічному деформуванні визначається за наступним алгоритмом.

Весь час навантаження  $t$  розбивається на  $M$  скінчених часових інтервалів  $[\tau_{j-1}, \tau_j]$ ,  $j = 1, 2, \dots, M$ .

За координатою стрижень довжиною  $l$  розбивається на  $N$  скінчених інтервалів  $[x_{i-1}, x_i]$ ,  $i = 1, 2, \dots, N$ .

Для інтервалу часу  $[\tau_{j-1}, \tau_j]$  на кожному інтервалі за координатою  $[x_{i-1}, x_i]$  виконується послідовність дій:

1. Теплофізичні ( $c(T)$ ,  $\lambda(T)$ ,  $a(T)$  – теплоємність, теплопровідність та температуропровідність відповідно) та механічні ( $\rho(T)$ ,  $E(T)$ ,  $\sigma_T(T)$  – щільність, модуль пружності та границя текучості відповідно) характеристики матеріалу приймають значення згідно виразу  $\text{char}(T) = (\text{char}(T(x_{i-1}, \tau_{j-1})) + \text{char}(T(x_i, \tau_{j-1}))) / 2$ .

2. Розв'язується задача про вимушені коливання. При цьому розглядаються коливання в резонансній зоні, передбачається виконання правила Відлера, тобто вважається, що розсіяння механічної енергії не впливає на форму коливань системи. Визначаються форми коливань, деформації і напруження по довжині стрижня для будь-якого моменту часу  $\tau \in [\tau_{j-1}, \tau_j]$ .

3. Перевіряється умова для амплітудних напружень в небезпечному перетині, тобто максимальне значення амплітудних напружень по довжині стрижня порівнюється із заданим значенням границі текучості  $\sigma_{\max}^a(x, \tau) < \sigma_T(T)$ .

4. Визначається кількість циклів навантаження  $N^*$ .

5. Визначається розподіл інтенсивності внутрішніх джерел тепла по довжині стрижня.

6. Розв'язується лінійна задача теплопровідності для визначення температурного поля  $T(x, \tau)$ .

7. Розподіл температури по координаті  $T(x, \tau_j)$  є початковим для наступного інтервалу по часу.

Для наступного інтервалу часу на кожному інтервалі за координатою повторюються попередні кроки алгоритму.

Розбиття на інтервали за часом та по координаті може бути нерівномірним. Для кусково-однорідного стрижня з  $m$  частин на кожній частині довжиною  $R_v$  визначається функція  $T_v(x_v, \tau)$ .

Для проведення обчислювального експерименту за розрахункову модель було взято однорідний суцільний стрижень круглого поперечного перетину із аустенітної сталі X18H10T, що знаходиться під дією циклічного розтягу-стиску. В розрахунках використовуються залежності теплофізичних і механічних властивостей матеріалу від температури, прийняті з відомих робіт. Для якісного аналізу результатів розрахунку було використано дані експериментальних випробувань на втому зразків із аустенітної хромонікелевої сталі.

На рис. 1 представлено залежності температури  $T$  в центральному перетині стрижня із координатою  $z = 0$  від безрозмірного часу. Залежності  $T(0, Fo)$ , отримані за розв'язком нелінійної (суцільні лінії) та лінійної задач (штрихові лінії) наближеним аналітичним методом. Штрих-пунктирними лініями показано розв'язок, отриманий чисельним методом [3].

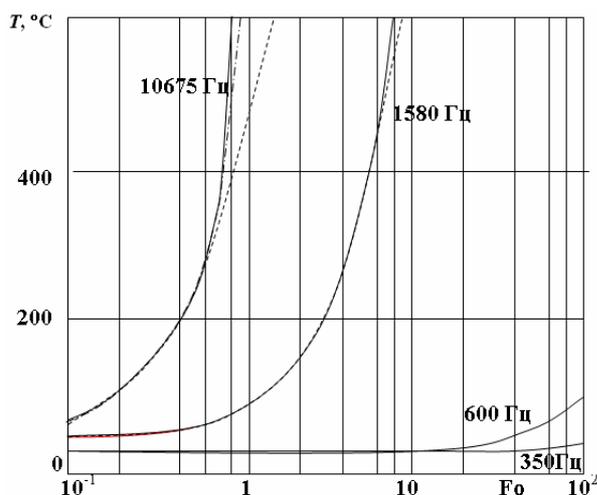


Рис. 1. Залежності температури  $T$  в центральному перетині стрижня із координатою  $z = 0$  від безрозмірного часу при різних частотах циклічного навантаження

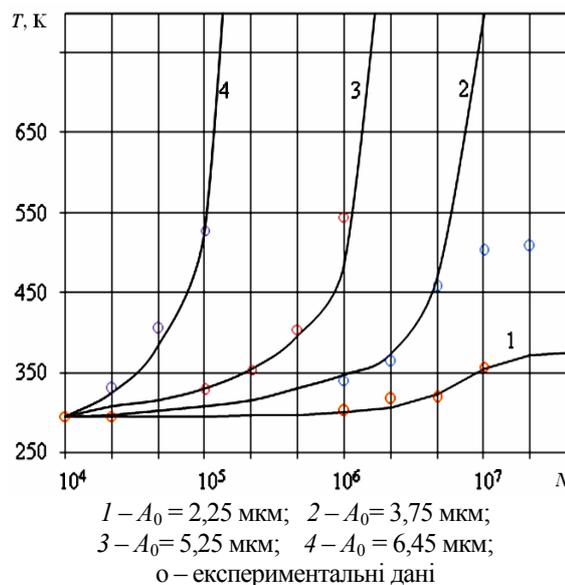


Рис. 2. Залежності температури в перетині, від числа циклів  $N$  за різними амплітудами коливань  $A_0$

На рис. 2 зображені залежності температури в перетині, від числа циклів  $N$  за різними амплітудами коливань  $A_0$ . Із рис. 2 видно, що в залежності від режиму навантаження, температура в перетині зразка може встановлюватись. Використання запропонованого підходу до визначення температури дисипативного розігріву стрижнів при циклічному навантаженні підтверджується задовільним узгодженням із експериментальними даними [4].

Запропонований підхід до визначення температури дисипативного розігріву стрижнів при циклічному навантаженні враховує вплив параметрів циклічного навантаження, вібропоглинаючих властивостей конструкційного матеріалу, умов теплообміну з навколишнім середовищем і між частинами кусково-однорідних стрижнів на температурні поля конкретних елементів конструкцій, зокрема при виборі раціональних експлуатаційних і технологічних параметрів режимів роботи стрижневих елементів конструкцій у вузлах обладнання, які знаходяться під дією тривалого (гігациклового) вібронанвантаження.

**Список літератури:** 1. Ботвина Л.Р. Разрушение: кинетика, механизмы, общие закономерности / Л.Р. Ботвина. – М.: Наука, 2008. – 334 с. 2. Троценко В.Т. Рассеянное усталостное повреждение металлов и сплавов. Сообщение 1. Неупругость, методы и результаты исследования / В.Т. Троценко // Пробл. прочности. – 2005. – № 4. – С. 5-32. 3. Клим В.Ю. Математическая модель диссипативного разогрева стержней при циклическом деформировании / В.Ю. Клим // Системні технології. Регіональний міжвузівський зб. наук. праць. – Дніпропетровськ, 2010. – Вип. 2 (67). – С. 100-106. 4. Веселовский В.Б. Тепловыделение в стержневых элементах конструкций при циклическом нагружении / В.Б. Веселовский, И.А. Колесник, В.Ю. Клим // Металлургическая теплотехника: Сб. науч. тр. НМетАУ. – Вып. 2(17).- Днепропетровск: Новая идеология, 2010. – С. 23-31.

© Веселовський В.Б., Клим В.Ю., Берлов О.В., Підлісний С.В., 2011  
Надійшла до редколегії 03.03.11

УДК 658.264

**С.С. ТИТАРЬ**, канд. техн. наук; проф. Одесского национального политехнического университета, г. Одесса

**А.А. КЛИМЧУК**, канд. техн. наук; доц. Одесского национального политехнического университета, г. Одесса

### **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СБРОСНОГО ТЕПЛА В СИСТЕМЕ АВТОНОМНОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ**

Пропонується використувувати тепло каналізаційних вод та викидного повітря із застосуванням теплового насосу в єдиній системі автономного теплопостачання житлових будинків.

It is offered to use warmly sewer waters and exhaust air in uniform systems of an independent heat supply of residential buildings.

В настоящее время в связи с очередными повышениями цен на энергоносители вопросы энергосбережения для жилищно-коммунального хозяйства (ЖКХ) становятся еще более актуальными. Так, по информации экспертов по энергетике Национального экологического центра Украины, потребление энергоресурсов ЖКХ Украины составляет порядка одной трети всего потребления. В тоже время в результате жизнедеятельности людей жилые здания постоянно сбрасывают низкопотенциальное тепло с канализационными стоками и вытяжным воздухом.

Холодная вода поступает зимой в здание с температурой 5–10 °С, прогревается в трубопроводах, смешивается с горячей водой, и покидает здание с температурой 20–30 °С. Канализационные стоки уносят с собой очень большое количество тепла. В тоже время тепло уносится из жилых помещений и с вытяжным воздухом. Температура удаляемого воздуха также находится в пределах 20–30 °С.

Существует несколько схем утилизации тепла. Самая простая – «прямое» использование низкопотенциального теплоносителя в теплообменниках первой ступени подогрева горячего водоснабжения (ГВС) и приточного воздуха. Такие схемы утилизации не требуют значительных капиталовложений и текущих затрат (незначительные мощности на привод вентиляторов и насосов). Однако указанные схемы утилизации обладают одним существенным недостатком: низкий температурный напор, как правило не более 20 °С, не позволяет полностью решить вопросы теплоснабжения систем ГВС и вентиляции, а следовательно необходима установка дополнительных ступеней догрева.

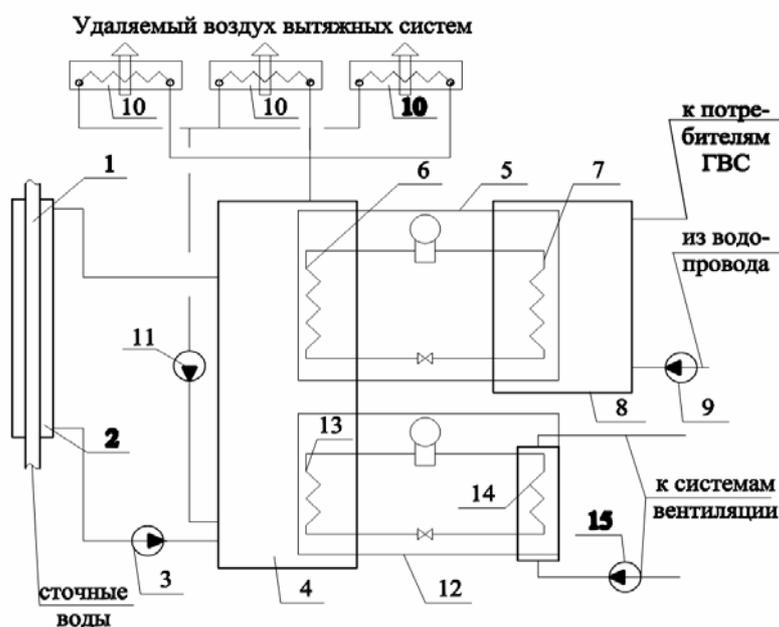
В другой схеме утилизации тепла используется тепловой насос для повышения полезного температурного напора. Такая схема более энергозатратна и требует значительных капиталовложений однако позволяет достичь требуемого температурного уровня теплоносителей (50–60 °С).

В последнее время очень активно прорабатываются технические решения по использованию тепла сточных вод. Однако, как правило, эти решения касаются общегородских сетей канализации. Так, например, разработаны и введены в эксплуатацию несколько схем систем утилизации теплоты на канализационных насосных станциях (КНС) [1, 2]. Наличие приемных резервуаров КНС позволяет использовать их как аккумулятор, и тем самым создать благоприятные во времени условия работы теплового насоса. Однако полученная теплота в основном используется по месту – для теплоснабжения самой КНС. Это не позволяет максимально

использовать тепло стоков (нужды теплоснабжения КНС значительно ниже нежели тепловой потенциал сточных вод). С другой стороны, в централизованных системах теплоснабжения тепло стоков частично теряется в тепловых сетях. Также обращает на себя внимание факт массового внедрения децентрализованных систем теплоснабжения жилых зданий – установка крышных, встроенных или пристроенных котельных. В этом случае централизованное использование тепла канализационных стоков не участвует в общем энергетическом балансе здания.

Учитывая выше сказанное, представляет интерес схема использования тепла канализационных стоков и удаляемого воздуха непосредственно для нужд теплоснабжения отдельных зданий. В этом случае перспективным является использование теплового насоса.

Как известно, использование тепла сточных вод имеет одну важную особенность – опережение по времени потребления тепла по отношению к сбросу сточных вод. Для решения этой проблемы, а также для сглаживания пиков потребления горячей воды предлагается установить аккумулятор горячей воды. А для обеспечения равномерной работы компрессора теплового насоса и возможности одновременной утилизации тепла от различных источников целесообразно установить аккумулятор тепла промежуточного теплоносителя (рис.).



- 1 – канализационный коллектор; 2 – теплообменник «труба в трубе»; 3 – циркуляционный насос промежуточного теплоносителя контура канализации; 4 – бак аккумулятор промежуточного теплоносителя; 5 – тепловой насос системы ГВС в том числе: 6 – испаритель теплового насоса, 7 – конденсатор теплового насоса; 8 – бак аккумулятор горячей воды; 9 – циркуляционный насос системы ГВС; 10 – теплообменник-утилизатор вытяжного воздуха; 11 – циркуляционный насос промежуточного теплоносителя контура вытяжной вентиляции; 12 – тепловой насос контура вентиляции в том числе: 13 – испаритель теплового насоса, 14 – конденсатор теплового насоса; 15 – циркуляционный насос теплоснабжения контура вентиляции

Рис. Схема утилизации тепла сточных вод и удаляемого воздуха

Представленная схема имеет ряд преимуществ. Установка бака аккумулятора [3] позволяет сгладить неравномерности во времени потребления горячей воды и сброса в канализацию. Наличие промежуточного теплоносителя упрощает эксплуатацию

теплового насоса и снижает потребляемую мощность компрессора за счет уменьшения длин фреоновых магистралей к испарителю. Включение в схему отдельного теплового насоса для систем вентиляции позволяет в летнее время переключаться на режим охлаждения приточного воздуха тем самым появляется возможность утилизации тепла конденсации хладагента. В случае превышения поступающего тепла от конденсатора теплового насоса системы вентиляции над потребным количеством тепла для нужд ГВС циркуляционные насосы промежуточного теплоносителя позволят удалить его с уходящим воздухом либо с канализационными стоками.

Также стоит отметить, что данная схема обладает возможностью подключения к баку-аккумулятору других источников низкопотенциального тепла (солнечные коллектора в зимний период, ветрогенераторы и прочее).

Для оценки эффективности работы представленной системы утилизации тепла используем данные реального проекта жилого дома с автономной системой теплоснабжения расположенного в г. Ялта и проведем расчет для отопительного периода.

Согласно проектным данным суммарный суточный расход сточных вод составляет 120 м<sup>3</sup>/сут; расход горячей воды составляет 40 м<sup>3</sup>/сут; расход вытяжного воздуха составляет:

- для жилой части – 21890 м<sup>3</sup>/ч;
- для общественных помещений – 7330 м<sup>3</sup>/ч.

Расход приточного воздуха механических систем составляет: 10190 м<sup>3</sup>/ч.

Расчетная мощность систем отопления при расчетной температуре наружного воздуха –6 °С составляет: 650 кВт.

Расход тепла за отопительный период на нужды ГВС составляет

$$Q_{\text{ГВС.зим}} = G_{\text{сут.ГВС}} \cdot c_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot n_{\text{от}} \cdot (t_{\text{в.к}} - t_{\text{в.н}}) = 40 \cdot 4,19 \cdot 990 \cdot 126 \cdot (55 - 10) = 940,72 \text{ ГДж/сез}, \quad (1)$$

- где  $G_{\text{сут.ГВС}}$  – суточный расход горячей воды, м<sup>3</sup>/сут.;  
 $c_{\text{в}}$  – теплоемкость воды, кДж/(кг·К);  
 $\rho_{\text{в}}$  – средняя плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  
 $n_{\text{от}}$  – количество суток отопительного периода, сут.;  
 $t_{\text{в.н}}$  – температура холодной воды, °С;  
 $t_{\text{в.к}}$  – температура горячей воды, °С.

Суммарное количество тепла потребное приточным системам вентиляции в течении отопительного периода составит

$$Q_{\text{прит.зим}} = (V_{\text{прит}}/3600 \cdot c_{\text{взд}} \cdot \rho_{\text{взд}} \cdot (t_{\text{взд.в}} - t_{\text{взд.ср.нар}}) \cdot 3600 \cdot 24 \cdot n_{\text{от}} = 10190/3600 \cdot 1,005 \cdot 1,25 \cdot (18 - 5,2) \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 126 = 495,5 \text{ ГДж/сез}, \quad (2)$$

- где  $V_{\text{прит}}$  – общий расход приточного воздуха всех систем, м<sup>3</sup>/ч;  
 $c_{\text{взд}}$  – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);  
 $\rho_{\text{взд}}$  – средняя плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  
 $t_{\text{взд.в}}$  – требуемая температура воздуха внутри помещения, °С;  
 $t_{\text{взд.ср.нар}}$  – средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С.

Расчетное количество тепла потребное для систем отопления в течении отопительного периода составляет

$$Q_{\text{отоп.зим}} = Q_{\text{отоп}} \cdot (t_{\text{взд.от}} - t_{\text{взд.ср.нар}}) / (t_{\text{взд.от}} - t_{\text{взд.нар}}) \cdot 3600 \cdot 24 \cdot n_{\text{от}} =$$

$$= 650,00 \cdot (20 - 5,2) / (20 - (-6)) \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 126 = 4027,97 \text{ ГДж/год}, \quad (3)$$

где  $Q_{\text{отоп}}$  – расчетная мощность систем отопления при расчетной температуре наружного воздуха  $-6^\circ\text{C}$ , кВт;

$t_{\text{взд.нар}}$  – средняя температура наружного воздуха самой холодной пятидневки,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_{\text{взд.от}}$  – температура воздуха внутри жилых помещений,  $^\circ\text{C}$ .

Суммарное потребное количество тепла на нужды теплоснабжения здания за год составит

$$Q_{\text{сум.потр}} = Q_{\text{отоп.зим}} + Q_{\text{гвс.отоп.пер}} + Q_{\text{прит.зим}} =$$

$$= 4027,97 + 940,72 + 495,50 = 5464,19 \text{ ГДж/сез}. \quad (4)$$

Количество тепла, полученное от утилизации канализационных стоков за отопительный период, составит

$$Q_{\text{кан.от.пер}} = G_{\text{сут.ст}} \cdot c_{\text{ст}} \cdot \rho_{\text{ст}} \cdot (t_{\text{ст.н}} - t_{\text{ст.к}}) \cdot \varphi \cdot n_{\text{от}} =$$

$$= 120 \cdot 3,9 \cdot 985 \cdot (25 - 5) \cdot 1,3 \cdot 126 = 1510,17 \text{ ГДж/сез}, \quad (5)$$

где  $G_{\text{сут.ст}}$  – суточный расход сточных вод,  $\text{м}^3/\text{сут}$ ;

$\rho_{\text{ст}}$  – средняя плотность сточных вод,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$c_{\text{ст}}$  – теплоемкость сточных вод,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ ;

$\varphi$  – коэффициент, учитывающий долю тепла вносимую компрессором теплового насоса;

$t_{\text{ст.н}}$  – температура сточных вод на входе в теплообменник,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_{\text{ст.к}}$  – температура сточных вод на выходе из теплообменника теплового насоса,  $^\circ\text{C}$ .

Количество тепла, которое возможно получить от вытяжного воздуха за отопительный период составит

$$Q_{\text{выт.зим}} = (V_{\text{выт}}/3600 \cdot c_{\text{взд}} \cdot \rho_{\text{взд}} \cdot (t_{\text{взд.н}} - t_{\text{взд.к}}) + r \cdot \Delta x \cdot V_{\text{выт}}/3600 \cdot \rho_{\text{взд}}) \cdot \varphi \cdot 3600 \cdot 24 \cdot n_{\text{от}} =$$

$$= ((21890 + 7330)/3600 \cdot 1,005 \cdot 1,2 \cdot (25 - 10) + 2200 \cdot 0,002 \cdot (21890 +$$

$$+ 7330)/3600 \cdot 1,2) \cdot 1,3 \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 126 = 2684,50 \text{ ГДж/сез}, \quad (6)$$

где  $V_{\text{выт}}$  – общий расход вытяжного воздуха всех систем,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$t_{\text{взд.н}}$  – температура воздуха перед утилизатором,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_{\text{взд.к}}$  – температура воздуха после утилизатора,  $^\circ\text{C}$ ;

$r$  – скрытая теплота парообразования воды,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;

$\Delta x$  – изменение абсолютной влажности воздуха после утилизатора (учет конденсации на утилизаторе),  $\text{кг}/\text{кг}$ .

Суммарное количество тепла за отопительный период полученное от утилизации тепла канализационных стоков и вытяжного воздуха составит

$$Q_{\text{сум.утил}} = Q_{\text{кан.от.пер}} + Q_{\text{выт.зим}} = 1510,17 + 2684,50 = 4194,67 \text{ ГДж/год}. \quad (7)$$

Доля замещения традиционных энергетических ресурсов составит

$$\varepsilon = Q_{\text{сум.утил}}/Q_{\text{сум.потр}} = 4194,67/5464,19 = 0,77. \quad (8)$$

Для сравнения по экономическим показателям рассмотрены 3 варианта системы теплоснабжения здания в отопительный период (результаты представлены в таблице): 1 – использование теплового насоса, 2 – использование газовой котельной, 3 – использование электрических котлов.

При сравнительных расчетах было принято: теплотворная способность топлива – 33,52 МДж/м<sup>3</sup>; КПД котлоагрегата 95 %, КПД электрических котлов 98 %. Результаты расчетов приведены в таблице.

Таблица

Сравнительная таблица рассматриваемых вариантов

№ п/п	Показатель	Вариант		
		1	2	3
1	Количество тепла, получаемое от утилизации за отопительный период, ГДж/пер.	4194,67	4194,67	4194,67
2	Вид энергоносителя	тепло стоков, электричество	газ	электричество
3	Расход энергоносителей за отопительный период	351 166,06 кВт·ч	131 009,07 м <sup>3</sup>	1 182 497,95 кВт·ч
4	Стоимость единицы энергоносителя	0,31 грн. кВт·ч	3,00 грн./м <sup>3</sup>	0,31 грн. кВт·ч
5	Стоимость потребленной энергии за сутки, грн	108 861,49	393 027,21	366 574,36

Как показывают расчеты, требуемое количество тепла, необходимое для приготовления горячей воды и подогрева приточного воздуха, может быть получено с помощью теплового насоса, в качестве теплоносителя использующего сточные воды и удаляемый воздух этого же здания. Более того, имеющийся запас тепловой энергии может быть применен для частичного покрытия потребной мощности отопления.

В качестве решения проблемы дополнительного источника тепловой энергии для полного автономного теплоснабжения здания возможно дополнительное комбинированное использование энергии ветра и солнца.

**Список литературы:** 1. Утилизация тепла канализационных стоков / Н.В. Шилкин // Электронный журнал «Экологические системы». 2004. – № 10. режим доступа: <http://escosys.narod.ru/journal/journal34.htm>. 2. Автоматизированная теплонасосная установка, утилизирующая низкопотенциальное тепло сточных вод г. Зеленограда / Г.П. Васильев, И.М. Абуев, В.Ф. Горнов // Электронный журнал «Экологические системы». – 2008. – № 12. режим доступа: [http://escosys.narod.ru/2008\\_12/art129.htm](http://escosys.narod.ru/2008_12/art129.htm). 3. Левенберг В.Д. Аккумуляция тепла / В.Д. Левенберг, М.Р. Ткач, В.А. Гольстрем. – Киев: Техника, 1991. – 84 с. 4. СНиП 2.04.01-85 Внутренний водопровод и канализация зданий. Государственный комитет СССР по делам строительства. 1985. – 80 с.

© Титарь С.С., Климчук А.А., 2011  
Поступила в редколлегию 18.02.11

УДК 662.987:697.7

**А.Є. ДЕНИСОВА**, д-р техн. наук; проф. Одеського національного політехнічного університету, м. Одеса

**О.М. ТРОЇЦЬКИЙ**, аспірант Одеського національного політехнічного університету, м. Одеса

### **ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ СКИДНИХ ВОД ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

Выполнен анализ возможности использования различных видов сбросных вод как низкопотенциального источника теплоты для теплового насоса. Для теплонасосных циклов рассчитаны коэффициенты преобразования для теплонасосного цикла, работающего на сбросных водах. Проведенные расчеты показали перспективность использования бытовых и промышленных сбросных вод для теплонасосного цикла.

The possibility of using different types of wastewater as a low-potential heat source for heat pump is analyzed. For heat pump cycles conversion coefficients for heat pumps cycle, working on waste waters, are calculated. The calculations have shown the perspectives of domestic and industrial wastewaters in the heat pump cycle.

Великий вплив на екологічну ситуацію в Україні мають системи теплопостачання (опалення та гаряча вода), що використовують 20–23 % від загального споживання природного палива. При цьому лише 5 % відносяться до твердого та рідкого палива, інші 95 % покриває природний газ, який є дорогим паливом, що імпортується.

Крім того, для України характерна висока енергоємність технологічної продукції та генерації теплоти через морально та фізично застаріле обладнання, а деякі технологічні процеси на підприємствах потребують великих об'ємів водопостачання та водовідведення. Відомо, що скидні води, які скидаються в каналізацію, мають температуру, вищу за температуру навколишнього середовища на 15 °С і вище, особливо в холодну пору року, що погіршує екологічний стан довкілля. З іншого боку, підприємства та приватні особи мають великі витрати на опалення та гаряче водопостачання, для забезпечення яких використовується централізована система теплопостачання чи котли малої та середньої потужності. Використання теплонасосних систем теплопостачання, що використовують низькопотенційну енергію скидних вод, дозволить знизити витрати палива на власні потреби та знизити вплив на екологію.

Зазвичай, скидні води розділяють на 3 групи:

- побутові (господарсько-фекальні);
- виробничі (промислові);
- атмосферні.

Побутові стоки характеризуються тим, що їх состав не визначений ніякими нормами та правилами, отже, в них можуть бути виявлені різноманітні речовини, що змінюють характеристики скидних вод, в тому числі густина, в'язкість та питома теплоємність суміші, що є визначними чинниками при виявленні теплофізичних властивостей речовини. При цьому теплофізичні властивості скидних вод можуть коливатись в широких межах протягом доби.

Наприклад, витрати зливових стоків дуже нерівномірні та цілком залежать від природи. Отже спрогнозувати витрати таких стоків не представляється можливим. Крім того, цілком вірогідним є те, що атмосферні осадки можуть бути відсутні протягом тривалого часу – від декількох днів до неділя.

Використання вищезазначених видів стоків в якості теплового джерела для теплового насосу (ТН) є недоцільним. Можливе обмежене використання побутових відходів за умови попередньої їх очистки, але це призводить до подорожчання собівартості теплонасосної установки, що буде використовувати такі стоки.

Щодо виробничих стоків, треба зауважити, що в залежності від виробництва, скидні води поділяють на незабруднені та забруднені. Незабруднені (до них також відносять слабо забруднені) скидні води потрапляють в каналізаційну мережу з теплообмінних, холодильних та компресорних апаратів. Їх состав практично нічим не відрізняється від води на вході в технологічний процес. Після технологічного процесу підвищується тільки температура вод, іноді вона становиться значно вище, ніж на вході в технологічний процес. Визначення теплофізичних параметрів таких вод можна проводити за таблицями теплофізичних властивостей води та водяного пару.

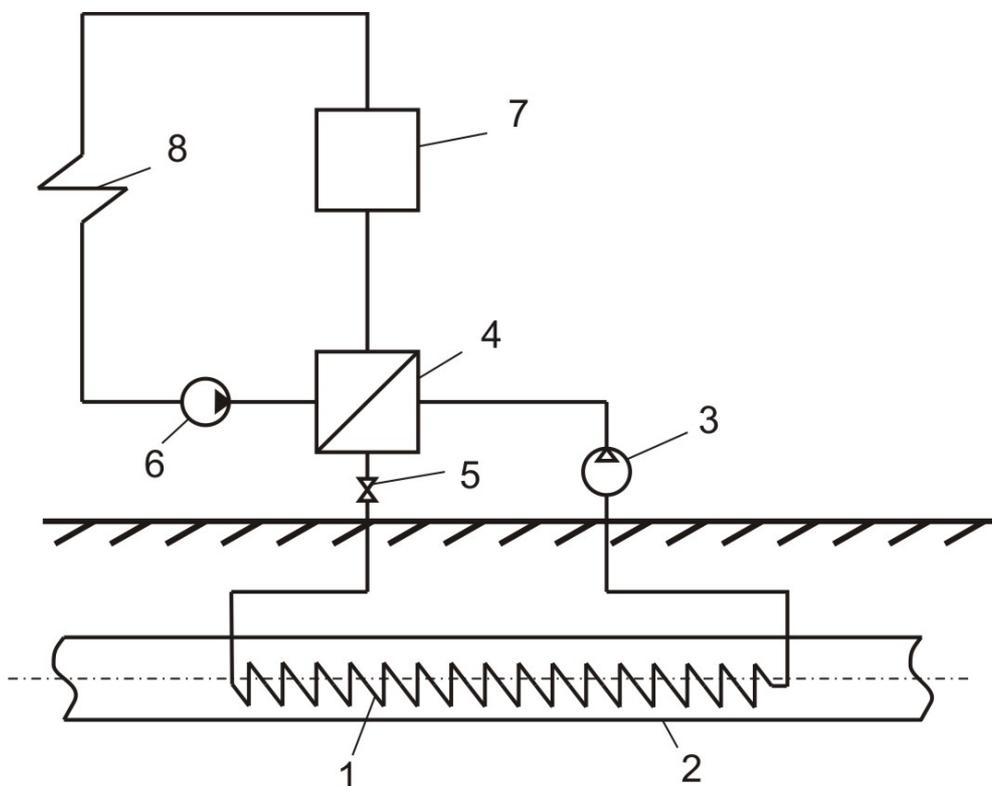
Забруднені скидні води утворюються на різних стадіях різноманітних технологічних процесів та характеризуються наявністю в них тих чи інших технологічних речовин. Тому теплофізичні властивості таких скидних вод дуже відрізняються від води, а їх визначення неможливе без лабораторних досліджень. У випадку, коли скидні води підприємства за своїм составом та концентрацією мало відрізняються від побутових скидних вод, підприємствам дозволяється відводити такі води в каналізацію без попередньої підготовки. На різних підприємствах, навіть тих, що мають однакову технологію виробництва, склад скидних вод дуже різниться. Але вірним також є те, що температура та состав промислових скидних вод залишаються практично незмінними протягом роботи промислового підприємства. Цей фактор робить промислові скидні води ідеальними для використання їх низькопотенційної теплоти в ТН.

ТН перетворює теплоту низького потенціалу у теплоту більш високого потенціалу. При цьому величезною перевагою перед традиційними системами є те, що на 1 кВт використаної енергії на привід компресору виробляється 3–5 кВт корисної теплової енергії. Причина високої ефективності ТН міститься в можливості використання теплоти навколишнього середовища.

Принципова схема ТН представлена на рис. 1. Після випаровування робочого тіла у випарнику 1 (це може бути звичайна труба, металева чи з пластику), встановленому в колекторі 2 мережі каналізації, пар, що утворився, потрапляє в компресор 3, в якому тиск робочого тіла значно підвищується. Далі пар потрапляє до теплообмінника 4. Тут проходить тепловідвід у вторинний контур циркуляції, робочим тілом якого зазвичай є вода, з обов'язковим протіканням процесу конденсації пари первинного робочого тіла. Після цього конденсат первинного робочого тіла через дросель 5 знову підводиться до випарника 1. Вторинний контур циркуляції складається з насосу 6, що забезпечує циркуляцію робочого тіла, резервного генератора теплоти 7 та системи приборів опалення 8, де проходить відвід теплоти від робочого тіла. Резервне джерело енергії 7 потрібно встановлювати для випадків, коли основний генератор теплоти, яким в цій схемі є ТН, не здатний забезпечити необхідну потужність. Це може статися, наприклад, при нерозрахункових параметрах скидних вод.

Для безперебійної довготривалої роботи ТН важливим є правильне визначення температури джерела теплової енергії. Температура виробничої скидної води, що відводиться в каналізацію, не повинна перевищувати 40 °С [1]. Така температура не обов'язково отримується одразу на виході з технологічного процесу, а в ході спеціальних заходів зі зменшення температури до величини, що дозволить зливати її в

каналізацію. Але є й велика кількість технологічних процесів в теплообмінниках, де температура скидних вод знаходиться в вказаних межах.



1 – випарник теплового насосу; 2 – каналізація; 3 – компресор;  
4 – конденсатор теплового насосу; 5 – дросель; 6 – насос вторинного контуру циркуляції;  
7 – резервне джерело енергії; 8 – прибори опалення

Рис. 1. Принципова схема теплового насосу

Наприклад, циркуляційна вода, що підводиться до конденсатору ТЕС та АЕС, нагрівається до 30–35 °С, та скидається в природні чи штучні водойми. Якщо прийняти, що температура в випарнику ТН повинна бути на 5–15 °С нижче, тоді цикл ТН для робочого тіла аміак представлений на рис. 2. Температура в конденсаторі ТН задана на рівні 90 °С.

Коефіцієнт перетворення  $COP$  для цього циклу буде [2]

$$COP' = (h_B - h_C) / (h_B - h_A) = (1810 - 646) / (1810 - 1494) = 3,68,$$

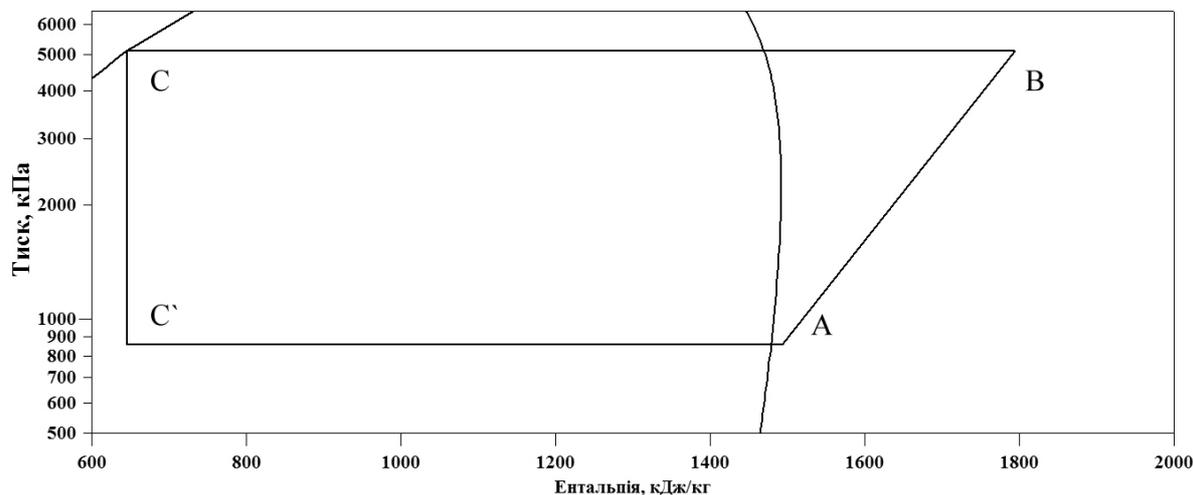
де  $h_i$  – ентальпія в  $i$ -той точці, кДж/(кг·К).

Цикл був побудований з урахуванням ізоентропійного ККД 0,9. З урахуванням ККД компресору  $\eta_k = 0,92$ , остаточно

$$COP = COP' \cdot \eta_k = 3,68 \cdot 0,92 = 3,39.$$

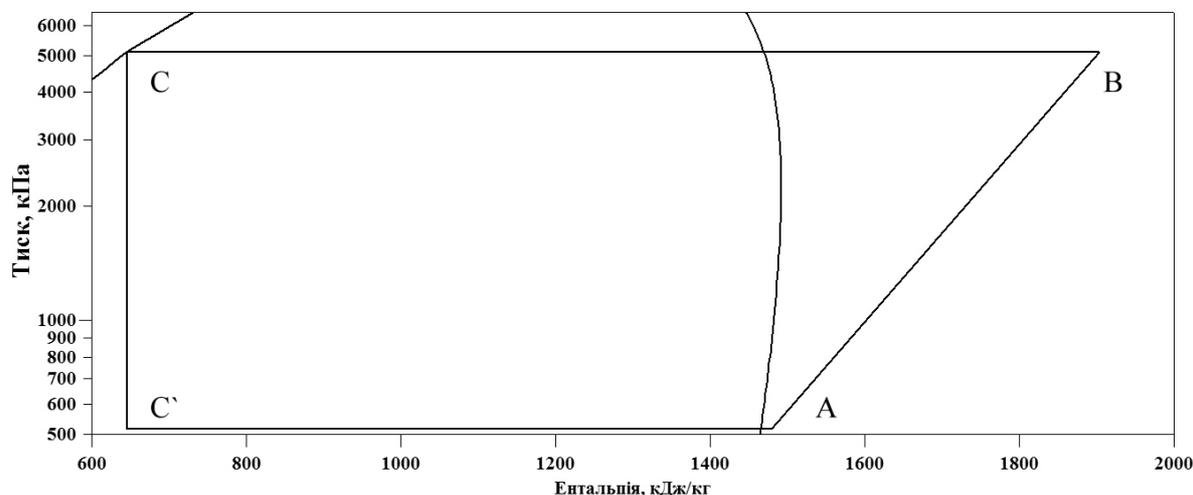
Розглянемо параметри ТН, що використовує в якості джерела низькопотенційної теплоти побутові скидні води. Температура таких вод взимку становить 15–16 °С [3]. З

циклу для ТН з робочим тілом аміак (рис. 3) видно, що температура випаровування аміаку 5 °С при температурі конденсації пари робочого тіла 90 °С. Якщо знизити температуру випаровування до 0 °С або нижче, то з'являється вірогідність того, що на трубах випарника буде утворюватися лід, що призведе до зниження ефективності роботи ТН, можливості аварії та потрапляння в каналізацію парів аміака та навіть прориву каналізаційної труби.



*A* – початок процесу стискання; *B* – вихід з компресора;  
*C* – точка завершення конденсації робочого тіла

Рис. 2. Цикл ТН на основі теплоти скидних вод ТЕС



*A* – початок процесу стискання; *B* – вихід з компресора;  
*C* – точка завершення конденсації робочого тіла

Рис. 3. Цикл ТН на основі теплоти побутових скидних вод

Для такого циклу коефіцієнт перетворення становитиме

$$COP = (h_B - h_C) / (h_B - h_A) \cdot \eta_k = (1902 - 646) / (1902 - 1480) \cdot 0,92 = 2,74.$$

В обох циклах видно, що після лінії насичення проходить перегрів пари на додаткові 5 °С. Це зроблене для того, щоб забезпечити повне випаровування аміака та уникнути потрапляння його у конденсатор у вигляді рідини.

Потенціал скидних вод, особливо побутових, близький до потенціалу ґрунту на глибині 5–15 м, про що свідчать роботи [4–6]. Тому можливим представляється організація схеми, де два джерела низькопотенційної енергії (ґрунт та скидні води) забезпечують підігрів вторинного теплоносія до температури, достатньої для опалення та гарячого водопостачання. Це представляється більш актуальним з тої причини, що, як свідчать проведені в [7] дослідження, низькопотенційна ґрунтова енергія не завжди здатна забезпечити необхідну потужність. Про це говорить графік, представлений на рис. 4, де  $\phi_{гр}$  – це максимально досяжний коефіцієнт заміщення теплового навантаження традиційних систем опалення за рахунок теплового насосу з використанням низькопотенційної теплоти ґрунту.

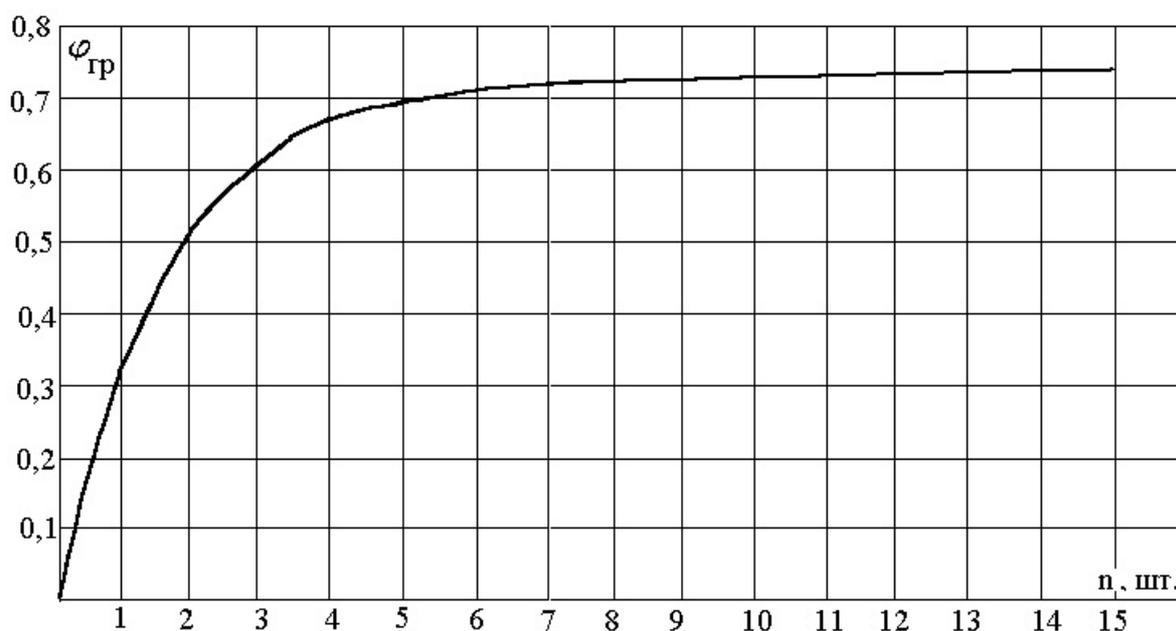


Рис. 4. Залежність частки заміщення від числа трубок ґрунтового теплообмінника

Видно, що граничний коефіцієнт заміщення  $\phi_{гр}$  для ґрунту не перевищує 0,75 при кількості трубок 15, а використання більше 6 трубок в ТН представляється недоцільним з техніко-економічних міркувань.

Проведений аналіз потенціалу скидних вод з різноманітних джерел для використання їх в якості джерела низькопотенційної енергії для ТН свідчить, що:

1. Використання зливових вод представляється недоцільним за причини сильної нерівномірності їх випадіння та, відповідно, неможливості прогнозування потужності ТН і нерівномірності його роботи протягом необхідного періоду.

2. Технологічні скидні води, якість яких на вході в каналізацію жорстко обмежена, а температура перевищує температуру навколишнього середовища, можуть бути використані для потреб ТН в якості низькопотенційної теплоти. Такі води мають постійний состав та температуру, що робить їх ідеальними для використання в ТН.

3. Температура та склад побутових скидних вод не регламентовані, але за певних умов мають достатній потенціал для використання в якості джерела низькопотенційної теплоти для ТН.

Якщо розглянути процеси на рис. 2 і 3, можна зробити висновок про те, що цикл ТН, що використовує теплоту технологічних скидних вод ТЕС є більш ефективним: його коефіцієнт перетворення становить 3,39, що в 1,24 рази більше, ніж для другого циклу. Цей фактор обумовлений тим, що температура побутових скидних вод нижче за промислові. Отже, компресору потрібне буде виконати більшу роботу для того, що досягти температури 90 °С в конденсаторі ТН.

Видно, що використання скидних вод дозволить знизити витрати палива та коштів на потреби опалення промислових об'єктів. Крім того, при використанні низькопотенційної теплоти промислових та скидних вод, температура яких може значно перевищувати температуру навколишнього середовища, досягається ефект зниження впливу на екологічний стан навколишнього середовища за рахунок зменшення теплового забруднення скидних вод.

Комбінована система тепlopостачання на базі теплових насосів, що використовують низькопотенційну теплоту ґрунту та скидних вод, може задовольнити потреби споживача в тепловій енергії для опалення та гарячого водopостачання без використання додаткових, резервних систем тепlopостачання з використанням дорогого природного палива.

**Список літератури:** 1. Водopостачання, водовідведення та якість води / А.К. Запольський. – Київ: Вища школа, 2005. – 671 с. 2. Тепловые насосы / Д. Рей, Д. Макмайкл. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с. 3. Зимин Л.Б. Анализ эффективности теплонасосных систем утилизации теплоты канализационных стоков для теплоснабжения социальных объектов / Л.Б. Зимин, Н.М. Фиалко // Промислова теплотехніка – 2008. – № 1. – С. 77-85. 4. Троїцький О.М. Моделювання теплових процесів в ґрунтовому теплообміннику засобами ПЕОМ // Холодильна техніка і технологія. – 2009. – № 6. – С. 81-84. 5. Троїцький О.М. Математична модель та результати числового моделювання теплових процесів у ґрунтовому теплообміннику теплонасосної системи тепlopостачання / О.М. Троїцький, А.Є. Денисова // Холодильна техніка і технологія. – 2010. – № 1. – С. 67-71. 6. Троїцький О.М. Обчислення теплофізичних параметрів ґрунтового теплообмінника теплонасосної системи тепlopостачання з урахуванням зміння градієнту температур у ґрунті / О.М. Троїцький, А.Є. Денисова // Холодильна техніка і технологія. – 2010. – № 2. – С. 42-46. 7. Денисова А.Е. Особенности работы теплового насоса в комплексной альтернативной системе теплоснабжения // Эко-технологии и ресурсосбережение. – 2001. – № 2. – С. 6-8.

© Денисова А.Є., Троїцький О.М., 2011  
Надійшла до редколегії 28.02.11

CONTENTS

**POWER AND HEAT ENGINEERING  
PROCESSES AND EQUIPMENT**

**Shubenko A.L., Sukhinin V.P., Boyarshinov A.U.**

PROBLEMS OF CREATION OF THE LAST STAGES OF STEAM-TURBINES OF HIGH-POWERED .....5

**Yershov S.V., Derevyanko A.I.**

TRANSITION MODELING IN COMPRESSOR BLADE CASCADE ..... 14

**Boiko A.V., Burlaka M.V., Maksiuta D.I.**

THE INFLUENCE OF THE TURBULENCE MODEL'S PARAMETERS ON THE RESULTS OF CFD CALCULATION OF TURBINE GRID AT DIFFERENT ANGLES OF ATTACK..... 19

**Subotovich V.P., Yudin A.Yu., Temchenko S.A.**

DIRECT PROBLEM FOR AN ANNULAR AXIAL-RADIAL PASSAGE .....24

**Tarasov A.I., Dolgov A.I., Avdyeyeva Ye.P.**

EFFECT OF FLUID HEATING ON HEAT TRANSFER IN CHANNEL OF COOLING SYSTEM .....28

**Yakovlev A.I., Kobtsev O.M., Pugachova T.N., Panov V.V.**

ANALYSIS OF THERMAL DIAGRAM AND THERMAL LOADS OF CHERNIGOVSKAJA HPP UNDER CONDITIONS OF INDUSTRIAL STEAM DEMAND DECREASING AND SUBSTANTIATION OF BOTTOM TURBINE, OPERATED AT THE INDUSTRIAL WASTS OF OTHER TURBINES, INSTALLATION .....34

**Litvinenko O.A., Gubanova A.V., Zeninets T.V.**

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF VARIOUS FACTORS ON THE EFFICIENCY OF DEAERATION AND ON THE DIMENSIONS OF DEAERATORS.....39

**Mikhaylova I.A., Babenko A.S.**

INFLUENCE OF CHANGE OF GEOMETRICAL PARAMETERS ON SIZES OF PVD AND EFFICIENCY OF HIS WORK.....43

**Sukhinin V.P., Fursova T.N.**

A DECLINE OF UNEVENNESS TENSIONS OF DISTRIBUTION OF IN MULTISUPPORTING TAIL CONNECTIONS OF WORKINGS BLADES OF TURBINES .....47

**Gaponov V.S., Ostapchuk Yu.A.**

RESILIENT QUASI-ZERO STIFFNESS SYSTEM OF THE ROTOR BEARING SUPPORTS .....54

**Kostyuk V.E., Kirilash E.I.**

IMPROVEMENT OF THE GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBERS HYDRAULIC CHARACTERISTICS BY THE METHODS OF THE COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS AND OPTIMIZATION.....60

**Gapon G.A.**

FLOW SEPARATION IN A SPIRAL CHAMBER OF THE CENTRIFUGAL TURBOMACHINE.....69

**Voloshchuk V.A.**

THERMODYNAMIC OPTIMIZATION OF EXEMPLARY CYCLES OF SOME SCHEMES OF GAS AND GAS-STEAM TURBINE POWER PLANTS.....77

**Kanyuk G.I., Misko A.R., Laptinov I.P., Steblyanko D.D.**

PRINCIPLES AND ENERGYSAVING AUTOMATED CASE THE MODES OF OPERATIONS OF CONDENSERS OF STEAM-TURBINES OF THERMAL AND ATOMIC POWER-STATIONS FRAMES .....88

**Veslovskiy V.B., Belyaeva V.V., Griбанова A.V., Kirichenko R.A.**

THE CALCULATION AND EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THERMAL PHYSICAL PARAMETERS OF MATERIALS UNDER EXTREME THERMAL INFLUENCE.....92

**Popok A.V., Ivanovsky A.I.**

EXPERIMENTAL STUDY OF THE HEAT AND MASS TRANSFER IN A LAYER OF METAL HYDRIDE WITH THE HEAT TRANSFER MATRIX.....102

**Kuzmin V.V., Shevchenko V.V., Minko A.N.**

ABOUT OPTIMUM USE OF MATERIALS AND DECLINE OF THE FACTORS BUTT - END ZONES OF THE INACTIVE PART OF TURBO-ALTERNATOR.....106

**Veslovskiy V.B., Klim V.J., Berlov A.V., Pidlisnyi S.V.**

THE MATHEMATICAL SIMULATION OF DISSIPATIVE HEATING AND THE DETERMINATION OF TEMPERATURE FIELDS IN ELEMENTS OF CONSTRUCTION DUE TO CYCLIC LOADING .....113

**Titar S.S., Klimchuk A.A.**

USE OF WASTE HEAT IN SYSTEM INDEPENDENT HEAT SUPPLY OF RESIDENTIAL BUILDINGS .....121

**Denisova A.E., Troitskiy O.M.**

PERSPECTIVE OF WASTE WATER USING IN HEATING.....126

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

**«ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ»**

**№ 6, 2011 р.**

Науковий редактор А.В. Бойко  
Технічний редактор С.П. Науменко

Відповідальний за випуск  
В.М. Луньова

Видання російською мовою

Підписано до друку 17.03.2011 р. Формат 60x90 <sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Папір офсетний 80 г/м<sup>2</sup>.  
Друк – цифровий. Обл. – вид. арк. 9,0.  
Наклад 200. Зам. № 0510/04.11

---

НТУ «ХПІ», 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

---

Видавничий центр НТУ «ХПІ».  
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000 р.  
Віддруковано в типографії ТОВ «Друкарня Мадрид»  
61024, м. Харків, вул. Ольмінського, б. 8  
т. (057) 717-41-79

---