

УДК 621.165

В.П. СУХИНИН, д-р техн. наук, Т.Н. ФУРЦОВА

Украинская инженерно-педагогическая академия,
кафедра теплоэнергетических установок ТЭС и АЭС,
г. Харьков, Украина, e-mail: tatiananf@mail.ru

К РАСЧЕТУ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН

Розглянуто напружено-деформований стан грибоподібних хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін, досліджено вплив сили тертя на розподіл напруг в конструкціях хвостових з'єднань, проведений аналіз розрахункових, чисельних та експериментальних результатів.

The tensely-deformed state of mushroom-like tail connections of workings shoulder-blades of steam-turbines is considered, influence of force of friction is explored on distributing of tensions in the constructions of tail connections, the analysis of, numeral and experimental results of calculations is conducted.

Для крепления рабочих лопаток на дисках паровых турбин используются несколько типов хвостовых соединений. Выбор того или иного типа зависит от центробежной силы, создаваемой рабочей лопаткой, характеристиками надежности, принятой технологией предприятия-изготовителя, удобством сборки.

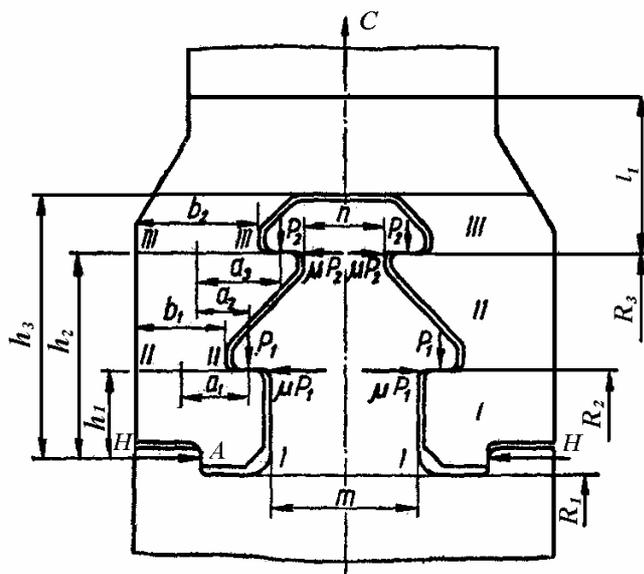


Рис. 1. Расчетная схема двухопорного грибовидного хвостовика

Одной из наиболее распространенных является конструкция грибовидного хвостового соединения с верхней посадкой (рис. 1). Эти конструкции могут иметь от одной до трех пар опорных зубцов, что определяется уровнем внешней нагрузки (центробежная сила профильной части лопатки). Грибовидные хвостовики отличаются сложной геометрией, характеризующейся значительным количеством угловых переходов.

Стремление к ограничению длины проточной части турбины обуславливает выбор для каждой ступени хвостового соединения минимально возможной ширины (в

осевом направлении турбины). Это обстоятельство определяет стремление к использованию в максимальной степени ресурсов прочности соединения. В то же время недопустимо снижение надежности конструкции. Вышесказанное обуславливает проведение углубленных исследований напряженно-деформированного состояния (НДС) на основе современных экспериментальных и аналитических методов.

Неравномерность распределения напряжений в хвостовом соединении усугубляется его развитыми (во многих случаях) размерами в трех измерениях, а также

характером приложения внешней нагрузки и формы опорных поверхностей, определяющих локальные зоны контакта и, следовательно, уровень удельных контактных нагрузок. Некоторое освещение эти вопросы получили в [1, 2].

В данной работе представлен анализ методов расчета и уточнение некоторых параметров, оказывающих существенное влияние на достоверность результатов. При этом используются данные экспериментальных исследований и уточнение некоторых факторов на основе анализа методом конечных элементов.

До последнего времени для расчета прочности хвостовых соединений использовался метод, основанный на положениях теории упругости и сопротивления материалов в рамках стержневых систем. В силовой схеме соединения неизвестной величиной является реакция H , действующая на хвостовик в зоне контакта с кольцевым буртиком обода диска и удерживающая его в равновесии.

Согласно теореме Кастилиано, производная от потенциальной энергии изгиба V расчетного участка хвостовика высотой h_3 (рис. 1) по силе H равна перемещению точки А в направлении действия силы. Экспериментально установлено, что перемещение бурта диска отсутствует вплоть до разрушающих нагрузок. Следовательно

$$\frac{\partial V}{\partial H} = 0, \quad (1)$$

где V – потенциальная энергия изгиба участка хвостовика.

Разобьем рассматриваемую часть хвостовика на участки I, II, III, (как показано на рис. 1). Очевидно, что

$$V = V_I + V_{II} + V_{III}.$$

Подставив выражение потенциальной энергии изгиба отдельных участков в это уравнение, получим

$$V = \frac{1}{2EI_I} \int_0^{h_1} M_I^2 dx + \frac{1}{2EI_{II}} \int_{h_1}^{h_2} M_{II}^2 dx + \frac{1}{2EI_{III}} \int_{h_2}^{h_3} M_{III}^2 dx. \quad (2)$$

В расчетной схеме хвостового соединения присутствует еще один фактор, требующий специального исследования. Речь идет о коэффициенте трения μ , определяющем величину силы трения μP . Если рассматривать задачу с точки зрения механики, то вещественное значение этой силы будет иметь место при проскальзывании контактных поверхностей, на которые действуют нормальные силы P (реакции от центробежных сил профильной части лопатки и хвостовика). Пределы изменения силы μP определяются граничными значениями коэффициента μ ($0 \leq \mu \leq 1,0$). Величина $\mu = 0$ может иметь место лишь при отсутствии поперечных деформаций и, следовательно, взаимного перемещения контактных поверхностей. При верхнем граничном значении $\mu = 1,0$ сила трения μP становится равной нормальной силе P , что противоречит физическому смыслу.

Таким образом, на рассматриваемую часть хвостовика (рис. 1) действует: сила H , реакции на опорах, принимаемые равными $P_1 = P_2 = \frac{C}{4}$ и силы трения μP_1 и μP_2 ,

возникающие на опорных поверхностях (здесь C – центробежная сила лопатки, бандажей и всего хвоста; μ – коэффициент трения; J – момент инерции сечения рассматриваемого участка хвоста). В известных схемах расчета для упрощения принято постоянство моментов инерции участков хвостовика [3, 4]. Кроме того, в [3] в расчетных уравнениях не учитывается сила трения.

Как известно, сила трения направлена противоположно движению и, таким образом, препятствует ему. Влияние силы трения на силовую схему хвостового соединения рассматривается в работе [5]. В некоторых работах коэффициент трения при расчете принимался 0,2–0,4 [6].

Очевидно, что величина силы трения обусловлена характером обработки контактных поверхностей хвостовика и грибка обода диска, а также действующим на опорных площадках контактным напряжением. Задачей настоящей работы являлось определение направления этой силы при работе хвостового соединения, величины коэффициента трения и его влияния на напряженное состояние хвостовика.

Рассмотрим результаты экспериментального исследования (НДС) грибовидного хвостового соединения рабочей лопатки паровой турбины ОАО «Турбоатом», проведенного методом тензометрирования на плоской модели при помощи малогабаритных проволочных датчиков.

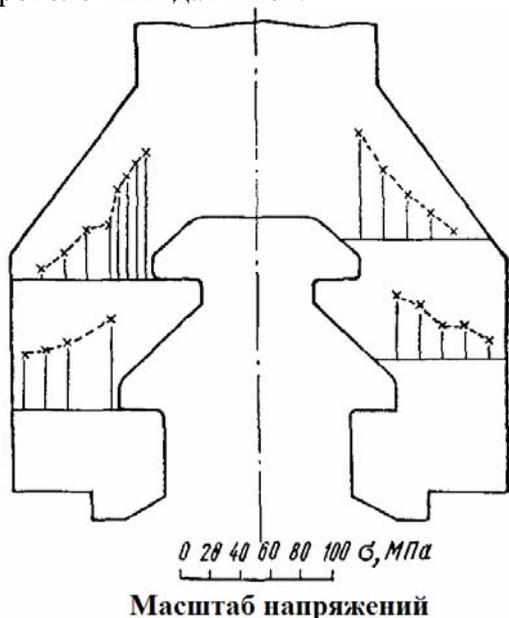


Рис. 2. Распределение напряжений в сечениях двухопорного грибовидного хвостовика

Испытывалась модель из металла, полностью соответствующая по конфигурации реальному хвостовому соединению. Распределение напряжений в теле двухопорного хвостовика шириной 82 мм приведено на рис. 2. В наиболее напряженном верхнем сечении модели хвостовика было получено максимальное суммарное напряжение (растяжение и изгиб), 90 МПа. Нагружающее усилие составило 50 000 Н [3, 4].

Согласно данным расчета, представленного в [4], суммарные напряжения в сечении III–III $\sigma_{\text{сум}} = 94,8$ МПа, что дает расхождение с экспериментально полученным значением ~5 % и может считаться вполне удовлетворительным. В этом расчете не учитывалась переменность моментов инерции расчетных участков, величина коэффициента трения была принята $\mu = 0,4$, а направление силы трения – как на рис. 1.

Для рассмотренного выше хвостового соединения был проведен уточненный расчет с переменными моментами инерции сечений рассматриваемых участков хвостовика.

Уравнения изгибающих моментов на участках I, II, III:

$$M_1 = Hx;$$

$$M_{II} = Hx - \mu P_1(x - h_1) - Pa_1;$$

$$M_{III} = Hx - \mu P(x - h_1) - Pa_2 - \mu P(x - h_2) - Pa_3.$$

Подставляя в уравнение (2) значения изгибающих моментов и дифференцируя по H , получим

$$\frac{\partial V}{\partial H} = \frac{1}{2EI_1} \int_0^{h_1} M_1 \frac{\partial M_1}{\partial H} dx + \frac{1}{2EI_{II}} \int_{h_1}^{h_2} M_{II} \frac{\partial M_{II}}{\partial H} dx + \frac{1}{2EI_{III}} \int_{h_2}^{h_3} M_{III} \frac{\partial M_{III}}{\partial H} dx = 0, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial H} = & \frac{1}{2EI_1} \int_0^{h_1} Hx^2 \partial x + \frac{1}{2EI_{II}} \int_{h_1}^{h_2} (Hx - \mu P(x - h_1) - Pa_1)x \partial x + \\ & + \frac{1}{2EI_{III}} \int_{h_2}^{h_3} (Hx - \mu P(x - h_1) - Pa_2 - \mu P(x - h_2) - Pa_3)x \partial x = 0. \end{aligned}$$

Выполнив интегрирование и сократив постоянные, получим:

1. Для участка I

$$\frac{\partial V_1}{\partial H} = \frac{1}{I_1} \frac{H}{3} h_1^3.$$

2. Для участка II

$$\frac{\partial V_2}{\partial H} = \frac{1}{I_2} \left[\frac{H}{3} (h_2^3 - h_1^3) - \frac{\mu P}{3} (h_2^3 - h_1^3) - \frac{\mu P h_1}{2} (h_2^2 - h_1^2) - \frac{Pa_1}{2} (h_2^2 - h_1^2) \right].$$

3. Для участка III

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_3}{\partial H} = & \frac{1}{I_3} \left[\frac{H}{3} (h_3^3 - h_2^3) - \frac{2\mu P}{3} (h_3^3 - h_2^3) - \frac{\mu P h_1}{2} (h_3^2 - h_2^2) - \frac{Pa_2}{2} (h_3^2 - h_2^2) - \right. \\ & \left. - \frac{\mu P h_2}{2} (h_3^2 - h_2^2) - \frac{Pa_3}{2} (h_3^2 - h_2^2) \right]. \end{aligned}$$

Максимальный изгибающий момент в наиболее напряженном сечении III–III

$$M_{III} = Hh_2 - \mu P_1(h_2 - h_1) - Pa_2 - Pa_3.$$

На рис. 3 представлен деформированный вид модели, полученный с помощью расчетного комплекса ANSYS. Утрированное изображение контура ребер недеформированной модели и деформированной сетки показывает, что вследствие продольной деформации и некоторого сужения модели в поперечном направлении, сила трения должна препятствовать этому сужению и ее направление, показанное на рис. 1, выбрано верно.

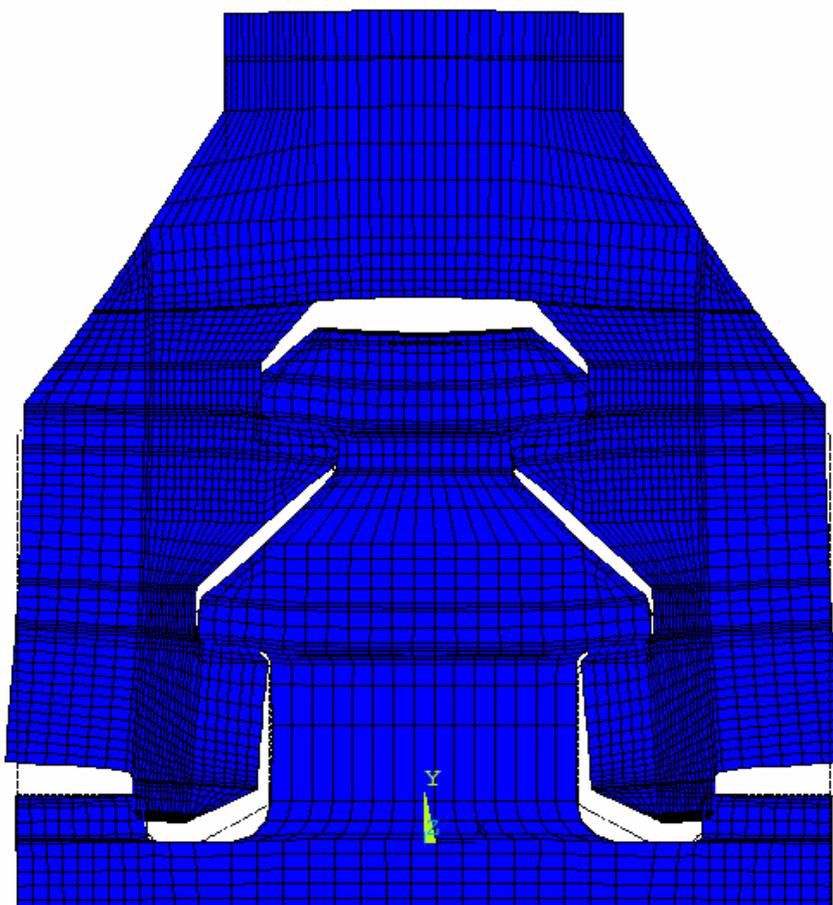


Рис. 3. Деформированный вид модели

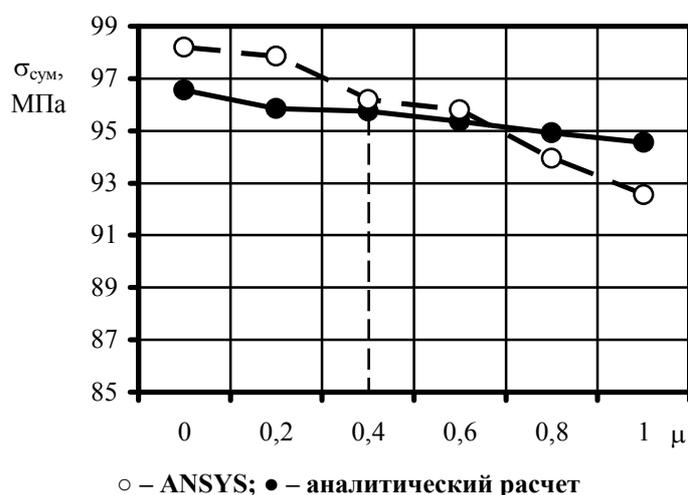


Рис. 4. Изменение суммарных напряжений $\sigma_{\text{сум}}$ в зависимости от величины коэффициента трения

На рис. 4, в зависимости от величины коэффициента трения μ , представлено изменение суммарных напряжений в сечении III–III, полученных в результате аналитического расчета и с помощью вышеуказанного программного комплекса.

Как можно установить из графика на рисунке 4, наиболее близкое совпадение результатов аналитическим методом и ANSYS имеет место при коэффициентах трения $\mu = 0,4$ и $\mu = 0,6$.

Несмотря на увеличенную разницу между расчетными значениями напряжений при $\mu = 0,4$ (против $\mu = 0,6$) и полученными в эксперименте следует отдать предпочтение величине коэффициента трения $\mu = 0,4$ как дающей более консервативный результат. Кроме того, средняя

величина напряжений из данных эксперимента может быть несколько занижена из-за неполного учета концентрации напряжений.

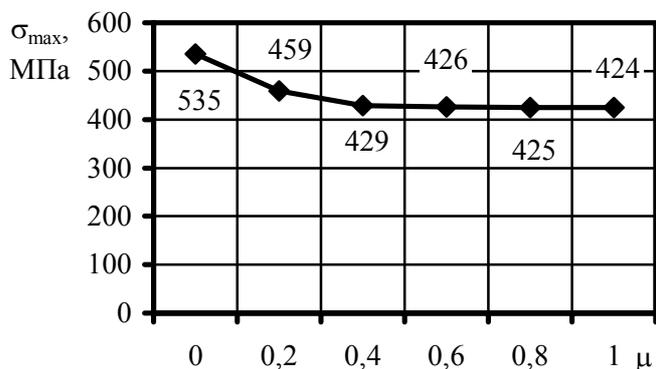


Рис. 5. Максимальные напряжения в зоне верхнего зубца в зависимости от коэффициента трения

На рисунке 5 представлены результаты расчета по ANSYS максимальных напряжений в зависимости от величины коэффициента трения, откуда следует, что увеличение его более $\mu = 0,4$ не влияет на уровень максимальных напряжений.

Таким образом, при анализе НДС хвостовых соединений необходимо учитывать влияние сил трения на распределение напряжений. В качестве величины коэффициента

трения, обуславливающей достоверную картину НДС, следует рекомендовать $\mu = 0,4$. Отметим, что это значение, зависящее, кроме прочих факторов, от состояния поверхностей контакта, относится к хвостовикам, обработанным по традиционной технологии в турбостроении.

Литература

1. Сухинин В.П. Особенности распределения напряжений в хвостовых соединениях рабочих лопаток паровых турбин / В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 117-124.
2. Сухинин В.П. Влияние формы контактной поверхности на распределение напряжений в хвостовых соединениях рабочих лопаток паровых турбин / В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова // Проблемы машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 4. – С. 7-19.
3. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток. ОСТ 108.021.07.84. – Ленинград: ЦКТИ, 1984. – 16 с.
4. Шубенко-Шубин Л.А. Прочность элементов паровых турбин / Л.А. Шубенко-Шубин, Д.М. Гернер, В.П. Сухинин. – М.: Машгиз, 1962. – 567 с.
5. Гонтаровский П.П. Исследование напряженно-деформированного состояния замковых соединений лопаток турбомашин методом конечных элементов / П.П. Гонтаровский, Б.Н. Киркач // Проблемы прочности. – 1982. – № 8. – С. 37-40.
6. Жайлов П.А. Выбор рациональных размеров Т-образных хвостов с заплечиками лопаток паровых турбин и учет силы трения на опорных поверхностях // Энергомашиностроение. – 1965. – № 2. – С. 36-37.

© Сухинин В.П., Фурсова Т.Н., 2009

УДК 621.165 : 539.4

Т.Н. ПУГАЧЕВА

*Украинская инженерно-педагогическая академия,
кафедра теплоэнергетических установок ТЭС и АЭС, г. Харьков, Украина*

**АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ СОСТОЯНИЯ
ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ РОТОРОВ И ФАКТОРОВ,
ВЛИЯЮЩИХ НА ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ И РЕСУРС**

Розглянуті питання, пов'язані з визначенням залишкового ресурсу служби високотемпературних вузлів турбоагрегату. Проаналізовані фактори, що визначають тривалість надійної експлуатації турбоустановки: вичерпання тривалої пластичності із-за повзучості матеріалу; накопичення пошкоджень в критичних зонах роторів із-за малоциклової втоми.

The issues has been treated connected of determination of residual resource of service of high temperature knots of turbine. Factors determining duration of reliable exploitation of turbine are analysed: exhausting of the protracted plasticity from the creep of material; accumulation of damages in the critical areas of rotors because of a cyclical fatigue.

К настоящему времени значительная часть тепломеханического оборудования на электростанциях Украины выработала нормативный и продленный ресурсы. Массовая замена изношенного оборудования в ближайшие годы невозможна в связи с дефицитом средств. Увеличивается доля оборудования, эксплуатирующегося в маневренных режимах из-за возрастающей неравномерности потребления электроэнергии. Сокращаются объемы плановых ремонтов и увеличиваются межремонтные периоды. Эксплуатация энергоблоков с большим количеством пусков – остановов приводит к образованию трещин в высокотемпературных зонах элементов турбоустановок. Появление трещин вызывает обоснованные опасения в возможности дальнейшей эксплуатации энергооборудования.

За последние 20–30 лет в энергомашиностроении сделаны крупные шаги в области повышения надежности и экономичности турбоустановок на базе широкого использования программных продуктов, позволяющих решать сложные задачи газодинамики пространственного потока в проточной части и механизма разрушения, в том числе с учетом явлений ползучести металла. Динамика роста мощностей за эти десятилетия может быть проиллюстрирована тем, что за каждые 10 лет происходило удвоение единичной мощности агрегатов. Для тепловых электростанций единичные мощности серийных агрегатов выросли от 100 до 500 МВт. Такой рост мощностей (при соответствующем переходе к сверхкритическим параметрам пара) привел к повышению удельных нагрузок на элементы турбоагрегатов, что обусловило необходимость решения научных и прикладных задач по обеспечению безопасности работы на фоне возросшей общей напряженности деталей и узлов.

Энергоустановки, введенные в эксплуатацию 30–40 лет назад морально и физически устарели, возросла поврежденность элементов в зоне высоких температур, что требует дополнительных затрат на ремонты и снижает технико-экономические показатели турбоустановок. Вместе с тем значительная часть узлов и деталей, работающих в зоне умеренных температур, остаются пригодными для дальнейшей эксплуатации. Это обстоятельство делает целесообразным решение задачи по

уточнению реальных ресурсов эксплуатации турбоагрегатов, определяемых, главным образом, длительной прочностью и малоцикловой усталостью материала деталей.

Основными факторами, определяющими истощение ресурса, являются высокотемпературная ползучесть металла и малоцикловая усталость, связанная с циклическими нагрузками в пуско-остановочных режимах. Оба эти процесса разделяются на инкубационную стадию (зарождение трещины) и стадию развития трещины. В ряде случаев преимущественно рабочие лопатки и некоторые другие детали проточной части получают эрозионное и коррозионное повреждение, степень опасности которого может быть оценена только на основе экспериментальных данных (или опыта эксплуатации) о потенциальной опасности развития трещин при таких повреждениях.

При проектировании расчетный ресурс устанавливается с учетом его истощения за счет ползучести материала в условиях длительного статического нагружения и малоцикловой (термической) усталости. В процессе работы, при необходимости, оценивается ограниченный период допустимой эксплуатации на стадии развития трещины.

Повреждение роторов паровых турбин может быть обусловлено разными причинами: наличие в металле металлургических дефектов, нарушение технологии изготовления ротора, отклонение от действующих стандартов и ошибки при проектировании, нарушение пуско-остановочных режимов и эксплуатационных инструкций, низкое качество ремонта.

Наиболее высока вероятность появления трещин в зонах концентрации напряжений. Такими зонами в роторах турбин являются ободы дисков с пазами для хвостовиков лопаток, осевой канал и термокомпенсационные канавки в зоне уплотнений, а также радиусные переходы от диска к бочке ротора. Напряженное состояние ободов дисков с Т-образными пазами зависит, в основном, от величины центробежных сил рабочих лопаток и геометрии самого паза (величины радиусов закруглений в угловых переходах).

Расчеты напряженно-деформированного состояния выполняются методом конечных элементов при упругом деформировании материала и с учетом ползучести с использованием теории старения и изохронных кривых ползучести. Максимальные значения интенсивности напряжений достигаются в верхней галтели паза. В процессе ползучести напряжения быстро релаксируют и после примерно 40 тысяч часов становятся постоянными. Деформация ползучести, наоборот, вначале быстро нарастает и примерно через 40 тысяч часов накапливается с постоянной скоростью. Основная часть диска работает при относительно невысоких напряжениях, составляющих 50–60 МПа. Зона действия напряжений, больших 100 МПа, ограничена глубиной около 10 мм от внутренней поверхности расточки ротора. Термонапряженное состояние на поверхности осевого канала изменяется в широких пределах в зависимости от особенностей переходных режимов, но напряжения здесь всегда остаются ниже предела текучести.

Для термокомпенсационных канавок термические напряжения являются определяющими, с точки зрения вероятности появления трещин, но эта зона не лимитирует ресурс турбин, работающих в базовом режиме.

Полный ресурс ротора складывается из времени до зарождения трещины и времени ее распространения до критического размера. Моменту зарождения трещины соответствует достижение расчетной повреждаемости, равной единице. В зоне обода диска и осевого канала определяющими являются напряжения от центробежных сил,

изменяющиеся во времени вследствие ползучести. Циклически действующие напряжения для той и другой зоны ниже предела текучести и повреждаемость здесь невелика.

За момент разрушения принимается время, когда коэффициент интенсивности или раскрытие трещины достигает критических значений. Рост трещины является следствием действия как стационарных, так и циклических напряжений. Для ободов и осевого канала циклические напряжения ниже предела текучести, их влиянием можно пренебречь только на стадии до зарождения трещин, а в стадии роста они оказывают существенное влияние.

В качестве основной независимой переменной, используемой в критерии прочности при малоцикловом нагружении выбирается величина амплитуды полных упруго-пластических деформаций ($\varepsilon_d = \Delta\varepsilon_i/2$), а в критерии прочности при статическом нагружении – интенсивность напряжений (σ_i).

За минимальное значение интенсивности деформации в цикле (ε_i^{\min}) принимается ее упруго-пластическое значение при пуске (ε_i^p), а за максимальное (ε_i^{\max}) – величина интенсивности деформации на стационарном режиме ($\varepsilon_i^{\text{ст}}$).

Следовательно, амплитуда интенсивности деформаций

$$\varepsilon_a = \frac{\varepsilon_i^{\max} - \varepsilon_i^{\min}}{2} = \frac{\varepsilon_i^{\text{ст}} - \varepsilon_i^p}{2}.$$

Таким образом, каждый цикл состоит из прямого нагружения – пуска и обратного нагружения – разгрузки с выходом на стационарный режим; значение ε_i^p получается из рассмотрения прямого нагружения, $\varepsilon_i^{\text{ст}}$ и $\sigma_i^{\text{ст}}$ – обратного.

Если при прямом нагружении уравнение кривой деформирования

$$\bar{\sigma}_i = f(\bar{\varepsilon}_i),$$

то при обратном нагружении в соответствии с принципом Мазинга диаграмма строится по уравнению

$$\bar{\sigma}_i = 2 \cdot f(\bar{\varepsilon}_i/2),$$

из точки, характеризующей пуск и начало разгрузки.

При прямом нагружении, т.е. при пуске, значения $\bar{\sigma}_i^p$, $\bar{\varepsilon}_i^p$ определяются по формуле

$$\bar{\sigma}_i^p \cdot \bar{\varepsilon}_i^p = \bar{\sigma}_i^e \cdot \bar{\varepsilon}_i^e,$$

где $\bar{\sigma}_i^e = \frac{\sigma_i^e}{\sigma_{0,2}^e}$, $\bar{\varepsilon}_i^e = \frac{2 \cdot (1 + \nu) \cdot \sigma_i^e}{3 \cdot E_t \cdot \varepsilon_{0,2}^e}$ – относительные интенсивности упругих напряжений и деформаций при пуске.

При обратном нагружении, т.е. на стационарном режиме, если имеет место упруго-пластическое деформирование, значение $\bar{\sigma}_i^{\text{ст}}$ и $\bar{\varepsilon}_i^{\text{ст}}$ могут быть определены из уравнения

$$(\bar{\sigma}_i^{\text{ст}} - \bar{\sigma}_i^p) \cdot (\bar{\varepsilon}_i^{\text{ст}} - \bar{\varepsilon}_i^p) = (\bar{\sigma}_i^e - \bar{\sigma}_i^{\text{ест}}) \cdot (\bar{\varepsilon}_i^e - \bar{\varepsilon}_i^{\text{ест}}),$$

где $\bar{\sigma}_i^{\text{ест}} = \frac{\sigma_i^{\text{ест}}}{\sigma_{0,2}^{\text{ест}}}$, $\bar{\varepsilon}_i^e - \bar{\varepsilon}_i^{\text{ест}} = \frac{(\bar{\sigma}_i^e - \bar{\sigma}_i^{\text{ест}}) \cdot 2 \cdot (1 + \nu)}{3 \cdot E_t \cdot \varepsilon_{0,2}^e}$ – относительные интенсивности упругих напряжений и деформаций на стационарном режиме.

Оценка малоциклового усталости проводится в критических зонах узлов, подверженных воздействию термических напряжений из-за теплосмен при переменных режимах. Количество циклов лимитируется в зависимости от их категории (характера распределения температур, скорости прогрева, качества материала). При превышении ресурса эксплуатации вдвое и более, против расчетного, количество циклов теплосмен должно также возрасти, как минимум, вдвое. В действительности турбоагрегаты, которые проектировались для несения базовой нагрузки, широко используются для работы в переменной части графика нагрузки, что еще более увеличивает количество циклов. Таким образом, появление трещин от малоциклового усталости при достижении наработки турбоагрегатами $2 \cdot 10^5$ часов и, в отдельных случаях меньше, вполне закономерно.

Главной особенностью вопроса об остаточном ресурсе высокотемпературных роторов является накопление в металле из-за ползучести необратимой остаточной деформации со снижением его пластических свойств.

В зависимости от условий эксплуатации основными факторами, лимитирующими безаварийную работу конструкции при длительном нагружении, могут быть предельные деформации или разрушающие напряжения. Так ползучесть некоторых деталей турбины, например дисков и рабочих лопаток, может привести к исчерпанию конструктивных зазоров и выходу турбины из строя. В данном случае потеря несущей способности связана не только с нарушением сопряженности деталей, но и с уровнем напряжений, приводящих к ускоренной ползучести и исчерпанию длительной прочности материала. В качестве критериев предельного состояния для конструкции должны устанавливаться величины деформации ползучести и длительной прочности. Величина ползучести зависит от действующего напряжения, является одной из основных расчетных характеристик и определяется с помощью кривых ползучести или изохронных кривых.

Имеется достаточно много путей для описания эмпирических кривых ползучести в математической форме. Большая часть таких описаний исходит из разделения явления ползучести на две составляющие: одна уменьшается со временем (разупрочнение), а другая идет непрерывно с постоянной скоростью и представляет собой явление, которое иногда называют квазивязким течением.

Выражение деформации при ползучести, в этом случае, представляется в виде арифметической суммы некоторого числа отдельных составляющих не связанных прямо между собой

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4, \quad (1)$$

где ε_1 – мгновенное растяжение; ε_2 – некоторая функция времени t , например $\alpha \cdot t^n$, где $n < 1$; ε_3 – линейная функция времени; ε_4 – некоторая функция, например $\alpha \cdot t^m$ ($m > 1$), описывающая третью стадию ползучести.

Большинство уравнений, предложенных различными авторами, представляет собой попытку выразить зависимость деформации от времени при постоянных температуре и напряжениях. Ясно, что любые предложенные зависимости могут быть корректными только для условий и материалов корреспондирующим проведенным испытаниям, поскольку совокупное значение параметров, определяющее деформацию ползучести ε , может быть установлено только опытным путем.

Входящие в уравнение (1) зависимости описывают связь между деформацией и временем и справедливы в определенном температурном интервале.

В [2] отмечается, что при разработке методов расчета на ползучесть необходимо учитывать большой разброс экспериментальных данных по характеристикам

ползучести. Так, что даже различие значений деформации в 20 % между кривыми ползучести при одинаковых напряжениях для образцов одной партии считают приемлемым. Поэтому практически необоснованным можно считать стремление к точному аналитическому описанию кривых ползучести на всех участках кривой деформирования: аппроксимирующие зависимости должны выбираться для использования в расчетах из условия достаточной прочности на интересующих стадиях деформирования. Семейство кривых ползучести можно описать, исходя из предположения об их подобии. В этом случае деформация ползучести при постоянной температуре может быть представлена в следующем виде

$$\varepsilon = f(\sigma) \cdot \varphi(t). \quad (2)$$

Гипотеза подобия, как правило, подтверждается в узком диапазоне напряжений на первой стадии ползучести. Подобие кривых ползучести на первом и втором участках наблюдается редко, а для полных кривых ползучести, включая третий участок, условие подобия при записи уравнения ползучести в виде (2) вообще не выполняется.

Подобие процессов на различных стадиях направленного пластического деформирования может быть описано, если зависимость между деформацией ползучести, напряжением и временем представлена в виде изохронных кривых, построенных в координатах «напряжение – деформация». Для их построения используются точки, полученные из традиционных кривых ползучести, построенных в координатах «деформация – время». Точки, полученные в пересечении кривых ползучести для разных значений напряжений с линиями, перпендикулярными оси «время», определяют пары значений σ и ε для различных значений t . Совокупность таких точек определяют кривую «напряжение – деформация» (для каждого момента времени t_i), которая является изохронной кривой ползучести.

В современных анализах поведения конструкций, работающих при высоких температурах и напряжениях, используются, в зависимости от особенностей условий работы, ресурса эксплуатации и служебных целей, механические теории ползучести, к которым относятся: теория установившейся ползучести, теория старения, течения, упрочнения и наследственная теория ползучести.

Основная особенность теории старения заключается в том, что напряжения, деформация и время для семейства кривых ползучести при постоянной температуре связаны конечной зависимостью вида

$$\varepsilon = f(\sigma, t).$$

В любой момент нагружения деформация определяется напряжениями и временем. Эта основная предпосылка теории старения подтверждается экспериментально при постоянных условиях нагружения. Достоинством теории старения является простота – при ее использовании нет необходимости обеспечивать аналитическую аппроксимацию функции $f(\sigma, t)$, можно при расчетах непосредственно применять кривые ползучести в координатах «деформация – время» или изохронные кривые ползучести, сам метод построения которых предполагает следованию материала теории старения.

Если конструкция работает в условиях повышенных температур, то время становится одним из факторов, обуславливающих образование предельных состояний. Это является следствием постепенного изменения механических свойств материала и перераспределения деформаций и напряжений в детали в результате ползучести. В деталях, находящихся под длительным статическим нагружением, предельное состояние определяется той стадией пребывания под нагрузкой, когда в результате перераспределения и накопления деформаций в зоне наибольшей напряженности

возникают трещины длительного статического разрушения. Расчет соответствующих усилий и времен основывают на решении задач ползучести, позволяющих определить накопление деформаций в зонах их концентрации и использовать критерии длительного статического разрушения, т.е. образования трещины замедленного хрупкого разрушения.

Исходя из условий работы высокотемпературных деталей и узлов, первое место в сумме факторов, определяющих длительность надежной эксплуатации, отводится ползучести и длительной прочности. Известную роль здесь играет то обстоятельство, что на многоцикловую и малоцикловую усталость можно повлиять конструктивными и режимными мерами, а ползучесть при регламентированных давлении и температуре и воздействии силовых факторов приводит к накоплению необратимой деформации в течение всего рабочего времени турбин.

Обычно при проектировании принимают величину деформации ползучести в интервале от 0,3 % до 1 %. Эта величина определяет напряжение, обуславливающее принятую деформацию за назначенный срок службы. Чем меньше назначена деформация, тем ниже соответствующее ей напряжение, называемое пределом ползучести. Вместе с тем предел длительной прочности при назначенном сроке службы и величине деформации 1 % превышает предел ползучести, как правило, в 1,6 раза. Таким образом, чем ниже назначена суммарная деформация за срок службы, тем больше запас напряжений по отношению к длительной прочности. При принятой максимально допустимой деформации ползучести не более 1 %, обеспечивается нормативный запас по отношению к длительной прочности.

Длительная прочность и ползучесть определяются испытаниями образцов. К началу строительства турбин на сверхкритические параметры данные по длительным характеристикам имелись на базе испытаний $4 \cdot 10^4$ – $5 \cdot 10^4$ часов, поэтому, при определении расчетного срока службы пользовались экстраполяцией, основываясь на относительно малой временной базе. Естественная осторожность привела к некоторому занижению экстраполированных значений пределов длительной прочности и образованию дополнительного запаса. Образовавшийся дополнительный (скрытый) запас по пределу длительной прочности, который не следует рассматривать как сознательно заложенный в конструкцию, обусловил замедление процесса охрупчивания металла и, таким образом, снижение опасности более раннего появления критических трещин – основных факторов разрушения детали из-за исчерпания ресурса.

Итак, вопрос долговечности высокотемпературных узлов турбоагрегата следует рассматривать в сочетании двух категорий: 1) исчерпание длительной пластичности из-за ползучести материала; 2) накопление повреждений в критических зонах роторов из-за малоцикловой усталости на фоне снижения пластичности материала.

Литература

1. Резинских В.Ф. Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин / В.Ф. Резинских, В.И. Гландштейн, Г.Д. Авруцкий. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
2. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. – М.: Наука, 1966.

© Пугачева Т.Н., 2009

УДК 621.165.523.3

В.Г. СУББОТИН, канд. экон. наук, А.С. БУРАКОВ, инженер,
В.Ю. РОХЛЕНКО, канд. техн. наук, В.Л. ШВЕЦОВ, инженер

*Открытое акционерное общество «Турбоатом»,
г. Харьков, Украина*

ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН ОАО «ТУРБОАТОМ»

Розглянуті різноманітні варіанти виконання гідравлічної частини електрогідравлічних систем регулювання парових турбін. На основі досвіду експлуатації показані їх переваги та недоліки, сформульовані вказівки щодо їх впровадження.

There have been considered the various variants for the performance of the hydraulic part of the electrohydraulic control systems of the steam turbines. Based on the experience of the operation there have been shown their advantages and disadvantages and formed the instructions for their application.

1 Оценка внедрения ЭГСР

Применение на современных турбинах электрогидравлических систем регулирования (ЭГСР), позволило решить ряд важнейших проблем при эксплуатации энергетического оборудования и энергоблоков в целом, а именно:

1.1 Повышение устойчивости работы энергоблока, которая достигается введением быстродействующего регулирования параметров энергоблока с необходимой точностью и стабильностью. Обеспечивается одновременное качественное регулирование нескольких параметров турбоустановки с применением «связанного» регулирования и ПИД законов управления. Возможна реализация режимов, позволяющих поддерживать давления при малых колебаниях частоты, реагировать на изменение частоты при больших колебаниях, вводить опережающие изменения мощности турбины при изменении режимов работы оборудования блока и электростанции в целом и т.п.

1.2 Удовлетворение турбинами требований современных стандартов в регулировании частоты и мощности (европейского USTE, российского СО-ЦДУ ЕЭС 001-2005 и других). Реализуется благодаря уменьшению нечувствительности до 0,04 % номинальной частоты, линеаризации статической характеристики с отклонением местной неравномерности от среднего значения не более чем на $\pm 10\%$, возможностям установления величины неравномерности оператором на работающей турбине, возможностям реализации внешних сигналов для вторичного регулирования частоты с высокой чувствительностью и любыми темпами изменения мощности.

Доведение характеристик до норм европейского USTE и российского СО-ЦДУ ЕЭС делает возможным подключение и параллельную работу турбин, оснащенных ЭГСР, с европейской и российской энергосистема.

1.3 Увеличение ресурса и ремонтпригодности системы регулирования и турбины в целом, что достигается повышением устойчивости и исключением автоколебаний элементов систем, прежде всего, регулирующих клапанов.

1.4 Уменьшение влияния гидравлической части (износ деталей, чистота масла, точность настройки) на характеристики, благодаря введению электрических обратных связей по положению сервомоторов и скорости.

Уменьшение влияния свойств рабочей жидкости особенно эффективно для турбин с использованием в системах регулирования рабочего тела – конденсата, осуществляемого в турбинах сверхкритических параметров пара ОАО «Турбоатом» в течение многих лет для повышения пожаробезопасности. Однако использование конденсата потребовало внедрение специальных мероприятий для получения требуемых характеристик по точности и нечувствительности. Переход ЭГСР с использованием ЭМП с большими перестановочными силами исключил необходимость внедрения специальных мероприятий.

1.5 Автоматизация работы турбины в переменных режимах (разворот, нагружение, разгружение и т.д.) с учетом теплового и механического состояния оборудования, параметров пара и т.д.

Технологические режимы, реализуемые ЭГСР, определяются функциями систем управления блока в целом, особенностями тепловой схемы, параметрами пара и конструкции собственно турбины. Они разрабатываются изготовителем электронной части на основе заданий электростанции и изготовителя турбины с учетом требований энергосистемы.

Схема и элементы сопряжения электронной части с исполнительной частью системы регулирования определяются заводом-изготовителем турбины с учетом особенностей конструкции и поставщиком электронной части (исполнительные органы, датчики, надежность и т.д.). Ниже приведен опыт ОАО «Турбоатом» в применении электронной части систем регулирования различных изготовителей и различных исполнительных органов.

2 Этапы развития ЭГСР

Впервые ОАО «Турбоатом» внедрил ЭГСР в 1982 году на турбине для АЭС мощностью 1000 МВт [1, 2]. Электронную часть разработал и поставил НПО «Монолит» (г. Харьков). В связи с отсутствием опыта была применена система регулирования и защиты (САРЗ), сочетающая ЭГСР и традиционный гидравлический регулятор скорости (ГРС), допускающая работу турбины как на ЭГСР, так и на ГРС, с переходом с одной системы на другую без изменения мощности. По мере освоения система модернизировалась в направлении уменьшения объема и функций гидравлической части системы регулирования и совершенствования алгоритмов электронной части. На эксплуатирующихся в настоящее время турбинах система имеет вид, показанный на рис. 1. Она применена на всех турбинах ОАО «Турбоатом» для АЭС мощностью 1000 МВт, 750 МВт и 500 МВт (тихоходных) и турбинах мощностью 300 МВт для ТЭС в Китае.

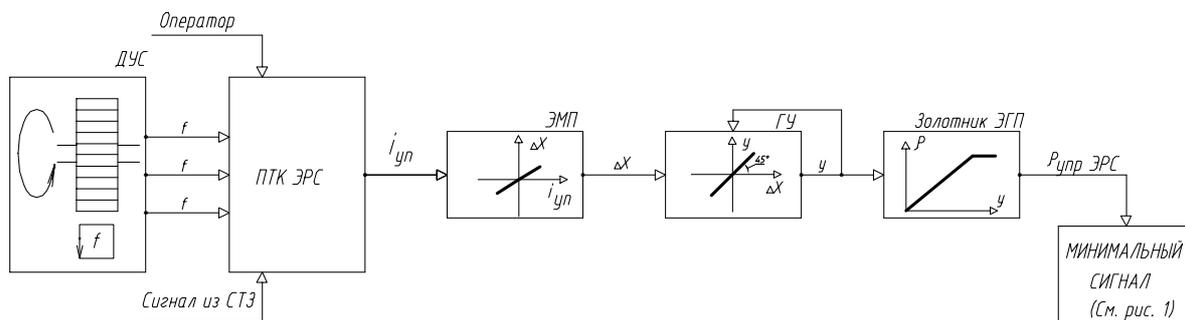
В системе каждый главный сервомотор (ГСМ) управляется индивидуальными гидравлическими линиями управления ($P_{упр}$) и обратной связи ($P_{ос}$). Давление в линии управления, в свою очередь, определяется:

- электрогидропреобразователем (ЭГП) и механизмом управления (МУ), перемещаемыми электронной частью;
- гидравлическим регулятором скорости (ГРС) и системой защиты (СЗ), перемещаемыми механогидравлической частью.

При включенной ЭГСР гидравлические регуляторы (ГРС и СЗ) находятся в стерегущем режиме, при отключении ЭГСР ГРС вступает в работу, а СЗ остается в стерегущем режиме.

Дальнейшим развитием системы явилась замена ГРС на автономный электронный регулятор скорости (ЭРС) с функциями ГРС (рис. 2). Такая схема,

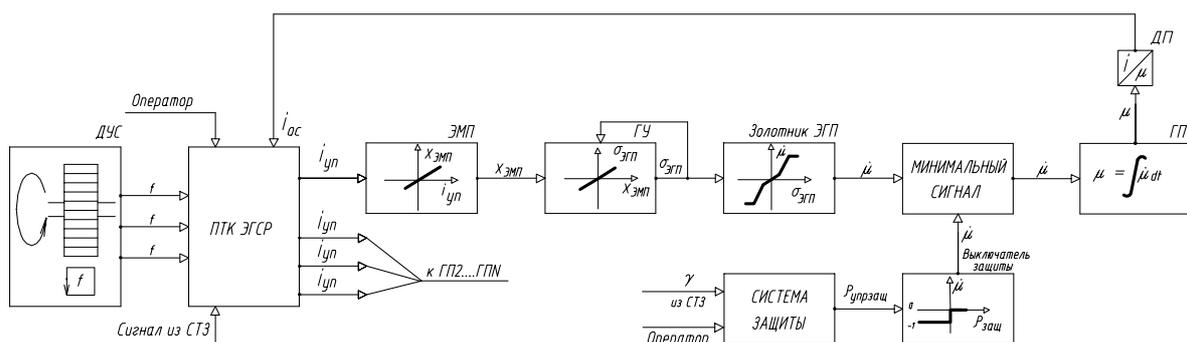
полностью исключая резервную гидравлическую часть системы, введена в эксплуатацию на турбинах К-240-4,0 для АЭС «Кайга» в Индии.



ДУС – датчик угловой скорости, ПТК ЭРСР – программно-технический комплекс, ЭМП - электромеханический преобразователь, ГУ – гидроусилитель, ЭГП – электрогидравлический преобразователь, ЭРС – электронный регулятор скорости, СТЗ – система технологических защит

Рис. 2.

В 90-е годы внедрены схемы регулирования турбин мощностью 2...35 МВт, [3], без резервной гидравлической схемы (рис. 3) с электронной частью завода «Коммунар» (г. Харьков).



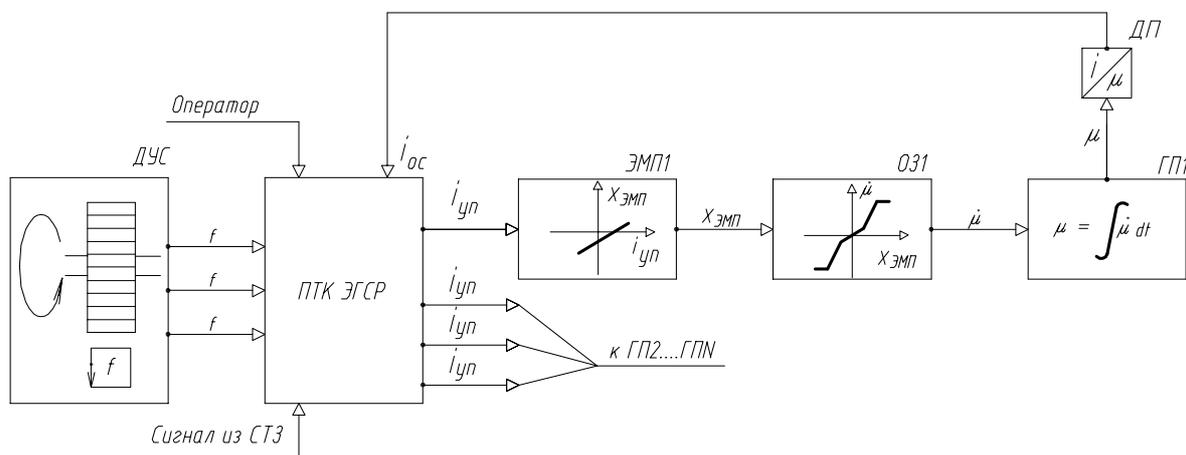
ДУС – датчик угловой скорости, ПТК ЭРСР – программно-технический комплекс, ЭМП - электромеханический преобразователь, ГУ – гидроусилитель, ЭГП – электрогидравлический преобразователь, ГП – гидропривод, ДП – датчик положения, СТЗ – система технологических защит

Рис. 3.

В этих схемах золотник ЭГП одновременно является отсечным золотником ГСМ, гидравлические связи сведены к минимуму (гидроусилитель между электромеханическим преобразователем (ЭМП) и золотником). Отсюда высокое качество позиционирования и возможность реализации любого порядка движения клапанов программным путем с учетом теплового состояния, вибрации, экономичности турбины. Схема, состоящая из унифицированных элементов, проще других в изготовлении и обслуживании, практически не требует настройки гидравлической части.

В связи с отсутствием резервной системы предусмотрен безусловный останов турбины в случае отказа электронной части, исчезновения питания и т.п. Для этого системы настраиваются с положительным током при любом положении ГСМ, в результате чего при обнулении тока ГСМ без дополнительных команд перемещается в сторону закрытия, клапаны закрываются и турбина останавливается.

В 2000-ые годы началось внедрение схем (рис. 4) без резервной ГСР, с индивидуальными гидроприводами на базе ЭМП электромашинного типа, поставляемыми приборостроительными фирмами ССС (США), Эмерсон (США), Интеравтоматика (г. Москва). Подобная схема внедрена на большом количестве турбин ПВК-150, ПВК-200, К-300-240. В настоящее время с ЗАО «Диаконт» (г. Санкт-Петербург) внедряется на турбине К-500-65/3000 на АЭС.



ДЧС – датчик угловой скорости, ПТК ЭГСР – программно-технический комплекс, ЭМП – электромеханический преобразователь, ОЗ – отсечной золотник, ДП – датчик положения, СТЗ – система технологических защит, ГП – гидропривод
Рис. 4.

Схема (см. рис. 4) представляет дальнейшее совершенствование схемы, представленной на рис. 3. Применение ЭМП электромашинного типа с усилием до 500 кг позволило ликвидировать гидроусилитель и жестко соединить штоки ЭМП и отсечного золотника, превратив их в единый элемент. Отсюда дальнейшее повышение чувствительности, исключение работ по настройке гидравлической части и уменьшение колебаний штоков сервомоторов до 0,1...0,2 мм, что резко повышает ресурс органов парораспределения.

3 Защитные функции системы регулирования

Дополнительно к функциям управления турбиной система регулирования традиционно используется как вторая защитная система, предотвращающая поступление пара в турбину при срабатывании защит. В турбинах ОАО «Турбоатом» с ЭГСР защитная функция выполняется двумя дублирующими друг друга способами:

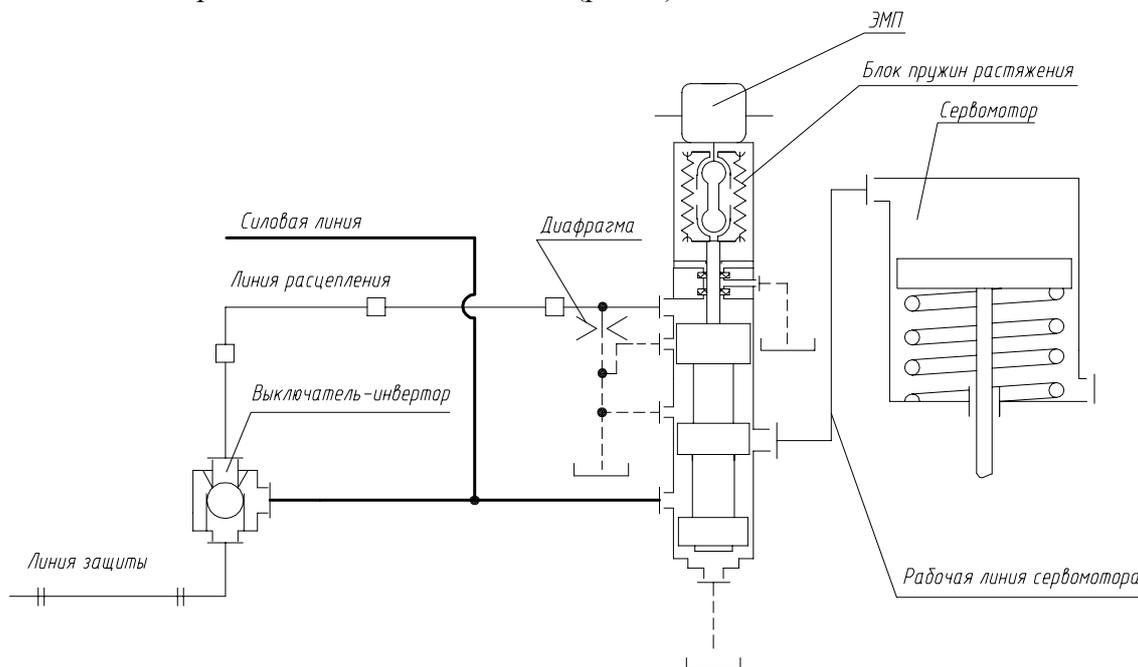
- реализация команд защиты через программно-технический комплекс (ПТК) ЭГСР;
- реализация команд защиты через импульсную гидравлическую линию защиты, общую или параллельную с гидравлической системой защиты стопорных клапанов.

При наличии резервной гидравлической системы (см. рис. 1) такое решение реализуется воздействием системы защиты на отсечные золотники сервомоторов регулирующих клапанов параллельно ЭГП.

Для схем без резервной гидравлики (см. рис. 3, 4) такое решение реализуется одним из двух способов:

- воздействие из системы защиты непосредственно на рабочую линию через дополнительный (золотниковый или беззолотниковый) выключатель (см. рис. 3);

– «расцепление» отсечного золотника сервомотора и ЭМП и перемещение золотника на закрытие независимо от ЭМП (рис. 5).



ЭМП – электромеханический преобразователь

Рис. 5.

В схеме с «расцеплением» при наличии давления в линии защиты (стопорные клапаны открыты) шариковый клапан выключателя-инвертора прижат к седлу, давление в линии «расцепления» – нулевое, штоки отсечного золотника и ЭМП прижаты друг к другу усилием блока пружин (~3000 Н) и отсечной золотник перемещается совместно с ЭМП. При срабатывании защит шаровой клапан перемещается вверх, давление в линии «расцепления» поднимается и преодолевает усилие блока пружин, отсечной золотник опускается и закрывает регулирующие клапаны независимо от ЭМП.

4 Анализ работы

ОАО «Турбоатом» накопил большой опыт установки ЭГСР различных типов на различных турбинах.

ЭГСР с резервной гидравликой (см. рис. 1) явилась основной при внедрении на головных турбинах большой мощности на АЭС. Именно наличие резервной гидравлики позволило отработать головные образцы ЭГСР на турбинах Южно-Украинской и Игналинской АЭС без останова блоков. В то же время наличие резервной гидравлической части, в том числе гидравлических регуляторов (скорости с насосом-импеллером, блока релейной форсировки с отдельным ЭГП, переключающих устройств и т. д.) увеличило затраты на изготовление, ремонт и обслуживание системы.

ЭГСР с перераспределением резервных функций от гидравлики к электронике (ЭРС вместо ГРС, см. рис. 2) сохранила надежность системы в целом с уменьшением объема ремонта и обслуживания.

ЭГСР с гидроусилителями между ЭМП и отсечными золотниками (см. рис. 3) из-за отсутствия резерва приводила к остановам турбин в процессе освоения, что прогнозировалось при разработке и допускалось, так как внедрение реализовывалось на

турбинах малой мощности на неблочных ТЭС. После освоения данных систем эксплуатация турбин при достаточном уровне надежности облегчена благодаря практически полному отсутствию гидравлических устройств.

ЭГСР с ЭМП большой мощности (ми. рис. 4) принесены в нашу практику зарубежными фирмами, отработавшими их ранее, имеют развитое внутреннее резервирование и работают практически без отказов. Благодаря большим перестановочным силам ЭМП и использованию гидравлики только для перемещения сервомоторов оказалось возможным уменьшить требования к качеству рабочей жидкости, объемы ремонтов и регламентного обслуживания. В результате подобные схемы получили ускоренное распространение на турбинах ОАО «Турбоатом», ЛМЗ, УТМЗ, КТЗ и других заводов. Весьма перспективными схемы с ЭМП большой мощности оказались для систем регулирования с рабочим телом – водой, позволив довести их точностные характеристики до уровня аналогичных масляных систем.

5 Выводы

1 Опыт эксплуатации подтвердил проектные преимущества ЭГСР.

2 В схемах (см. рис. 1) сохранилось большое количество гидравлических устройств, что не позволяет значительно уменьшать объем обслуживания во время ремонтов и эксплуатации. Резервные гидравлические устройства могут являться дополнительным источником отказов.

3 Схемы (см. рис. 3) имеют повышенную чувствительность к отказам электронной части, включая датчики и электромеханические преобразователи, что позволяет их использовать на турбинах малой мощности, кратковременный останов которых не приводит к развитию аварий или значительным потерям. Вместе с тем данные системы, обладая достаточной функцией диагностики, оправдываются при низком уровне обслуживания оборудования.

4 В схемах (см. рис. 4) преимущества ЭГСР реализованы в максимальной степени, сочетая полный отказ от командной гидравлики и увеличение надежности за счет больших перестановочных сил электромеханического преобразователя.

5 Оптимальным явилось сочетание применения на турбинах мощностью 300 МВт конденсата как рабочего тела системы регулирования с мощными ЭМП, используемыми для непосредственного привода отсечных золотников. Такое сочетание обеспечивает абсолютную пожаробезопасность системы регулирования с высокой чувствительностью, стабильностью и ресурсом работы.

Литература

1. *Осипенко В.Д.* Система ХТЗ регулирования турбин большой мощности для АЭС / В.Д. Осипенко, В.Е. Рожанский, В.Ю. Рохленко // Теплоэнергетика. – 1985. – № 7. – С. 17-20.

2. *Рохленко В.Ю.* Основные особенности электрогидравлической системы регулирования НПО «Турбоатом» для турбин ТЭС / В.Ю. Рохленко, Т.Я. Жорницкая // Теплоэнергетика. – 1990. – № 5. – С. 22-26.

3. *Рохленко В.Ю.* Система автоматического регулирования турбин малой мощности / В.Ю. Рохленко, Т.Я. Жорницкая, И.Н. Бабаев // Тяжелое машиностроение. – 1998. – № 11-12. – С. 4-8.

© Субботин В.Г., Бураков А.С., Рохленко В.Ю., Швецов В.Л., 2009

УДК 621.438

Д.Ш. АКЕРМАН, Л.А. ЗАРУБИН, В.П. РЕШИТЬКО, А.В. РОСИНСКАЯ

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

ГАЗОТУРБИНАЯ УСТАНОВКА ГТЭ-115М

У статті наведені технічні характеристики модернізованої газотурбінної установки ГТЕ-115М та її окремих систем. Розрахунок 18-и ступеневого компресора виконано у співробітництві з фахівцями Національного аерокосмічного університету ім. Н.Е. Жуковського «ХАІ», розрахунок системи охолодження направляючої лопатки 1 ступеня турбіни та системи охолодження ротора турбіни – у співробітництві з фахівцями Національного технічного університету «ХПІ». Опрацьована конструкція збірного ротору турбіни, валопроводу, корпусу турбіни, камери горіння, направляючої лопатки 1 ступеня турбіни та уподовженого перетину.

In the article there are given technical characteristics of the enhanced GTE-115M gas turbine unit and some of its separate systems. The design of the 18-stage axial-flow air compressor is performed in collaboration with the specialists of N.Ye. Jukovsky Aerospace National University «KhAI», design of the cooling system of the turbine 1st stage guide blade and cooling system of the turbine rotor – in collaboration with the specialists of National Technical University «KhPI». There is developed the design of an assembly turbine rotor, shaft-line, turbine casing, combustion chamber, turbine 1st stage guide blade and longitudinal section.

Газотурбинная установка ГТЭ-115М мощностью 136,4 МВт предназначена для производства электрической энергии в базовом, полупиковом и пиковом режимах.

Установка может работать автономно с использованием тепла уходящих газов для целей теплофикации, а также в составе парогазовых блоков.

При проектировании ГТУ использовался опыт ОАО «Турбоатом» по созданию газотурбинных установок ГТЭ-45 и ГТЭ-115.

ГТУ выполнена в виде единого транспортабельного блока, расположенного на раме, обеспечивающей его транспортировку и установку на фундаментные плиты. Преемственность конструкций ГТЭ-115 и ГТЭ-115М сохранена при проектировании проточных частей компрессора и турбины, системы охлаждения корпуса и ротора турбины. В результате конструкция сварного ротора компрессора, сборного ротора турбины и лопаточного аппарата компрессора и турбины максимально унифицированы. Традиционной для газотурбинных установок ОАО «Турбоатом» является кольцевая камера сгорания. Такой подход позволяет значительно уменьшить затраты на освоение головного образца.

Таблица 1. Технические характеристики ГТЭ-115М

Температура газа перед турбиной, °С	1220
Мощность на клеммах генератора по ISO, МВт	136,4
КПД ГТУ по ISO, %	35,27
Степень повышения давления в компрессоре	13,82
Температура воздуха за компрессором, °С	379,0
Расход топлива, кг/с ($Q_p^H = 47313$ кДж/кг)	8,091

Продолжение таблицы 1

Расход газа за турбиной, кг/с	418,2
Температура газа за турбиной, °С	537,0
Выбросы NO _x (при 15 % содержании O ₂), ppm	25
Уровень шума, дБа	80
Масса турбогруппы, кг	183600
Габаритные размеры турбогруппы, м	
– длина	16,5
– ширина	6,1
– высота	4,5
Количество валов	1
Количество ступеней в турбине	4
Количество ступеней в компрессоре	18
Частота вращения ротора, об/мин	3000
Максимальная мощность ГТУ, МВт	169,4 ^{*)}
Тепловая нагрузка при температуре наружного воздуха –25/+15 °С, МВт	221,7/202,2
Полный КПД при работе с водогрейным котлом при температуре наружного воздуха –25/+15°С (t _{вх} = 100 °С), %	84,6/87,4
Давление природного газа перед стопорным клапаном (избыточное), кгс/см ²	25

^{*)} Достигается при температуре наружного воздуха –25 °С.

Газотурбинная установка ГТЭ-115М может работать в широком интервале температур наружного воздуха; максимальная мощность достигается при температуре наружного воздуха минус 25 °С. При работе с температурой наружного воздуха ниже минус 25 °С производится его подогрев воздухом, отбираемым из компрессора.

В качестве топлива может быть использован природный газ, жидкое дизельное топливо, продукты газификации твёрдого топлива.

Турбокомпрессор

Газотурбинная установка выполнена по простой схеме и включает в себя четырехступенчатую газовую турбину, восемнадцатиступенчатый осевой компрессор и кольцевую камеру сгорания, выполненные в общем корпусе, который устанавливается на раме. Продольный разрез ГТУ представлен на рис. 1.

Турбокомпрессор может транспортироваться единым блоком на раме без валопровода; роторы компрессора и турбины, составляющие валопровод, в сборе отправляются заказчику отдельно. Сборка турбокомпрессора производится на монтажной площадке.

Валопровод турбокомпрессора выполнен двухопорным. Конструкция без промежуточного подшипника между ротором компрессора и турбины исключает потери рабочего тела через концевые уплотнения, повышает ремонтпригодность и надежность ГТУ в целом. Окончательная сборка и балансировка валопровода производится в заводских условиях.

Корпус турбокомпрессора сварнолитой выполнен с горизонтальным и вертикальными разрезами.

Со стороны входа в компрессор корпус жестко соединяется с опорой рамы (фиксипункт корпуса). Со стороны турбины (в районе расположения направляющего аппарата 4-ой ступени) корпус опирается на раму посредством качающихся опор. Выходная часть корпуса турбины посредством вертикальных стоек опирается на опоры фундамента. Корпус центруется относительно рамы осевыми шпонками.

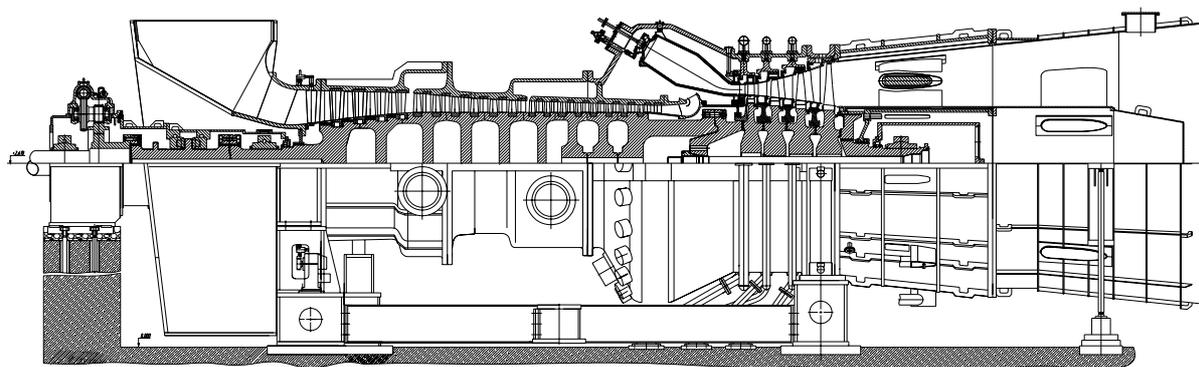


Рис. 1. Продольный разрез ГТЭ-115М

Рама устанавливается на две закрепленные на фундаменте плиты. Опора подшипника генератора устанавливается на третьей плите. На плитах турбокомпрессора и на плите опоры подшипника генератора имеются продольные и поперечные шпонки, фиксирующие раму и опору генератора относительно плит.

К плитам рама и опора генератора крепятся при помощи болтов. В каждой плите имеются комплекты парных клиньев и резьбовые отверстия для болтов, которыми плиты выставляются в нужном положении на фундаменте. К фундаменту плиты крепятся анкерными шпильками и бетонной заливкой.

Компрессор – 18-и ступенчатый; его проточная часть образована из 16-и ступенчатой проточной части компрессора ГТЭ-115 путём добавления на выходе двух ступеней, что при одновременном изменении углов установки ряда направляющих и рабочих лопаток позволило повысить параметры ГТУ, обеспечив при этом надёжную и экономичную работу агрегата. Для проекта ГТЭ-115М сотрудниками Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского (ХАИ) под руководством д.т.н. Л.Г. Бойко была выполнена модернизация компрессора газотурбинной установки ГТЭ-115 с целью повышения расхода и степени сжатия.

Входной патрубок обеспечивает радиально-осевой вход воздуха в компрессор.

Корпус компрессора сварнолитой, состоит из трех частей, образующих входной конфузор и проточную часть первых десяти ступеней компрессора. Во входной части корпуса расположены опорный подшипник № 2 и упорный подшипник валопровода. Входная часть корпуса опирается жёстко на раму. Проточную часть 11...18 ступеней компрессора образует обойма, которая крепится в силовом корпусе. Выходной диффузор компрессора обеспечивает поворот потока воздуха на 150°.

Входной направляющий аппарат выполнен с поворотными лопатками. Направляющие аппараты 1...4 ступеней выполнены в виде сварных диафрагм, остальные ступени – наборные, консольного типа. Компрессор имеет отборы: для сброса воздуха за 4 и 10 ступенями при запуске и останове ГТУ, за 3 ступенью – на

уплотнения подшипников, за 10, 11 ступенями, за рабочим колесом 18-й ступени и за компрессором – на систему охлаждения турбины.

На корпусе предусмотрены отверстия, закрываемые заглушками, для осмотра проточной части эндоскопом.

Ротор компрессора диско-барабанного типа, сварной. Для соединения ротора компрессора с ротором генератора предусмотрен промежуточный вал, на котором расположен гребень упорного подшипника. Тип лопаток компрессора – с 50 % реактивностью. Уплотнение вала – лабиринтовое.

Турбина – четырехступенчатая, выполнена с осевым входом и выходом. Корпус турбины состоит из четырех кольцевых частей, первая по ходу газа выполнена конусообразной и представляет собой силовой корпус камеры сгорания и корпус проточной части 1...3 ступеней турбины. В нём размещены обоймы направляющих аппаратов 1...3 ступеней турбины. Вторая часть образует силовой корпус 4-й ступени. Она опирается посредством качающихся опор на раму. Третья и четвёртая части корпуса турбины образуют выходной диффузор. Во внутренней части третьего корпуса расположен корпус первого подшипника валопровода и думмис для компенсации осевых усилий валопровода. Охлаждение корпуса, обойм и лопаток направляющих аппаратов 1 и 2 ступеней осуществляется воздухом, отбираемым за компрессором. Обоймы 3 и 4 ступеней, направляющий аппарат 3 ступени и выходная часть корпуса охлаждаются воздухом, отбираемым за 10 ступенью компрессора.

Ротор турбины сборной конструкции с центральным стяжным болтом. Между основными дисками установлены диски промежуточные, которые организуют тракт охлаждения ротора. Рабочие лопатки и диск 1 ступени охлаждаются воздухом, отбираемым после рабочего колеса 18 ступени компрессора, рабочие лопатки и диск 2 ступени турбины охлаждаются воздухом, отбираемым после 11 ступени компрессора. Диски третьей и четвёртой ступеней турбины охлаждаются воздухом, отбираемым за 10 ступенью компрессора. Уточнённые расчёты охлаждения элементов проточной части турбины выполнены сотрудниками НТУ «ХПИ» под руководством к.т.н. А.И. Тарасова. Роторы турбины и компрессора своими хвостовиками образуют жёсткое муфтовое соединение. Уплотнения вала – лабиринтовые. Продольный разрез турбины показан на рис. 2.

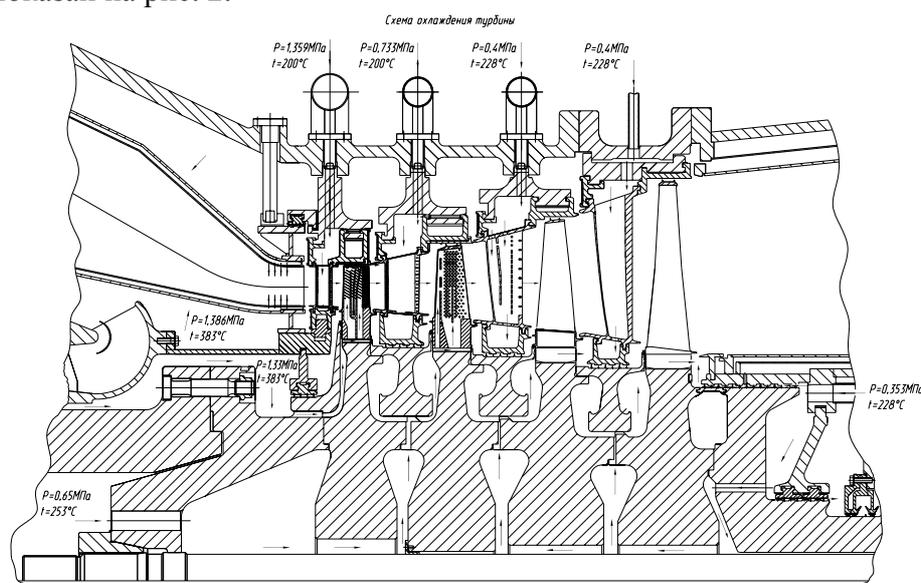


Рис. 2. Продольный разрез турбины

Камера сгорания – встроенная, кольцевого типа, противоточная, расположена вокруг выхлопной части компрессора. Камера сгорания состоит из пламенной трубы, фронтального устройства, 24 двухтопливных горелочных устройств. Конструктивно пламенная труба расположена под углом к оси турбокомпрессора (рис. 3).

Конструкция пламенной трубы – двухстенная. Наружная относительно зоны горения стенка образует несущий корпус с горизонтальным разъемом, который системой опор крепится к прочному корпусу турбокомпрессора. Внутренняя стенка состоит из отдельных экранов коробчатой конструкции, выполненных из жаропрочного никелевого сплава. Эффективная струйно-плёночная система охлаждения, апробированная в камерах сгорания ОАО «Турбоатом» прежних поколений, обеспечивает работоспособность конструкции.

Фронтальное устройство совместно с 24 горелочными устройствами обеспечивает подачу воздуха и топлива в зону горения, а также стабилизацию факела. Конструкция горелочных устройств обеспечивает предварительное смешение топлива и воздуха, тем самым реализуется горение с низкими выбросами NO_x .

Топливо к камере сгорания подводится системой коллекторов и трубопроводов.

Горелочное устройство обеспечивает подачу воздуха и топлива в камеру сгорания, их смешение и стабилизацию горения.

Зажигание факела в камере сгорания обеспечивается запальниками факельного типа с системой плазменного воспламенения. Контроль за горением осуществляется фотодатчиками.

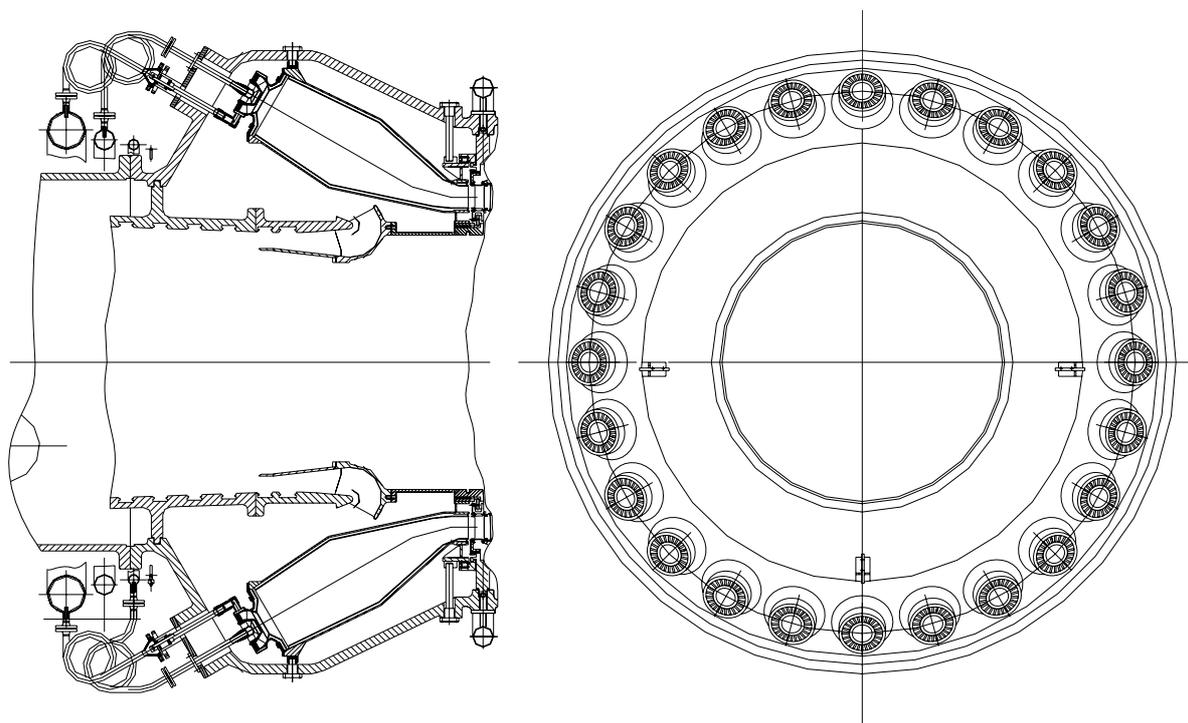


Рис. 3. Камера сгорания

Система автоматизированного управления

Турбина оснащается системой контроля и регулирования газовой турбины (СКРГТ), которая обеспечивает: сбор и обработку информации, выработку управляющих воздействий на исполнительные механизмы системы регулирования

турбины в автоматическом режиме и по командам оператора, обмен информацией со смежными системами АСУТП энергоблока, выдачу аварийных и предупредительных сигналов в схемы сигнализации, представление оператору аналоговой и дискретной информации в объеме, достаточном для проведения анализа тепломеханического состояния газовой турбины.

СКРГТ построена на базе программно-технических средств автоматизации. Основным звеном СКРГТ является программно-технический комплекс (ПТК). Разработчиком и изготовителем ПТК является предприятие Монолит (г. Харьков). В состав ПТК СКРГТ входят: ПТК системы регулирования турбины, ПТК системы контроля тепломеханического состояния газовой турбины.

Также в состав ПТК входит пульт управления и индикации, который может быть выполнен встроенным (в виде отдельной секции ПТК), либо как автономное рабочее место оператора на базе промышленного РС-совместимого промышленного компьютера, размещенного на щите управления энергоблоком.

ПТК системы контроля тепломеханического состояния обеспечивает контроль следующих параметров турбины: температуру и давление воздуха перед и за компрессором, температуру и давление продуктов сгорания перед и за турбиной, температуру, давление и расход топлива, линейные перемещения (осевой сдвиг ротора, относительное расширение ротора, тепловое расширение корпуса), частоту вращения ротора, вибрацию опор подшипников турбины и генератора, температуру металла корпуса компрессора и турбины, температуру баббита подшипников.

В состав ПТК системы контроля тепломеханического состояния турбины входят: микропроцессорный шкаф, датчики, устанавливаемые на турбине, измерительные преобразователи, устанавливаемые рядом с турбиной, комплект кабельных связей.

Система автоматизированная регулирования и защиты (САР ГТУ) – электрогидравлическая (ЭГСР) с электромеханическими преобразователями (ЭМП) и топливными регулирующими клапанами газа и жидкого топлива, управляемыми непосредственно электромеханическими преобразователями.

В состав системы входят: узлы и механизмы, арматура, маслопроводы, контрольно-измерительная аппаратура, программно-технический комплекс.

ЭГСР обеспечивает управление регулирующими клапанами подачи топлива (КР), антипомпажными клапанами (АПК), входным направляющим аппаратом (ВНА) в пусковых, эксплуатационных и аварийных режимах работы установки.

Основными функциями ЭГСР являются: опробование ГТУ к работе на остановленной турбине, автоматизация пуска и планового останова, поддержание заданного уровня частоты вращения в режиме разворота, автоматизация синхронизации турбогенератора, плавное изменение мощности по команде оператора при работе под нагрузкой и поддержание ее на заданном уровне, вывод ГТУ на режим холостого хода при сбросе нагрузки, защитные мероприятия при аварийных ситуациях, диагностику систем.

УДК 621.165

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

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

ИНТЕГРИРОВАНИЕ ПРОЦЕДУРЫ СОЗДАНИЯ И РАСЧЁТА СХЕМ ГТУ В САПР «ТУРБОАГРЕГАТ»

Описані особливості інтегрування нових компонент до САПР «Турбоагрегат». Виконано інтегрування процедури створення та розрахунку схем ГТУ до САПР. Для перевірки працездатності зазначеної процедури проведені розрахунки та оптимізація параметрів циклу ГТ-750-6М. Наведені результати розрахунків та оптимізації.

Features of integration of new components to CAD «Turboaggregate» were described. Integration of procedure of creation and calculation of gas turbine installation diagram to CAD was executed. For procedure operation test the calculation and optimization of cycle parameters of GT-750-6M were performed. Results of calculations and optimization are resulted.

В связи с ограниченностью природных ресурсов и постоянным увеличением их стоимости к создаваемым турбоустановкам выдвигают очень высокие требования, особенно касательно их эффективности. Для удовлетворения этих требований на этапе проектирования новых установок, должны быть использованы новые методы и подходы, реализованные в рамках систем автоматизированного проектирования (САПР). Благодаря современному уровню развития вычислительной техники, в рамках новых САПР, имеется возможность усложнить постановки задач оптимального проектирования, рассмотреть весь комплекс энергетического оборудования проектируемой установки, а также учесть взаимное влияние объектов проектирования.

Исходя из обзора современных САПР (применительно к турбоагрегатам), можно сделать вывод, что большинство из них посвящены, как правило, только одному объекту установки (турбина, камера сгорания, компрессор). Такие системы проектирования являются достаточно эффективными, однако они не позволяют учесть взаимное влияние объектов проектируемого агрегата. Также существуют алгоритмы проектирования, которые имеют достаточно сложную, иерархическую структуру, позволяющую включить в рассмотрение тепловую схему установки [1, 2].

Отличительной особенностью разрабатываемой на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» САПР «Турбоагрегат» [3–5] является возможность широкого использования для существующих алгоритмов проектирования отдельных агрегатов, постоянного расширения и усложнения постановок решаемых задач путём быстрого внедрения различных процедур (например: математических моделей, оптимизационных алгоритмов), добавления объектов и уровней проектирования.

В данной статье описаны особенности интегрирования процедуры расчёта и создания схем ГТУ в САПР «Турбоагрегат». Внедрение указанной проектной процедуры связано со значительным расширением возможностей САПР и позволяет:

- в рамках одной программы определять интегральные параметры спроектированной установки (такие как эффективность, полезная мощность, расход топлива и т.д.) на номинальном и переменных режимах;

- добавить новый уровень в иерархию алгоритма оптимального проектирования [6], с помощью которого можно определить оптимальные значения параметров цикла ГТУ;
- оценить влияние каждого элемента цикла на его эффективность и взаимное влияние элементов.

Особенности интегрирования процедур в САПР «Турбоагрегат»

В САПР для создания информационной согласованности между различными моделями проектных и расчётных процедур используется единое интегрированное информационное пространство (ИИП) [3, 5]. Таким образом, для реализации возможности использования новой процедуры в рамках САПР достаточно обеспечить информационную согласованность между данной процедурой и ИИП. Для этого структуры входных и выходных параметров процедуры, внедряемой в САПР, должны входить в ИИП в качестве его элементов, а связи между параметрами объектов проектирования с аналогичными параметрами из общего информационного пространства проекта входят в ИИП как атрибуты этих элементов.

Все элементы ИИП, их связи и свойства содержатся в информационной базе данных ресурсов САПР «Турбоагрегат» (ИБДР), которая используется для формирования коллекции динамических словарей при загрузке программы [3]. Динамические словари, в свою очередь, обеспечивают функционирование всех подсистем и компонентов, как единой управляемой и согласованной системы. Внесение информации о структуре и связях подключаемой процедуры в ИБДР САПР выполняется с помощью специального редактора ресурсов.

Таким образом, для интегрирования процедуры создания и расчёта схемы ГТУ в САПР «Турбоагрегат», необходимо выполнить следующие действия:

- С помощью редактора ресурсов добавить в список проектных процедур и моделей подключаемую процедуру. Как показано на рис. 1, под данной процедурой создать структуру объектов и параметров, соответствующую структуре входных и выходных параметров подключаемой программы.

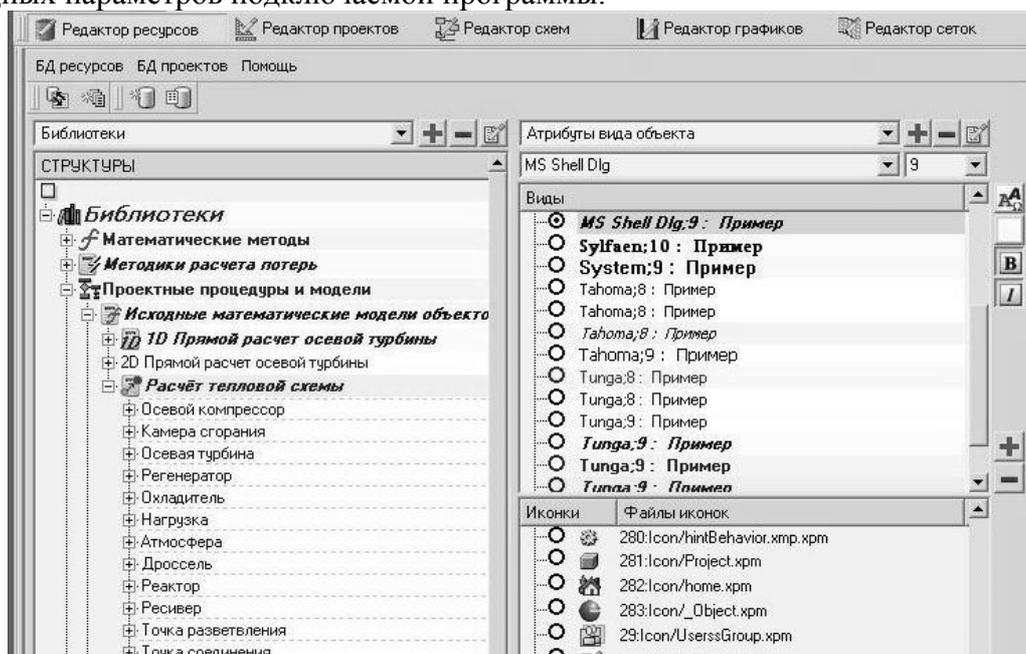


Рис. 1. Добавление новой процедуры и её структуры с помощью редактора ресурсов в список проектных процедур ИБДР

- Установить параметрические связи между входными и выходными параметрами процедуры и параметрами соответствующих объектов проектирования, которые содержатся в управляющих иерархических структурах «Объекты проектирования» [3] (рис. 2).

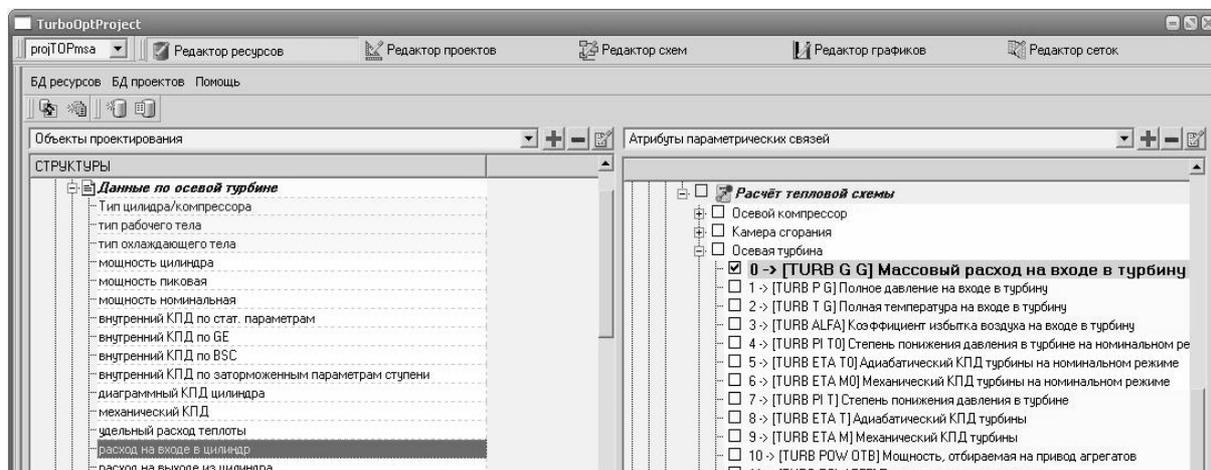


Рис. 2. Создание параметрических связей с помощью редактора ресурсов

- Создать программный модуль для заполнения структур входными данными из активного проекта при создании схемы ГТУ, а также для внесения в общее информационное пространство проекта выходных данных, которые представляют собой результаты работы подключаемой процедуры. Разработка указанного программного модуля существенно облегчается благодаря наличию коллекции динамических словарей, которые содержат всю необходимую информацию (о структуре активного проекта, о структуре данных каждого элемента проекта и подключаемой процедуры, о связях каждого параметра проекта и т.д.).

Создание и оптимизация схемы установки ГТ-750-6М в рамках САПР «Турбоагрегат»

Проверка работоспособности процедуры расчёта газотурбинных циклов, а также проверка эффективности заложенного в указанную процедуру алгоритма оптимизации были выполнены применительно к установке ГТ-750-6М. Данные ГТУ широко распространены и используются в качестве приводов газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях [7]. Используя данные из технической документации ГТ-750-6М в САПР «Турбоагрегат» был создан проект установки. Затем под данный проект была сгенерирована тепловая схема (схема создаётся автоматически путём вызова процедуры создания и расчёта схем ГТУ). Графическое отображение активного проекта и созданной схемы в САПР показано на рис. 3. Как видно из рис. 3, в состав ГТ-750-6М входят: компрессор, камера сгорания, турбина высокого давления (для привода компрессора), силовая турбина низкого давления (для привода центробежного нагнетателя), регенератор. Наличие дросселя (рис. 3) в тепловой схеме установки позволяет учесть потери давления воздуха перед компрессором (связанные с забором воздуха из атмосферы, с прохождением воздухоочистителя и входного патрубка компрессора). Данная компоновка элементов тепловой схемы весьма эффективна для газоперекачивающих агрегатов [8], однако, её проектный КПД, в связи с низкой эффективностью элементов схемы, составляет всего 27 %.

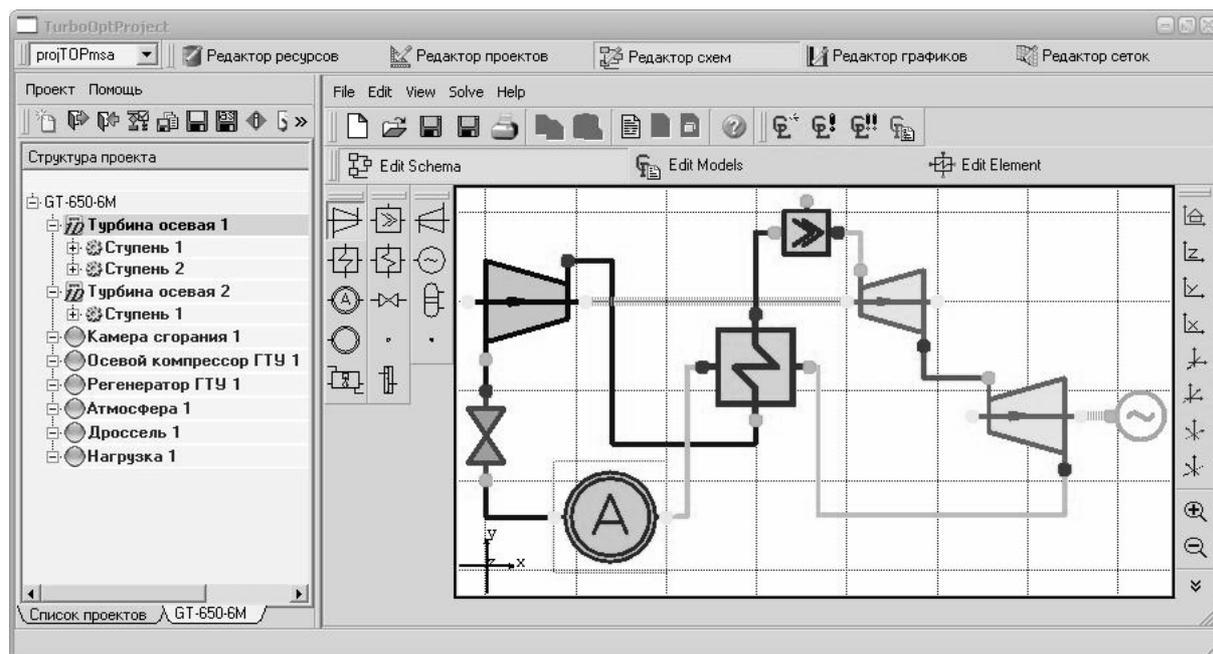


Рис. 3. Отображение окна активного проекта (слева), а окна проектирования и анализа схем ГТУ (справа)

В табл. приведены результаты расчёта схемы ГТ-750-6М, выполненные в рамках САПР «Турбоагрегат», и данные из технической документации агрегата. Из табл. видно, что значения, полученные в результате расчёта схемы с достаточной точностью совпадают с проектными (приведенными изготовителем в технической документации), что свидетельствует о достаточной степени адекватности модели расчёта схем ГТУ.

Таблица. Результаты расчёта схемы ГТ-650-6М

Наименование параметра	Данные из технической документации	Расчёт исходного варианта схемы	Расчёт оптимизированного варианта схемы
Степень повышения давления в компрессоре	4,5000	4,4993	5,4563
Массовый расход воздуха на выходе из компрессора, кг/с	52,80	48,82	46,99
Мощность, потребляемая компрессором, Вт	–	$9,10 \cdot 10^6$	$10,18 \cdot 10^6$
Массовый расход топлива (природного газа), кг/с	0,520–0,560	0,555	0,549
Температура газа на входе в турбину, °С	765	765	765
Полезная мощность установки, Вт	$6,00 \cdot 10^6$	$6,03 \cdot 10^6$	$6,03 \cdot 10^6$
КПД установки, %	27,00	27,01	27,35

После расчёта схемы ГТ-750-6М была выполнена оптимизация цикла с целью определения оптимальных значений параметров цикла при фиксированной температуре газа на выходе из камеры сгорания. В качестве оптимизируемого параметра была выбрана степень понижения давления продуктов сгорания в турбине высокого давления. Результаты оптимизации сведены в таблице. Как видно из таблицы оптимальная степень сжатия в цикле превышает исходную на 21,27 %. Таким образом, при прочих равных условиях, выбор оптимальной степени расширения в турбине,

сидящей на одном валу с компрессором, позволил повысить эффективность установки на 0,34 %.

Выводы

1. Рассматриваемый САПР «Турбоагрегат», благодаря наличию редактора ресурсов, является открытой системой проектирования, что позволяет существенно упростить процессы интегрирования новых процедур, объектов проектирования, атласов, справочников и других элементов в подсистемы САПР.

2. Наличие процедуры создания и расчёта схем ГТУ в рамках САПР позволит выполнить глубокий анализ цикла ГТУ с целью выявления скрытых резервов повышения её эффективности.

3. Положительный результат оптимизации для установки ГТ-650-6М (прирост КПД составил 0,34 %) свидетельствует о целесообразности и необходимости включения процедуры выбора оптимальной степени расширения в турбине, которая расположена на одном валу с компрессором, в качестве высшего уровня в алгоритм многоуровневой оптимизации [4].

Литература

1. *Hongde J.* A Precise Full-Dimensional Design System for Multistage Steam Turbines / J. Hongde, X. Kepeng, L. Baoqing, X. Xinzhong and C. Qing // Proceedings of GT2007 ASME Turbo Expo 2007, Montreal, May 14-17. – Montreal, 2007, GT2007-27195. – 10 p.

2. *Арзуманов А.М.* Многорежимная оптимизация проточной части паровой турбины с учётом изменения параметров тепловой схемы / А.М. Арзуманов, К.Л. Лапшин // Теплоэнергетика. – 2003. – № 12. – С. 68-71.

3. *Бойко А.В.* Интегрированное информационное пространство САПР «Турбоагрегат» – методологическое обеспечение и программная реализация / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый // Электронное моделирование. – К.: Академперіодика. – 2009. – № 2.

4. *Бойко А.В.* Разработка информационной среды и средств динамического управления информационными моделями данных сложных технических объектов применительно к САПР «Турбоагрегат» / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – № 5. – С. 36-42.

5. *Бойко А.В.* Особенности информационного обмена в рамках единого информационного пространства САПР «Турбоагрегат» / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 11-15.

6. *Бойко А.В.* Многоуровневая оптимизация параметров проточной части осевых турбин с учётом переменного режима работы / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый, А.С. Руденко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 26-30.

7. *Мороз А.П.* Газоперекачивающие агрегаты и обслуживание компрессорных станций / А.П. Мороз, И.И. Мальцуров, К.Г. Арустамов и др. – М.: Недра, 1979. – 229 с.

8. *Котляр И.В.* Переменный режим работы газотурбинных установок. – М.: Машгиз, 1961. – 218 с.

УДК 621.438 : 622.691.4.052

В.П. ГЕРАСИМЕНКО^{*}, д-р техн. наук, Н.В. КУЧЕРУК^{**}, А.С. МАНДРА^{**},
Н.Б. НАЛЕСНЫЙ^{**}, канд. техн. наук, Т.М. НУРМУХАМЕТОВ^{**}, канд. техн. наук

** Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»,
г. Харьков, Украина*

*** Управление магистральных газопроводов «Черкасытрансгаз», г. Черкасы, Украина*

АЛГОРИТМЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Розглянуто основні проблеми застосування експлуатації газоперекачувальних агрегатів за технічним станом. Запропоновані алгоритми визначення витрати повітря через газотурбінний двигун, його потужності та коефіцієнта корисної дії за відсутності їхніх прямих вимірювань в експлуатаційних умовах. Ці алгоритми побудовані на використанні рівнянь матеріальних балансів та посередніх вимірювань параметрів течії в проточній частині двигуна. Вони також дозволяють здійснювати діагностування вузлів двигуна.

Fundamental problems of gas pumping aggregates exploitation by technical condition have been considered. Algorithms definition gas turbine engine's power, efficiency and mass air flow without their measurements in exploiting condition are proposed. These algorithms are built on equations material balance and indirect measurements of parameters flow of running part engine. They also allow realize engine units diagnostic.

Эксплуатация газотурбинной техники по техническому состоянию (ТС) является одним из прогрессивных направлений в ее развитии. Особое внимание такой эксплуатации уделяется в авиации ввиду необходимости высокой надежности работы двигателей для обеспечения безопасности полетов. Газотурбинные двигатели (ГТД) в наземных энергоустановках и в качестве приводов газоперекачивающих агрегатов (ГПА) хотя и в меньшей мере, чем в авиации, являются источником возможных аварийных ситуаций. Наземные условия, имея определенную отличительную специфику, накладывают дополнительные требования к реализации эксплуатации по ТС. Эта специфика заключается в следующем: более высокая запыленность воздуха у Земли, что приводит к эрозионному износу лопаточных венцов и отложениям пыли в проточной части двигателя; длительная непрерывная работа ГТД; часто нерасчетные режимы работы; недостаточная оснащенность средствами контроля и автоматического управления; сравнительно ниже квалификация эксплуатационного персонала и др.

В этой связи для реализации эксплуатации по ТС и обеспечения надежности ГПА согласно инструкциям и регламентам осуществляется непрерывный контроль за режимами работы ГПА и всех его систем: топливного, технологического и импульсного газа; систем смазки и уплотнения нагнетателя; пневмогазопроводов; систем охлаждения и вентиляции; контрольно-измерительных приборов и виброконтроля; автоматизации, управления, сигнализации неисправностей, защиты и противопожарной. Кроме того, контролируются механические соединения, центровка муфт и герметичность трубопроводов. Проверяются состав топливного, технологического газа и пробы масла. Периодически промывается проточная часть ГТД. Перечисленные проверки проводятся на соответствие нормальному состоянию и допустимым границам.

Для эксплуатации ГПА по ТС внедряются новые автоматизированные системы диагностирования (АСД) как составляющие автоматизированных систем контроля за техническим состоянием (АСК ТС) и автоматизированных систем управления технологическим процессом (АСУ ТП). Основное назначение АСД – по результатам наблюдения и контроля параметров ГПА выполнять их анализ и интерпретацию о техническом состоянии, для чего дополнительно требуются математические модели процессов, протекающих в ГПА. Однако количество и перечень контролируемых параметров часто ограничен. Даже основные параметры ГПА не измеряются. Отсутствуют также измерения, которые предупреждали бы о всех возможных аварийных ситуациях. Анализ аварийных ситуаций на компрессорных станциях (КС) магистральных газопроводов показывает, что основными их причинами являются: разрушения элементов ГПА, отказы и неисправности вспомогательных систем, ошибки обслуживающего персонала и диспетчерских служб и др. Если в первые 50 лет Мирового Газового Конгресса (WGC) аварии по субъективным причинам составляли почти $\frac{3}{4}$ случаев, то за последние 25 лет эта составляющая случаев значительно сократилась. Повреждения агрегатов, связанных с вынужденными остановками происходят по причинам дефектов, включая ошибки проектирования, дефектов изготовления, сборки, монтажа, материалов.

Внедрение современных систем автоматизированного управления (САУ) ГПА или их модернизация [1] позволяют существенно сократить количество аварийных ситуаций уменьшением или исключением влияния двух последних из названных причин. Однако уровень САУ ГПА зависит от систем контроля, методов и средств диагностирования ТС [2, 3], наличия и совершенства математических моделей узлов [4–6], методологической и материальной базы для их создания. Наряду с перечисленными факторами эксплуатационная надежность ГПА в значительной мере определяется также индивидуальными их характеристиками, сроком и условиями эксплуатации, качеством обслуживания и ремонтов и др.

Тенденции повышения экономичности ГТД – приводов ГПА за счет увеличения термодинамических параметров и газодинамического совершенства требуют параллельно значительного изменения в конструкции, применяемых материалах и технологии изготовления для сохранения или увеличения устанавливаемых ресурсов. Одновременно должна повышаться культура обслуживания, разрабатываться новые методики диагностирования ТС, системы контроля, мониторинга и управления.

Одной из проблем в модернизации систем эксплуатируемых ГПА является их чрезвычайно большое разнообразие [1], что приводит к значительным затратам на индивидуальную разработку таких систем. Вместе с тем можно выделить основные параметры ГПА, которые необходимо определять прямым или косвенным путем для теплотехнического и вибрационного диагностирования.

Снижение мощности и эффективного КПД ГТД в процессе эксплуатации служит интегральным критерием ухудшения его ТС. Одним из основных признаков ухудшения ТС проточной части двигателя является увеличение гидравлических потерь – снижение КПД узла, т.е. удаления показателя процесса от изоэнтропы. Однако оценивание ТС проточных частей турбомашин ГПА по изменениям показателей политроп процессов, предлагаемое в ряде работ [7], имеет два недостатка:

- зависимость этих показателей не только от ТС, но и от режима работы ГПА, который не всегда можно задавать в эксплуатационных испытаниях;
- необходимость большой точности при определении показателя политропы процесса, ввиду того, что этот показатель существенно влияет на степень политропы.

Для преодоления этих недостатков при оценивании ТС ГПА в разрабатываемых критериях необходимо исключить влияние режимных параметров, для чего требуется отслеживать изменение не отдельных параметров двигателя и его узлов, а их характеристик. Одним из направлений развития теплотехнического диагностирования ТС ГТД является создание математических моделей.

Целью данной статьи является разработка алгоритмов для определения действительных основных параметров ГТД в эксплуатационных условиях ГПА на основе математического моделирования и уравнений материальных балансов с использованием косвенных измерений.

Ограниченное количество измеряемых параметров ГПА в эксплуатационных условиях затрудняет параметрическое диагностирование ГТД. Как правило отсутствует прямое измерение мощности, расхода воздуха, температуры газа перед турбиной и др. В то же время расход воздуха легко определить по измерениям статического давления p_i , температуры T_i^* и давления p_i^* заторможенного потока на входе в компрессор или в любом его сечении проточной части

$$G = A \frac{p_i^*}{\sqrt{T_i^*}} \left(\frac{p_i}{p_i^*} \right)^{2/3} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_i^*} \right)^{1/3} \right]^{1/2}, \quad (1)$$

где коэффициент A вычисляют в заводских или специальных испытаниях.

Расход воздуха можно также определить по формуле, вытекающей из энергетического баланса, посредством контролируемых параметров: расходу топлива G_T и температур на входе в двигатель T_B^* и перед силовой турбиной T_{TK}^*

$$G_B = G_T \left(\frac{H_u \eta_\Gamma \eta_{mTK} \eta_{охл} \eta_{отб}}{C_{pT} T_{TK}^* - C_p T_B^*} - 1 \right), \quad (2)$$

где H_u , η_Γ – теплота сгорания топлива и коэффициент полноты его сгорания; η_{mTK} , $\eta_{охл}$, $\eta_{отб}$ – коэффициенты, учитывающие механические потери на роторе турбокомпрессора и отборы воздуха на охлаждение горячих частей двигателя и внешние нужды; C_p , C_{pT} – теплоемкости воздуха и газа.

Большой информативностью для диагностирования ТС состояния ГТД до узла обладают уравнения совместной работы турбокомпрессоров. Эти уравнения представляют собой решение системы уравнений как математической модели ГТД, состоящей из 15-ти уравнений в случае ГТД с одновальным газогенератором и свободной силовой турбиной, или 23-х уравнений при двухвальном газогенераторе [4]. В случае ГТД с одновальным газогенератором и свободной силовой турбиной уравнение совместной работы имеет вид [6]:

$$\frac{\pi_k^* \sqrt{\eta_k^*}}{\sqrt{(\pi_k^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}} = \frac{m_B F_B q(\lambda_B)}{m_T F_{ca} \sigma_{kc} \sigma_{ca} q(\lambda_{ca})} \sqrt{\frac{C_p (1 + q_T) (1 - \Delta \bar{G}_{отб})}{C_{pT} \left(1 - (\pi_{TK}^*)^{\frac{1-k_T}{k_T}} \right) \eta_{TK}^* \eta_{mTK}}}, \quad (3)$$

где π_k^* , $\pi_{тк}^*$ – степени повышения полного давления в компрессоре и понижения его в турбине компрессора; η_k^* , $\eta_{тк}^*$, $\eta_{мтк}$ – КПД компрессора, его турбины и их механического соединения; m_b , m_r , k , k_r – постоянные воздуха, газа и их показатели изобары; F_b , F_{ca} – площади входа в компрессор и горла в сопловом аппарате первой ступени турбины; $q(\lambda_b)$, $q(\lambda_{ca})$ – газодинамические функции расхода воздуха через компрессор и газа через турбину; σ_{kc} , σ_{ca} – коэффициенты потерь полного давления в камере сгорания и сопловом аппарате турбины; $q_T = G_T/G_B(1 - \Delta\bar{G}_{отб})$ – относительный расход топлива; $\Delta\bar{G}_{отб}$ – относительный расход отбираемого воздуха из двигателя за компрессором. При двухвальном газогенераторе подобные уравнения записываются для каждого турбокомпрессора.

Это выражение в сочетании с характеристиками компрессора и его турбины при их одинаковых частотах вращения представляют собой математическую модель газогенератора. Контролируемые параметры потока в проточной части турбины и компрессора на каком-либо режиме работы ГТД, задаваемого частотой вращения турбокомпрессора $n_{тк}$, в сочетании с выражением (3) и характеристиками компрессора и турбины позволяют балансировать переменные при диагностировании турбокомпрессора. А именно, на заданной частоте вращения $n_{тк}$ увязываются параметры: π_k^* , η_k^* , $q(\lambda_b)$, $\pi_{тк}^*$, $\eta_{тк}^*$, $q(\lambda_{ca})$. При этом относительный расход топлива легко определяется по уравнению (2) или по формуле $q_T = 1/\alpha L_0$, где α – коэффициент избытка воздуха, измеряемый в эксплуатационных испытаниях на выходе из двигателя; L_0 – стехиометрический коэффициент.

Наличие измеряемых температур T_b^* , T_k^* , $T_{тк}^*$ и q_T позволяет вычислить температуру газа перед турбиной

$$T_r^* = T_{тк}^* + \frac{C_p(T_k^* - T_b^*)}{C_{pг}(1 + q_T)(1 - \Delta\bar{G}_{отб})\eta_{мтк}} \quad (4)$$

и оценить степень понижения давления в турбине компрессора

$$\pi_{тк}^* = \frac{1}{\left[1 - (1 - T_{тк}^*/T_r^*)/\eta_{тк}^*\right]^{\frac{k_r}{k_r - 1}}} \quad (5)$$

Работа силовой турбины при этом может быть рассчитана по формуле

$$L_{тс} = C_{pг} T_{тк}^* \left[1 - \left(\frac{\pi_{тк}^*}{\sigma_{вх} \sigma_{kc} \pi_k^*} \right)^{\frac{k_r - 1}{k_r}} \right] \eta_{тс} \quad (6)$$

где $\sigma_{\text{вх}} = p_{\text{в}}^*/p_{\text{н}}$ – коэффициент потерь полного давления во входных системах ГТД ГПА; $p_{\text{н}}$ – атмосферное давление; $p_{\text{в}}^*$ – полное давление на входе в компрессор ГТД; $\eta_{\text{тс}}$ – КПД силовой турбины с учетом потерь в выхлопной системе двигателя.

При использовании КПД собственно силовой турбины по заторможенным параметрам $\eta_{\text{тс}}^*$ располагаемая степень понижения давления в силовой турбине $\pi_{\text{тср}} = p_{\text{тк}}^*/p_{\text{н}} = \sigma_{\text{вх}} \sigma_{\text{кк}} \pi_{\text{к}}^*/\pi_{\text{тк}}^*$ в этой формуле должна быть заменена на степень понижения полного давления в силовой турбине $\pi_{\text{тс}}^* = p_{\text{тк}}^*/p_{\text{т}}^*$, которая может быть определена в эксплуатационных испытаниях по непосредственным измерениям давлений $p_{\text{тк}}^*$, $p_{\text{т}}^*$ на ее входе и выходе. При измерении скорости потока на выходе выхлопной системы $C_{\text{вых}}$ и полной температуры $T_{\text{вых}}^*$ давление за силовой турбиной можно также рассчитать по формуле

$$p_{\text{т}}^* = p_{\text{н}}/\sigma_{\text{вых}} \cdot p(\lambda_{\text{вых}}), \quad (7)$$

где $\sigma_{\text{вых}}$ – коэффициент потерь полного давления в выхлопной системе; $p(\lambda_{\text{вых}}) = p_{\text{н}}/p_{\text{вых}}^*$ – газодинамическая функция давления на выходе ГТУ; $\lambda_{\text{вых}} = C_{\text{вых}}/\sqrt{\frac{2\kappa_{\text{г}}}{\kappa_{\text{г}}+1} R_{\text{г}} T_{\text{вых}}^*}$ – безразмерная скорость на выходе; $R_{\text{г}}$ – газовая постоянная.

Работа силовой турбины в этом случае вместо (6) может быть определена по формуле

$$L_{\text{тс}} = C_{\text{пг}} T_{\text{тк}}^* \left[1 - \left(\frac{\pi_{\text{тк}}^*}{\sigma_{\text{вх}} \pi_{\text{к}}^* \sigma_{\text{кк}} \sigma_{\text{вых}} p(\lambda_{\text{вых}})} \right)^{\frac{\kappa_{\text{г}}-1}{\kappa_{\text{г}}}} \right] \eta_{\text{тс}}^* \quad (8)$$

или по разности измерения температур на этой турбине

$$L_{\text{тс}} = C_{\text{пг}} (T_{\text{тк}}^* - T_{\text{т}}^*), \quad (9)$$

где $T_{\text{т}}^* = T_{\text{вых}}^*$ при отсутствии эжектируемого воздуха на выхлопе. При наличии эжектирования необходимо уточнить связь $T_{\text{т}}^* = f(T_{\text{вых}}^*)$ на основе энергетического баланса смешения потоков выхлопного газа и эжектируемого воздуха.

По работе силовой турбины $L_{\text{тс}}$, расходу газа $G_{\text{г}} = G_{\text{в}}(1+q_{\text{т}})(1-\Delta\bar{G}_{\text{отб}})$ и механическому КПД $\eta_{\text{м}}$ определяется мощность на валу двигателя

$$N_{\text{е}} = G_{\text{г}} L_{\text{тс}} \eta_{\text{м}} \quad (10)$$

и его эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_T H_u}, \quad (11)$$

где кроме теплоты сгорания топлива H_u иногда учитывают также его энтальпию.

Изложенный алгоритм позволяет по измерениям косвенных параметров в эксплуатационных испытаниях ГПА определять мощность ГТД и его КПД, а также оценивать по существующим методикам общее техническое состояние двигателя. Этот алгоритм в сочетании с диагностическими признаками дефектов элементов ГТД [8] может быть использован для их выявления.

Литература

1. *Налісний М.Б.* Аналіз стану газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях УМГ «Черкаситрансгаз» // Нафтова і газова промисловість. – 2005. – № 3. – С. 47-49.
2. Стационарна система моніторингу і діагностики газоперекачувальних агрегатів / В.Є. Петренко, О.О. Чердинцев, С.В. Лозня, М.І. Торхов, А.С. Мандра, М.Б. Налісний, Г.І. Чорний // Інформаційний огляд ДК «Укртрансгаз». – 2005. – № 2(32). – С. 16-17.
3. *Максименко С.В.* Методы и средства технической диагностики оборудования компрессорной станции / С.В. Максименко, Г.Н. Поляков, А.Н. Труфанов // Обзорная информация. Сер.: Транспорт и подземное хранение газа. – М.: ВНИИЭгазпром, 1990. – 66 с.
4. К математическому моделированию газотурбинных приводов газоперекачивающих агрегатов / В.П. Герасименко, А.И. Дутчак, А.С. Мандра, Н.Б. Налесный, Т.М. Нурмухаметов // Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. пр. «УкрНДІгаз». – Харків. – 2006. – Вип. XXXIV. – С. 232-237.
5. Математическая модель газотурбинного привода авиационного типа блочно-комплектного турбокомпрессорного агрегата / С.В. Епифанов, В.П. Парафейник, А.М. Попуга, И.И. Лобода // Проблемы машиностроения. – Харьков: ИПМаш НАНУ. – 2000. – Т. 3, № 3–4. – С. 29-35.
6. Адаптивное математическое моделирование газотурбинного привода газоперекачивающего агрегата / В.П. Герасименко, А.С. Мандра, Н.Б. Налесный, Т.М. Нурмухаметов // Авиаци.-косм. техника и технология. – Харьков: ХАИ. – 2005. – № 2(18). – С. 49-53.
7. *Микаэлян Э.А.* Диагностика энерготехнологического оборудования ГПА на базе различных диагностических признаков // Газовая промышленность. – 2000. – № 2. – С. 59-63.
8. *Сараванамутто.* Термодинамические модели для диагностики газовых турбин, установленных на газопроводах / Сараванамутто, Макисаак // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1983. – Т. 105, № 4. – С. 128-139.

© Герасименко В.П., Кучерук Н.В., Мандра А.С., Налесный Н.Б., Нурмухаметов Т.М., 2009

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, канд. техн. наук, А.И. ДОЛГОВ

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина, e-mail: tars@ic.kharkov.ua, dai@vega.kharkov.ua*

АНАЛИЗ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ СТРУЙНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ВХОДНОЙ КРОМКИ ЛОПАТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Виконано чисельне моделювання течії і теплообміну в області входної кромки лопатки газової турбіни при струменевому натіканні охолоджувача на поверхню. Визначені середні значення коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні входної кромки для різних режимів течії, форми сопів, ребрення поверхні. Ґрунтуючись на цих даних, проведений аналіз відомих критерійних залежностей для середнього теплообміну. Визначена доцільність застосування однієї із залежностей для розрахунку систем охолодження лопаток газових турбін.

The numeral analysis of the flow and heat transfer under jet cooling in area of leading edge of the gas turbine blade is studied. The average heat transfer coefficients are calculated for the leading edge surface for the different flow regimes, jets, and fins on the wall. Basing on these data, the known heat transfer equations were analyzed. One of the equations was approved for using in the nozzle vanes or blades cooling system calculations.

В гидравлических схемах систем охлаждения используются разнообразные каналы, форма которых призвана максимально интенсифицировать отвод теплоты от горячих деталей газовых турбин при минимальных потерях давления охладителя. Наиболее часто в этих схемах используются каналы с круглым, прямоугольным и кольцевым поперечными сечениями, анализ теплообмена и гидравлического сопротивления в которых неоднократно выполнялся многими исследователями [1, 2]. В этих каналах реализуется продольное вдоль канала течение, теплообмен для которого описывается надежными критериальными уравнениями. В некоторых случаях для интенсификации теплообмена используется струйное натекание охладителя на поверхность. Такой способ часто используется для охлаждения входной кромки лопатки.

Течение воздуха в зоне входной кромки, а, следовательно, гидравлическое сопротивление и теплообмен, существенно зависят от вида струй, относительных размеров полости между дефлектором и внутренней поверхности лопатки и других факторов [1]. Учитывая важность проблемы, в прошлые годы были проведены обширные экспериментальные исследования теплообмена и сопротивления, которые позволили получить соответствующие обобщения в виде критериальных уравнений. К сожалению, они приводят к значительно отличающимся значениям коэффициента теплоотдачи, что свидетельствует в первую очередь о сильной зависимости теплообмена от условий проведения опытов. Часто для увеличения поверхности теплообмена на внутреннюю сторону входной кромки наносятся ребра, которые вносят изменения в характер течения в этой области, что никак не отражено в известных уравнениях. Таким образом, имеет место ситуация, когда надежность расчетов систем охлаждения лопатки газовой турбины оказывается трудно прогнозируемой. Поэтому целесообразно для конкретных типов и размеров лопаток обосновать использование того или иного обобщения, что наиболее просто сделать путем CFD моделирования.

Рассмотрим в качестве примера направляющую лопатку высокотемпературной энергетической газовой турбины с дефлекторной системой охлаждения (рис. 1). Для

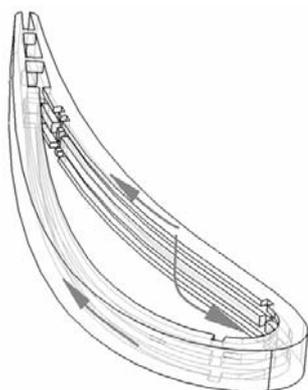


Рис. 1. Сегмент лопатки с продольными каналами охлаждения

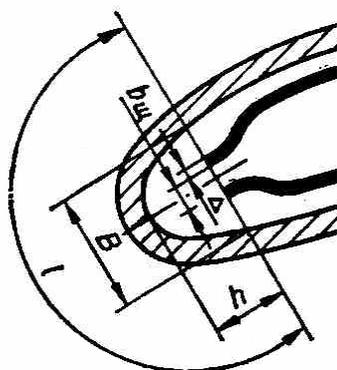


Рис. 2. Геометрические параметры входной кромки лопатки

увеличения поверхности теплообмена внутри лопатки установлены продольные ребра. Воздух поступал в полость между дефлектором и входной кромкой через один ряд отверстий. Шаг отверстий совпадал с шагом ребер, а струи направлены на участки лопатки между ребер. В связи с отсутствием сведений о закономерностях теплообмена в зоне оребренной входной кромки был выполнен соответствующий численный анализ для ряда ее конфигураций. В первую очередь был рассмотрен теплообмен неоребренной входной кромки с выдувом воздуха как из щели в дефлекторе, так и из одного ряда круглых отверстий. В завершении рассмотрена реальная конструкция с выдувом воздуха из ряда отверстий на оребренную входную кромку. Такой порядок выполнения расчетов отражал переход от анализа более надежных к менее надежным обобщениям экспериментальных данных по теплообмену.

Геометрия входной кромки обычно характеризуется рядом параметров, которые используются для формирования критериев подобия (рис. 2). Среди них расстояние от дефлектора до входной кромки лопатки h , ширина щели b , эквивалентная ширина щели $b_{эк}$, ширина B и периметр l входной кромки. Обычно под периметром входной кромки лопатки понимается длина дуги вдоль внутреннего профиля лопатки, ограниченная прямой линией, проходящей через выходное сечение щели в дефлекторе.

Осреднение коэффициента теплоотдачи по периметру входной кромки, как в анализируемых ниже экспериментах, так и в проведенном численном моделировании выполнялось как

$$\bar{\alpha} = \frac{\frac{1}{F} \int_0^F q dF}{T_w - \bar{T}}, \quad (1)$$

где F – площадь поверхности входной кромки, $\bar{T} = 0,5(T_0 - T_1)$ – средняя температура воздуха, T_0, T_1 – температуры воздуха на выходе из дефлектора и на выходе из области входной кромки, T_w – осредненная по поверхности температура лопатки.

В безразмерном виде коэффициент теплоотдачи представлялся как

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} \cdot \delta}{\lambda}, \quad (2)$$

где δ – определяющий размер. В качестве определяющего размера использовались: периметр входной кромки или удвоенная ширина щели, или некоторая эквивалентная ширина щели.

Модель входной кромки анализируемой лопатки в случае подачи воздуха через щель в дефлекторе характеризовалась следующими размерами и граничными условиями: $h = 4$ мм, $b = 2,5$ мм, $l = 15,1$ мм, $B = 12,3$ мм, $T_0 = 300$ °С, $T_w = 850$ °С.

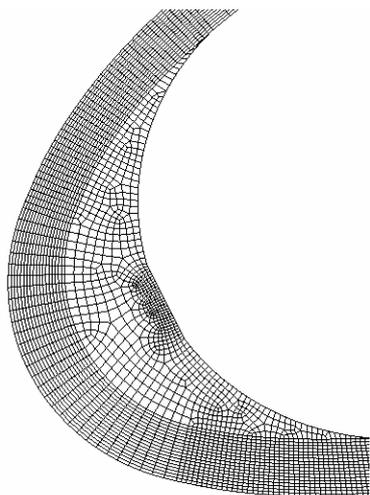


Рис. 3. Трехмерная модель входной кромки (вид сверху)

Давление подаваемого воздуха составляло приблизительно 10^6 Па и изменялось таким образом, чтобы скорость воздуха на выходе из щели изменялась в пределах 20–200 м/с.

Численный анализ был выполнен с помощью CFD кода FLUENT (авторы благодарят фирмы ANSYS и ProcessFlow за предоставленную возможность его использования). Расчетная сетка модели состояла приблизительно из 10^5 гексаэдральных элементов (рис. 3). Расчеты выполнялись с моделью турбулентности $k - \epsilon$ совместно со стандартными пристеночными функциями для описания изменения скорости и температуры вблизи стенки. В соответствии со стратегией использования этих функций центры прилегающих к стенке элементов сетки

располагались от нее на безразмерном расстоянии $Y^+ < 54$.

Сопоставление результатов численного моделирования было выполнено с двумя известными критериальными уравнениями. Первое из них представлено в работе [1] и имеет вид

$$\overline{Nu} = 0,17 \cdot Re^{0,65}, \quad \frac{h}{b} \leq 7, \quad (3)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} \cdot 2b}{\lambda}, \quad Re = \frac{u \cdot 2b}{\gamma},$$

где u – скорость струи на выходе из дефлектора.

Второе уравнение представлено в [2] в виде

$$\overline{Nu}_l = 0,36 \cdot Re_l^{0,62}, \quad (4)$$

$$\overline{Nu}_l = \frac{\bar{\alpha} \cdot l}{\lambda}, \quad Re_l = \frac{u \cdot l}{\nu}.$$

Для сопоставления последнее уравнение приведено к определяющему размеру – двум ширинам щели

$$\overline{Nu} = 0,36 \cdot Re^{0,62} \left(\frac{l}{2b} \right)^{-0,38}. \quad (5)$$

Сравнение (3), (5) в широком диапазоне изменения числа Re показало достаточно хорошее совпадение. Результаты численного моделирования превышали экспериментальные данные в среднем на 10–12 % (рис. 4). Учитывая несовершенство моделей турбулентности, влияние качества расчетной сетки и других факторов, полученное совпадение можно считать приемлемым. Это давало основание надеяться на достижение такой же точности расчетов и для более сложных условий течения в области входной кромки лопатки.

Обычно входная кромка лопатки охлаждается системой круглых струй, которые характеризуются диаметром d отверстия в дефлекторе, и шагом отверстий t . Для описания среднего теплообмена в [1, 2] предложено уравнение

$$\overline{Nu}_l = 0,025 \cdot Re_l^{0,98} \left(\frac{l}{b_{эк}} \right)^{-0,6}, \quad (6)$$

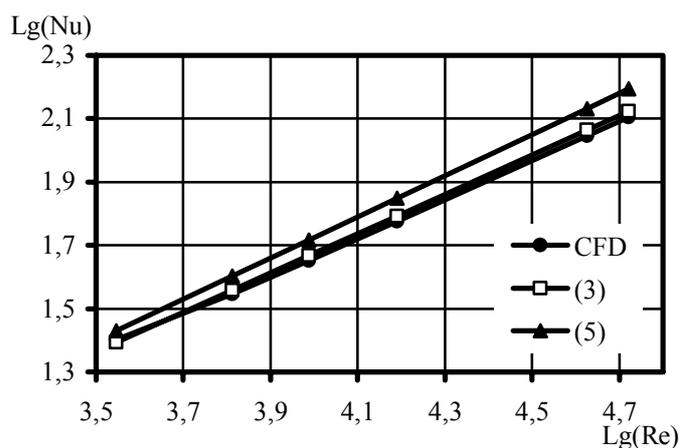


Рис. 4 Теплоотдача при щелевом охлаждении входной кромки газовой турбины. Сопоставление CFD расчета с уравнениями (3) и (5)

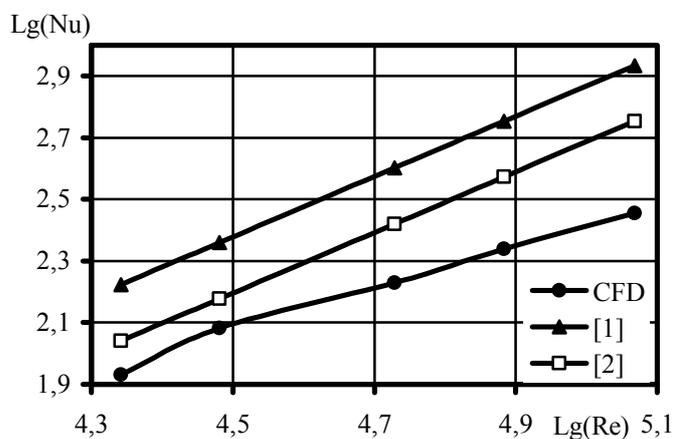


Рис. 5. Теплоотдача при охлаждении входной кромки лопатки турбины одним рядом круглых струй. Сопоставление CFD расчета с уравнением (6) с эквивалентной шириной щели, определенной по [1, 2]

где $\overline{Nu}_l = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$, $Re_l = \frac{u \cdot l}{\nu}$. Однако в этих работах различно трактуется эквивалентная ширина щели, что приводит к заметно отличающимся результатам. В [1] эквивалентная ширина щели равна $b_{\text{эк}} = \frac{\pi d^2}{2t}$, в [2] – $b_{\text{эк}} = \frac{\pi d^2}{4t}$.

В анализируемой лопатке газовой турбины в дефлекторе был выполнен один ряд отверстий диаметром $d = 2,5$ мм и шагом $t = 4$ мм. Моделирование течения и теплообмена для этого случая было выполнено аналогично предыдущему случаю. Для сопоставления результатов CFD расчета и уравнения (6) критерий Нуссельта и Рейнольдса были приведены к эквивалентной ширине щели (рис. 5). Видно, что в случае отверстий расхождение как экспериментальных зависимостей между собой, так и расчетных велико. Отклонение между расчетным значением критерия Нуссельта и ближайшим экспериментальным оказывается большим 50 %.

Анализируя (6) можно обнаружить достаточно сильную

взаимосвязь между коэффициентом теплоотдачи и эквивалентной шириной щели. Видимо, такая связь действительно должна иметь место для струй малого диаметра, когда при $d/B < 0,25$ стеснение струй стенками лопатки невелико и струи проникают в полость вплоть до критической точки входной кромки [1]. При $d/B > 0,27$ разворот струй происходит непосредственно у среза носика дефлектора. В анализируемой лопатке $d/B \cong 0,20$ и струи достигают поверхности лопатки. Однако затем они не отталкиваются от поверхности, а после столкновения продолжают двигаться с большой скоростью вдоль поверхности. При этом значение удельного теплового потока в пятне столкновения и вне него отличается приблизительно в 1,5 – 2 раза. Однако площадь пятна по сравнению с площадью осреднения по входной кромке составляет всего 15–20 % и поэтому некоторые изменения его размера в связи с изменением диаметра отверстия незначительно проявляется на среднем коэффициенте теплоотдачи.

Известно критериальное уравнение, в котором коэффициент теплоотдачи не зависит от ширины эквивалентной щели, хотя критерий Нуссельта поставлен в зависимость от нее

$$\overline{Nu} = 0,11 \cdot Re_b^{0,7} \left(\frac{h}{b_{\text{ЭК}}} \right)^{-0,3}, \quad (7)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} b_{\text{ЭК}}}{\lambda}, \quad Re_b = \frac{u \cdot b_{\text{ЭК}}}{\nu}, \quad b_{\text{ЭК}} = \frac{\pi d^2}{4t}.$$

Из этого уравнения эквивалентная щель может быть исключена и тогда оно приобретает вид

$$\overline{Nu}_h = 0,11 \cdot Re_h^{0,7}, \quad (8)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} h}{\lambda}, \quad Re_h = \frac{u \cdot h}{\nu}.$$

Таким образом, зависимость (8) утверждает, что средний теплообмен на входной кромке лопатки зависит только от расстояния до входной кромки, а остальные геометрические размеры для применяемых в газовых турбинах конструкция лопаток достаточно сильно взаимосвязаны с расстоянием от дефлектора до поверхности лопатки.

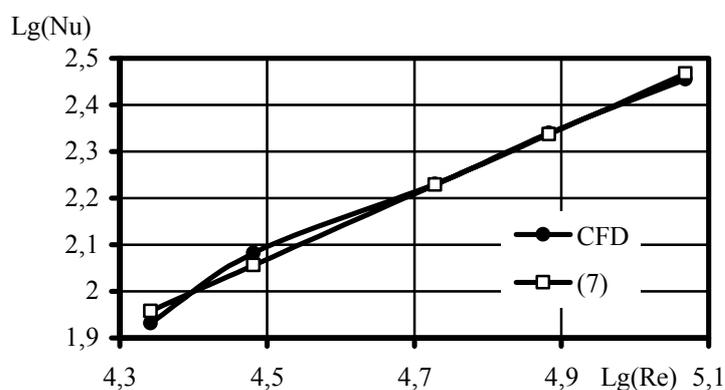


Рис. 6. Теплоотдача при охлаждении входной кромки лопатки турбины одним рядом круглых струй. Сопоставление CFD расчета с уравнением (7)

Сопоставление (7) с результатами численного моделирования показало очень хорошее соответствие (рис. 6), что подтверждает сделанное выше предположение.

В случае оребренной входной кромки лопатки характер течения изменился за счет большего стеснения струй. В этой ситуации не вполне очевидна справедливость использования какой-либо из приведенных формул. Для обоснования их использования

было выполнено численное моделирование течения в области входной кромки с теми же, что и ранее размерами, но с ребрами высотой 2,5 мм, толщиной 1,5 мм, и шагом 4 мм (рис. 7).

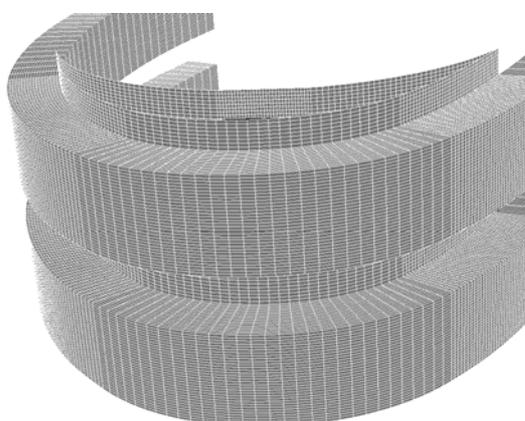


Рис. 7. Модель расчетной области входной кромки с оребрением

Визуализация течения (рис. 8) показала, что воздух в основном достигает поверхности лопатки и далее движется в каналах, образованных ребрами. Хотя скорость воздуха в каналах и ожидается несколько большей, чем при отсутствии таковых, так как ребра перекрывают часть живого сечения канала. Вследствие некоторого стеснения потока, локальные значения коэффициентов теплоотдачи в зоне входной кромки ожидаются несколько меньшими, чем при неоребренной поверхности. Общий выигрыш от применения оребрения можно получить

только за счет увеличения поверхности теплообмена. Сопоставление результатов численного моделирования, выявило практически полное совпадение средних коэффициентов теплоотдачи в случае оребренной и неоребренной поверхностей (рис. 10). Очевидно, увеличение поверхности теплообмена за счет оребрения привело к соразмерному уменьшению локальных коэффициентов теплоотдачи.

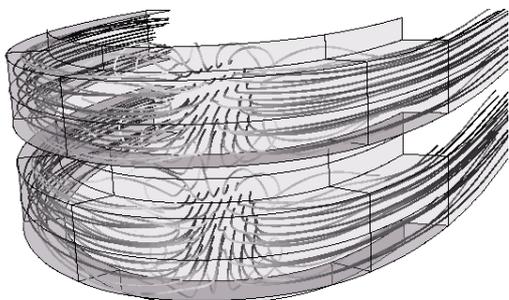


Рис. 8. Характер течения охлаждающего воздуха в зоне входной кромки



Рис. 9. Локальное распределение коэффициентов теплоотдачи (более темный оттенок соответствует большому значению теплового потока)

Подводя итог проведенному анализу, можно утверждать, что зависимость (7) или (8) более корректно описывает средний теплообмен на входной кромке и может использоваться для расчетов систем охлаждения как в случае неоребренных внутренних поверхностей лопатки, так и оребренных.

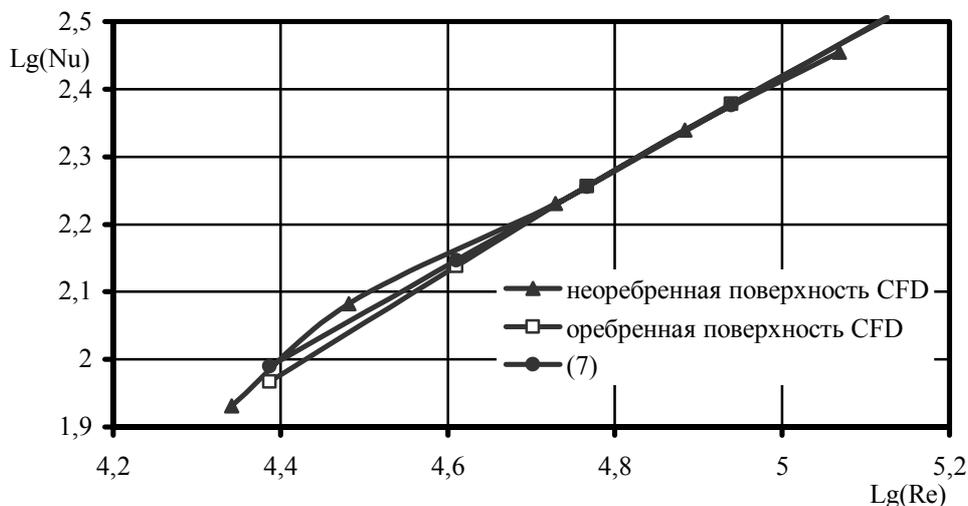


Рис. 10. Теплоотдача при охлаждении входной кромки лопатки турбины одним рядом круглых струй. Сопоставление CFD расчета с уравнением (7) для оребренной и неоребренной кромки

Литература

1. Швец И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – Киев: Наукова думка, 1974. – 488 с.
2. Копелев С.З. Конструкция и расчет систем охлаждения / С.З. Копелев, А.Ф. Слитенко. – Харьков: Основа, 1994. – 240 с.

УДК 621.438 : 66.045.1

Э.Г. БРАТУГА, д-р техн. наук, А.Н. ГАНЖА, канд. техн. наук,
Н.А. МАРЧЕНКО, канд. техн. наук

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НА БАЗЕ СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА И МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

Розроблено методики та комплекси алгоритмів підвищення ефективності повітропідігрівників та проміжних повітроохолоджувачів компресорів стаціонарних ГТУ, де використовуються методи системного аналізу та багатопараметричної оптимізації. Функцією цілі в задачі оптимізації є мінімум питомої ціни споживання. За допомогою введеної узагальненої економічної характеристики визначаються оптимальні витрати води та газів через апарати з урахуванням умов експлуатації.

The methodic and complex algorithms of effectiveness increase of air heaters and intermediate air heaters of stationary GTU with methods of system analysis and polyvalent optimization are developing. The criterion function in optimization problem is minimum of specific consumption price. The optimal consumptions of water and gas through device are specified by means of introduced economic characteristic.

Введение. В настоящее время ученые и практики проявляют значительный интерес к новым более совершенным энергетическим установкам, в которых эффективнее используется энергия, полученная при сжигании топлива и использовании вторичных энергоресурсов. Одним из агрегатов таких установок является газотурбинная установка (ГТУ). Стационарные газотурбинные установки могут использоваться в когенерационных электростанциях, парогазовых установках, газоперекачивающих станциях и нетрадиционной энергетике, где применяется в качестве топлива продукты переработки различных отходов. Как известно, эффективность цикла ГТУ существенно повышается при одновременном использовании промежуточного охлаждения в компрессоре и регенерации теплоты уходящих газов. Эти процессы осуществляются с помощью поверхностных теплообменников – воздухоохладителей и воздухоподогревателей. Такие аппараты по своим габаритам, металлоемкости и стоимости являются весомыми элементами установки, а от их надежности зависит надежность работы всей установки или системы. Поэтому задача повышения эффективности и надежности воздухоподогревателей и воздухоохладителей ГТУ является актуальной, особенно на современном этапе, когда возрастает интерес к проблемам энергосбережения и повышения энергоэффективности.

Постановка задачи. Воздухоохладители часто подвергаются загрязнению поверхности со стороны охлаждающей жидкости, если охлаждение водяное, или со стороны атмосферного воздуха, если охлаждение воздушное. Неэффективная работа воздухоохладителей будет влиять на КПД работы установки с учетом недовыработки теплоты, если она утилизируется в воздухоохладителе. В воздухоподогревателях основной проблемой являются термические напряжения, возникающие из-за неравномерности распределения температур по его поверхности при высокой температуре газов после турбины, что приводит к растрескиванию поверхности и выходу аппарата из строя. На КПД установки также влияет и аэродинамическое

сопротивление, которое вносят теплообменники в тракт двигателя. На преодоление сопротивления по воздуху расходуется часть полезной мощности, которую создает турбина, а сопротивления по тракту выхлопа уменьшают полезную мощность турбины. Неэффективная работа воздухоподогревателя приводит к увеличению температуры уходящих газов и повышенному тепловому загрязнению окружающей среды. С учетом вышесказанного, в данной работе поставлена задача повышения эффективности воздухоподогревателей и воздухоохладителей ГТУ на базе системного анализа и многопараметрической оптимизации.

Решение. Воздухоподогреватели и воздухоохладители ГТУ имеют различную конструкцию и компоновку. Теплообменники могут быть трубчатыми, трубчато-ребристыми, пластинчатыми, пластинчато-ребристыми, профильными и пр. Основное требование для теплообменных аппаратов транспортных газотурбинных установок – это обеспечение заданной эффективности при высокой компактности и минимальных массе и габаритах. В стационарных газотурбинных установках широко используются кожухотрубчатые теплообменники с перекрестным током теплоносителей, которые komponуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие теплообменники имеют низкую компактность, большие массу и габариты, но обладают меньшим аэродинамическим сопротивлением по сравнению с другими.

Принято, что интенсивность обмена теплотой между теплоносителями в таких аппаратах определяется коэффициентом теплопередачи K , Вт/(м²·°С). Однако плотность потока теплоты в каждой точке поверхности теплообмена F , м², зависит не только от коэффициента K , но и от локальной разности температур теплоносителей. При этом средняя разность температур теплоносителей в теплообменнике будет отличаться от общепринятой среднелогарифмической. Коэффициент передачи теплоты и свойства теплоносителей будут различны в каждой точке поверхности. На этот фактор будут оказывать влияние локальные загрязнения поверхности и технологические факторы изготовления аппарата. Более корректно отражает интенсивность обмена теплотой в теплообменнике или элементе его поверхности безразмерный параметр – число единиц переноса теплоты NTU [1–3].

Составлена обобщенная расчетная схема теплообменного аппарата со сложной смешанной многоходовой и многосекционной схемой движения теплоносителей (рис. 1). Для упрощения процедуры определения эффективности теплообменников со сложной смешанной схемой тока и неравномерным (дискретным) распределением параметров поверхности и теплоносителей авторами была предложена методика и алгоритм дискретного расчета, где элементами, из которых скомпонованный теплообменник (см. рис. 1, вид А), являются простейшие схемы однократного перекрестного течения с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Следует отметить, что большинство традиционных подходов к дискретному расчету теплообменников предусматривает разбивку поверхности на большое число элементов (конечных различностей), где, как правило, не учитываются особенности движения сред в элементах.

В предложенной авторами методике эффективность каждого перекрестноточного элемента из рис. 1 и температуры теплоносителей на выходе из элементов будут выражаться следующим образом [1–3]:

$$P_3 = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2_3}}} + \frac{R_3}{1 - e^{-R_3 \cdot NTU_{2_3}}} - \frac{1}{NTU_{2_3}}}; \quad (1)$$

$$t_{n_{2,3}} = t_{n_{1,3}} + P_3(t_{r_{1,3}} - t_{n_{1,3}}) \quad \text{и} \quad t_{r_{2,3}} = t_{r_{1,3}} - P_3 R_3(t_{r_{1,3}} - t_{n_{1,3}}), \quad (2)$$

где «э» – индекс, обозначающий, что параметры определяются в элементе; «1» – вход среды, «2» – выход среды; «н» и «г» – нагреваемый и греющий теплоносители; R и NTU_2 – отношение водяных эквивалентов и число единиц переноса теплоты к нагреваемому теплоносителю [1–3], $R = \frac{W_n}{W_r}$, $NTU_2 = \frac{K \cdot F}{W_n}$.

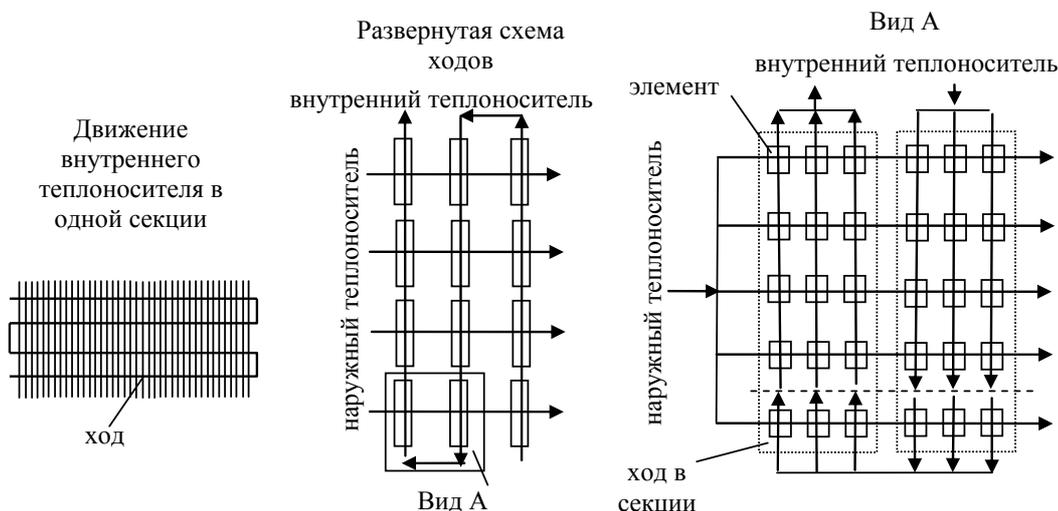


Рис. 1. Обобщенная расчетная схема сложного многоходового многосекционного теплообменника со смешанной схемой движения теплоносителей

Авторами были получены такие зависимости для определения локальных температур теплоносителей (средних в элементе):

$$\bar{t}_{n_3} = t_{n_{1,3}} + \vartheta_{n_3}(t_{r_{1,3}} - t_{n_{1,3}}) \quad \text{и} \quad \bar{t}_{r_3} = t_{r_{1,3}} - \vartheta_{r_3}(t_{r_{1,3}} - t_{n_{1,3}}), \quad (3)$$

$$\vartheta_{n_3} = P_3 \cdot \left(\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2,3}}} - \frac{1}{NTU_{2,3}} \right) \quad \text{и} \quad \vartheta_{r_3} = P_3 \cdot \left(\frac{R_3}{1 - e^{-R_3 \cdot NTU_{2,3}}} - \frac{1}{NTU_{2,3}} \right). \quad (4)$$

В итоге эффективность нагрева или охлаждения в аппарате определяется с учетом температур теплоносителей на выходе из последней секции и их смешения.

Разработанный авторами комплекс алгоритмов определения локальных температур и эффективности теплообменников ГТУ с учетом условий эксплуатации установок является частью системного анализа и входит в комплекс алгоритмов многопараметрической оптимизации.

Система уравнений математической модели для многопараметрической оптимизации аппарата включает в себя: уравнения теплового баланса и теплопередачи, зависимости для расчета коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, средних температур и температурных напоров, теплофизических свойств теплоносителей и материалов стенок труб, гидравлических и местных сопротивлений, мощностей на прокачку теплоносителей, а так же геометрические характеристики. Коэффициенты теплоотдачи и сопротивления с внутренней стороны определяются с учетом шероховатости, а с наружной стороны – с учетом особенности поперечного обтекания.

Эффективность теплообмена E (энергетический коэффициент, критерий Кирпичева) определяется так [4]:

$$E = \frac{Q}{N}, \quad (5)$$

где Q – передаваемый тепловой поток, Вт;

N – суммарная мощность, требуемая на прокачку теплоносителей через поверхность теплообмена с обеих сторон, Вт (без учета КПД нагнетателей и приводов).

Удельная цена потребления включает в себя первоначальные затраты на поверхность и нагнетатели (капитальные вложения), отнесенные к одному году, и годовые эксплуатационные затраты с учетом числа часов работы, графиков загрузки оборудования, коэффициентов дисконтирования. Здесь уже учитываются КПД нагнетателей и приводов, стоимость потребляемого топлива и энергии. Обычно для теплообменных аппаратов принято относить цену потребления к передаваемому тепловому потоку (тепловой мощности, кВт), грн/(кВт·год) [4]:

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_{\text{пот}}}{Q} = \frac{C_F \cdot F + C_N \cdot N \cdot 10^{-3}}{Q} = \frac{C_F}{q} + \frac{C_N \cdot 10^{-3}}{E}, \quad (6)$$

где F – площадь поверхности теплообмена, м²;

q – плотность теплового потока, кВт/м²;

C_F – годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на 1 м² поверхности теплообмена, грн/(год·м²);

C_N – годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на 1 кВт мощности нагнетателей с учетом КПД их приводов, грн/(год·кВт).

Опыт и практика оптимизации подобных аппаратов показывают, что, как правило, оптимальных диаметров труб d_n не существует и чем меньше диаметр, тем выше показатели эффективности теплообмена и меньше удельная цена потребления. Если диаметр труб остается постоянным, то оптимальное число Рейнольдса внутреннего теплоносителя Re_v соответствует оптимальной скорости этого теплоносителя w_v . При неизменном числе труб в воздухоохладителе оптимальная скорость внутреннего теплоносителя будет соответствовать оптимальному расходу охлаждающей жидкости G_v через воздухоохладитель. В воздухоподогревателе расчетные расходы теплоносителей остаются неизменными и определяются из материального баланса расходов воздуха, топлива и газов в ГТУ. Однако, изменение расхода горячих газов через воздухоподогреватель возможно путем перепуска части газов мимо аппарата на выхлоп.

Оптимальный шаг разбивки трубного пучка для аппаратов с поперечным течением теплоносителей установлен на основе большого опыта эксплуатации теплообменников и ограничений на расстояние между трубами.

Оптимальное отношение чисел Рейнольдса r определяет оптимальную скорость наружного теплоносителя в живом сечении трубного пучка w_n и оптимальную компоновку трубного пучка в поперечном и продольном направлении.

Таким образом, для исследуемых аппаратов оптимизируемыми параметрами являются Re_v и r , которые соответствуют значению оптимальных скоростей внутреннего и наружного теплоносителей.

Проведенные в [4] и авторами исследования показали, что минимум удельной цены потребления зависит не от значений C_F и C_N в отдельности, а от их отношения (экономической характеристики (показателя) теплообменника)

$$C = \frac{C_F \cdot 10^3}{C_N}. \quad (7)$$

Использование экономической характеристики C , Вт/м² позволяет обобщить результаты оптимизации для различных случаев комбинации годовых затрат на поверхность и нагнетатели.

Разработанная авторами методика и алгоритм поиска оптимального расхода внутреннего теплоносителя является универсальной при различных местах установки нагнетателей и их видов. Пересчет экономической характеристики C при плотности сред 1000 кг/м³ (т.е. расчетной) к существующей характеристике C' осуществляется таким образом:

$$C' = C \cdot \left(\frac{1}{\rho_{вн}} + \frac{D_v}{\rho_{нн}} \right) \cdot \frac{10^3}{1 + D_v}, \quad (8)$$

где $\rho_{вн}$ и $\rho_{нн}$ – существующие средние плотности в нагнетателях в месте их установки, кг/м³;

D_v – оптимальное отношение мощностей на прокачку теплоносителей с наружной и внутренней стороны [4] при расчетной экономической характеристике C .

Авторами проведен анализ влияния экономической характеристики C на оптимальные расходы охлаждающей воды через воздухоохладитель и газов через воздухоподогреватель (рис. 2).

Промежуточный воздухоохладитель двухступенчатого компрессора ГТУ имеет такие расчетные параметры: расход воздуха – 500 м³/мин (10,04 кг/с); расход циркуляционной воды – 70 кг/с; давление воздуха после КНД – 0,25 МПа; давление циркуляционной воды – 0,8 МПа; температура воздуха после КНД – 130 °С; температура циркуляционной воды после оборотной системы охлаждения – 30 °С.

Воздухоподогреватель ГТУ имеет такие расчетные параметры: расход воздуха – 10,04 кг/с; давление – 0,62 МПа; температура – 165 °С; расход газов – 10,28 кг/с; давление – 0,104 МПа; температура – 400 °С; молекулярная масса – 28,9 кг/кмоль. Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания ГТУ принят равным 5,6.

Для унификации принята одинаковая конструкция воздухоохладителя и воздухоподогревателя. Один ход аппарата состоит из неоребранных труб длиной 1 м с наружным диаметром 28 мм, внутренним диаметром 24 мм, шероховатостью 0,6 мм. Число ходов по воздуху – 4. Шаг разбивки труб в пучке – 40 мм. Количество труб в ряду и число рядов труб по ходу воздуха – 18 шт. Площадь наружной поверхности – 107,7 м². Число элементов (струй) на трубе принято равным 100. Таким образом, общее число элементов в ходу – 1800.

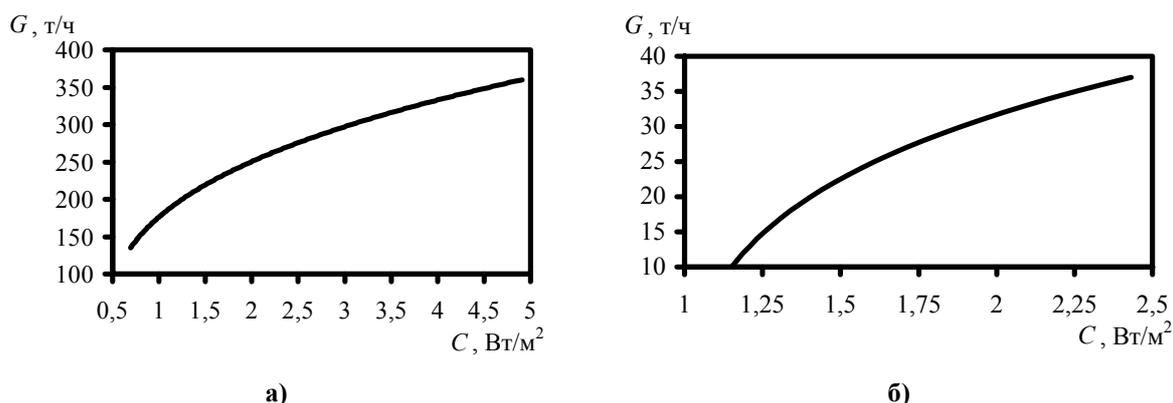


Рис. 2. Оптимальные расходы теплоносителей воды через воздухоохладитель (а) и газов через воздухоподогреватель (б)

Выводы. В результате проведенной оптимизации установлено, что при значении обобщенной экономической характеристики $C = 1,6$ в воздухоподогревателе существует максимум энергетического коэффициента $E = 11,5$ и минимум удельной цены потребления. При известном значении экономической характеристики C оптимальные расходы охлаждающей воды и газов соответствуют минимумам удельной цены потребления. Значения экономической характеристики C для воздухоохладителя и воздухоподогревателя рассчитываются исходя из капитальных затрат в теплообменные аппараты и газотурбинную установку в целом, эксплуатационных расходов. Средние плотности воздуха в нагнетателях определяются с учетом режимов работы и действительных мощностей компрессоров, условий эксплуатации ГТУ. После определения оптимальных параметров из расчета локальных характеристик находятся значения минимальных и максимальных температур стенок поверхности в характерных точках аппаратов, которые влияют на надежность. Созданные методы и средства системного анализа и оптимизации являются базовыми для повышения эффективности всей ГТУ с учетом режимов работы и условий эксплуатации.

Литература

1. Кейс В.М., Лондон В.М. Компактные теплообменники: Пер. с англ. В.Я. Сидорова / Под ред. Ю.В. Петровского. – М.: Энергия, 1967. – 223 с.
2. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухоподогревателе газотурбинной установки // Двигатели внутреннего сгорания. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – № 1. – С. 94-97.
3. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухоохладителях стационарных ГТУ // Двигатели внутреннего сгорания. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 93-97.
4. Калафати Д.Д., Попалов В.В. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 152 с.

© Братута Э.Г., Ганжа А.Н., Марченко Н.А., 2009

УДК 621.438

Е.Н. ИВАНЧЕНКО

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

РАСЧЕТ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ НА ЛОПАТКЕ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДИФИЦИРОВАННОЙ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ СЕБЕСИ-СМИТТА

Представлено результати чисельного дослідження турбулентного прикордонного шару по обводу профілю лопатки газової турбіни, виконане порівняння результатів розрахунку з експериментальними даними. Розрахунки були виконані з використанням модифікованої моделі турбулентності Себеси-Смітта. Була отримана задовільна відповідність розрахункових та експериментальних даних.

The results of numerical investigations of a turbulent boundary layer of a gas turbine blade and comparison with the experimental data are presented. Calculated investigation are executed using the modification of the Cebeci-Smith turbulence models. Numerical results and experimental data are in good agreement

Одной из важнейших задач при проектировании газовых турбин является обеспечение надежности и экономичности работы лопаток турбины, подверженных воздействию высоких температур. На точность расчета температурного состояния лопаток большое влияние оказывает достоверность задания граничных условий теплообмена по профилю лопатки, в частности, коэффициентов теплоотдачи на профиле лопатки газовой турбины.

В основном для задания коэффициентов теплоотдачи используются данные, полученные путем проведения экспериментальных исследований. Но в связи с высокой стоимостью проведения экспериментов они не могут охватить весь спектр проектируемых конфигураций решеток и режимов их работы. Даже частичная замена физического эксперимента вычислительным существенно ускорит и удешевит исследования в направлении поиска оптимального варианта проектируемых конструкций.

В то же время точность математического моделирования должна быть подтверждена путем сравнения полученных результатов с экспериментальными данными.

Распределение локальных коэффициентов теплоотдачи по обводу профиля лопатки во многом определяется режимом течения в пограничном слое. Также большое влияние на параметры теплоотдачи оказывает тот факт, что течение в пограничном слое на лопатке подвержено влиянию продольного градиента давления, переменного как по направлению, так и по величине.

В данной работе для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи на участке обвода профиля лопатки турбины, где наблюдается турбулентный пограничный слой, предлагается использовать модифицированную модель турбулентности Себеси-Смитта, предложенную в [1]. В исходной модели Себеси-Смитта для вычисления длины пути смешения используется постоянное значение константы турбулентности $k = 0,4$. Однако в работе [2] отмечается, что константа турбулентности зависит от градиента давления в пограничном слое и диапазон ее изменения достаточно велик. Особенностью модифицированной модели является использование в расчетах

переменного значения «константы турбулентности» k , зависящего от градиента давления в пограничном слое и определяемого по формуле

$$k_{\text{эф}} = k \sqrt{\frac{\tau}{\tau_w}}, \quad (1)$$

где

$$\frac{\tau}{\tau_w} = 1 + p^+ y^+ + \frac{1}{2} a^+ \left[c_1 + y^+ \left(c_2 (\ln y^+)^2 + c_3 \ln y^+ + c_4 \right) \right]. \quad (2)$$

Здесь $p^+ = \frac{\nu}{\rho \nu_*^3} \frac{dP}{dx}$; $a^+ = \frac{\nu}{\rho \nu_*^3} \frac{d\tau_w}{dx}$; $y^+ = \frac{y \nu_*}{\nu}$; $c_1 = -777,0$; $c_2 = 5,706$; $c_3 = 14,62$; $c_4 = 15,08$.

Эта формула обобщает опытные данные 16 типов равновесных и неравновесных течений и дает погрешность в вычислении $k_{\text{эф}}$ не более $\pm 5\%$ [2]. Значения p^+ и a^+ , используемые в формуле (2), для увеличения точности расчета отыскиваются в итерациях.

Модифицированная модель, так же как и модель турбулентности Себеси-Смитта, является двухслойной. Согласно рекомендациям работы [1], для расчета длины пути смешения в первом слое используется уравнение

$$l^* = ky^* \left[\text{th} \left(\frac{0,012y^*}{k} \right)^{0,5} \right]^2, \quad (3)$$

где l^* – безразмерная длина пути смешения, $l^* = \frac{l \nu_*}{\nu}$; y^* – безразмерная координата,

$y^* = \frac{y \nu_*}{\nu}$. «Константа турбулентности» k определяется по формуле (1).

Во втором (внешнем) слое турбулентная вязкость принимается такой же, как и в модели Себеси-Смитта

$$\nu_{\tau 0} = 0,0168 \delta^* u_i \gamma_k, \quad (4)$$

где δ^* – толщина вытеснения, γ_k – коэффициент перемежаемости Клебанова

$$\gamma_k = \left[1 + 5,5 \cdot \left(\frac{y}{\delta} \right)^6 \right]^{-1}. \quad (5)$$

Переход от уравнения (3) к уравнению (4) осуществляется в точке, где турбулентная вязкость в буферном слое $\nu = l^2 \frac{\partial u}{\partial y}$ (l определяется уравнением (3)) равна турбулентной вязкости во внешней части пограничного слоя $\nu_{\tau 0}$, определяемой уравнением (4).

Для определения толщины слоя вязкого течения использовалось соотношение,

предложенное в [3]:

$$\delta = 1,936 y_{\max} , \quad (6)$$

где y_{\max} , согласно модели Болдвина-Ломакса, является координатой, соответствующей максимальному значению функции F :

$$F(y) = y \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \left[1 - \exp\left(-\frac{y^+}{26}\right) \right] , \quad (7)$$

где $y^+ = \frac{\sqrt{\rho_w \tau_w}}{\mu} y$.

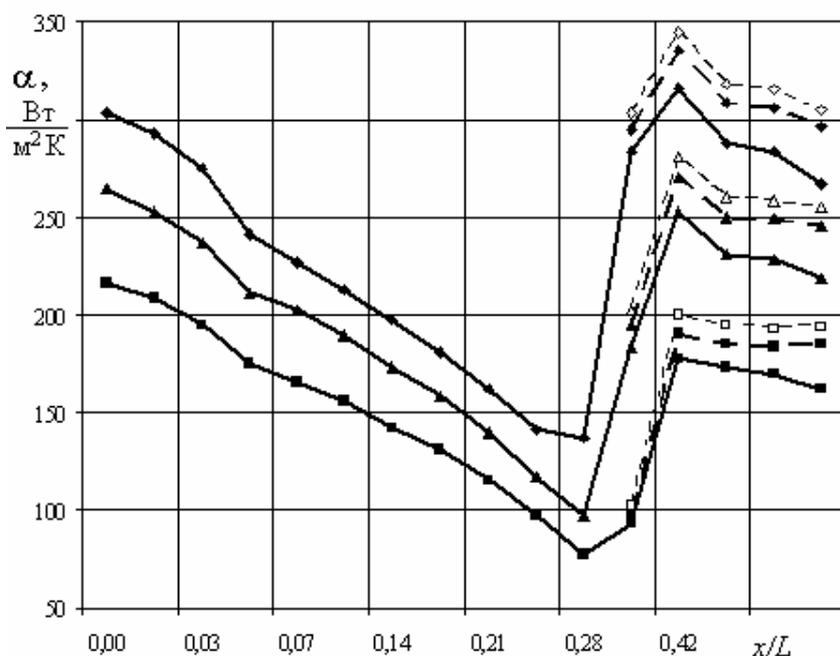
Для расчета в настоящей работе использовалась система дифференциальных уравнений турбулентного пограничного слоя, включающая уравнения движения, неразрывности и энергии, осредненные по времени. Уравнения решались с использованием конечно-разностного метода Плетчера [5], который отличается простотой алгоритма, приемлемой точностью результатов и устойчивостью вычислительных процессов. Необходимые для начала расчета распределения скоростей u и v были получены путем расчета обтекания профиля лопатки в зоне ламинарного и переходного течений.

Для сравнительных расчетов были использованы экспериментальные данные, полученные на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» [4]. В этой работе были исследованы 5 профилей лопаток газовых турбин, а локальные коэффициенты теплоотдачи измерялись в опытах с двумя решетками (активного типа Т-4 и реактивного типа ТС-1А). Опыты были проведены при различных числах Рейнольдса набегающего потока: $1,68 \cdot 10^5$, $2,5 \cdot 10^5$ и $3,32 \cdot 10^5$. Развитый турбулентный пограничный слой наблюдался только на выпуклой стороне профиля ТС-1А на участке, следующем за точкой $X/L = 0,36$ (в опыте с $Re = 1,68 \cdot 10^5$) и на участке, следующем за точкой $X/L = 0,35$ (в опытах с $Re = 2,5 \cdot 10^5$ и $Re = 3,32 \cdot 10^5$).

На рисунке приведено сравнение полученных посредством численного расчета значений коэффициентов теплоотдачи с экспериментальными данными. Результаты хорошо согласуются между собой, что свидетельствует об эффективности предложенной модели расчета турбулентного пограничного слоя на лопатке турбины. Следует отметить, что лучшее соответствие с экспериментом было получено в расчете течения при числе Рейнольдса набегающего потока $3,32 \cdot 10^5$.

На этом же рисунке приведены расчеты, выполненные с использованием стандартной модели турбулентности Себеси-Смитта. Полученные результаты позволяют сделать вывод, что для случая обтекания турбинной лопатки использование модифицированной модели турбулентности, которая учитывает влияние градиента давления в пограничном слое, позволяет увеличить точность расчета коэффициентов теплоотдачи.

В заключении хочется отметить, что проведенная работа показала возможность использования алгебраических моделей турбулентности, отличающихся простотой алгоритма, для расчета параметров турбулентного пограничного слоя на лопатке турбины.



Экспериментальные данные:
 —■— — $Re = 1,68 \cdot 10^5$; —▲— — $Re = 2,5 \cdot 10^5$; —◆— — $Re = 3,32 \cdot 10^5$;
 Результаты расчетов:
 с использованием модифицированной модели турбулентности Себеси-Смитта:
 —■— — $Re = 1,68 \cdot 10^5$; —▲— — $Re = 2,5 \cdot 10^5$; —◆— — $Re = 3,32 \cdot 10^5$;
 с использованием стандартной модели турбулентности Себеси-Смитта:
 —□— — $Re = 1,68 \cdot 10^5$; —△— — $Re = 2,5 \cdot 10^5$; —◇— — $Re = 3,32 \cdot 10^5$

Рис. Распределение коэффициентов теплоотдачи на выпуклой стороне профиля ТС-1А

Литература

1. Капинос В.М. Алгебраические модели турбулентности (Монография) / В.М. Капинос, Е.Н. Иванченко. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 153 с.
2. Galbraith R.A. Mixing Length in the Wall Region of Turbulent Boundary Layers / R.A. Galbraith, S. Sjolander, M.R. Head // The Aeronautical Quarterly. – 1977. – Vol. 28, part 2. – P. 97-110.
3. Baldwin B. Thin-Layer Approximation and Algebraic Model for the Separated Turbulent Flows / B. Baldwin, H. Lomax // AIAA Paper. – 1978. – N. 257. – P. 1-8.
4. Исследовать приемы повышения экономичности ступеней высокого давления паровых турбин большой единичной мощности. Исследование локального и среднего теплообмена в решетках турбинных лопаток в условиях низкотурбулентного потока: Отчет о НИР (промежут.) / ХПИ; Руководитель В.М. Капинос. – № ГР 0182.3027562; Инв. № 02860.0081440. – Харьков, 1982. – 54 с.
5. Плетчер Р.Х. О конечноразностном решении уравнений турбулентного пограничного слоя при течении жидкости с постоянными свойствами // Ракетная техника и космонавтика. – 1969. – Т. 7, № 2. – С. 138-146.

© Иванченко Е.Н., 2009

УДК 621.165

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

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

УЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ЭФФЕКТА В РАСЧЕТАХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РОТОРОВ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Виконаний чисельний аналіз тиску, створюваного в порожнині між диском, що обертається, і статором газової турбіни. Встановлені основні закономірності зміни відцентрового тиску, що генерується порожниною, залежно від витрати. Показана можливість застосування одновимірної моделі для закручування потоку для визначення відцентрового тиску. Відмічена доцільність використання імітаційних моделей для тиску в розрахунках систем охолодження газових турбін.

The flow pattern in a cavity between the revolved disk and stator of gas turbine is numerically studied. The main features of the centrifugal pressure, generated in a cavity, depending on a mass flow rate is fixed. It was shown that 1-D model for the vortex coefficient can be used for the centrifugal pressure prediction. The reasonability of the implementation of the simulation models for the centrifugal pressure in calculations of the gas turbines cooling systems is shown.

Системы охлаждения газовых турбин представляют собой разветвленные гидравлические сети, структурной единицей которых является элементарный канал. В общем случае в канале может происходить как уменьшение полного давления вследствие гидравлического сопротивления, так и рост полного давления вследствие подведенной извне механической энергии. Падение полного давления обычно определяется по зависимости

$$\Delta P^* = P_1^* - P_2^* = \zeta \frac{\rho w^2}{2} = \zeta \frac{G^2}{2\rho F^2} = rG^2, \quad (1)$$

где ζ – коэффициент гидравлического сопротивления, который отражает особенности течения в канале [1], ρ – плотность охладителя, w – среднemasсовая скорость, G – массовый расход, индексы 1 и 2 относятся соответственно к входному и выходному сечениям канала.

Подведение механической энергии к теплоносителю имеет место в системах охлаждения только в случае, если сам канал вращается совместно с ротором или теплоноситель увлекается вращающимися стенками канала. Последний случай относится к полостям, образованными торцевыми стенками дисков и статора. При вращении на частицы жидкости действует центробежная сила, приводящая к дополнительному изменению полного давления H . Обычно это изменение называют центробежным эффектом или напором.

Целью расчета системы охлаждения является определение расходов теплоносителя и его температур во всех ветвях и узлах графа гидравлической сети при условии задания во внешних узлах значений полного давления и полной температуры.

Решение задачи распределения охладителя по каналам разветвленной сети выполняется в нескольких повторяющихся циклах. В цикле нижнего уровня находятся расходы воздуха в каналах при замороженных значениях коэффициентов гидравлического сопротивления и замороженных значениях напоров в элементах сети. Внутренний цикл реализуется путем обхода линейно независимых контуров гидравлической схемы в соответствии с итерационным процессом Андрияшева [2],

реализованном в программном коде ТНА [3]. Не останавливаясь на том, каким образом строятся линейно независимые контуры, отметим, что в любом из контуров должно выполняться условие равенства нулю суммы падений полных давлений на всех его элементах

$$\sum_{j=1}^k (-r_j G_j^2 \text{sign}(G_j) + H_j \text{sign}(H_j)) = 0, \quad (2)$$

где k – число ветвей в контуре, H_j , r_j – соответственно напор и приведенное гидравлическое сопротивление в j -ом элементе контура. Последнее определяется выражением

$$r_j = \frac{\zeta_j}{2\rho_j F_j^2}. \quad (3)$$

Знак расхода $\text{sign}(G_j)$ и знак напора $\text{sign}(H_j)$ в (2) положительный, если направление обхода контура совпадает соответственно с направлением расхода и напора в ветви, и отрицательный – в противоположном случае.

Процесс уточнения расходов воздуха в ветвях происходит от итерации к итерации по следующей схеме

$$G_j^n = G_j^{n-1} + \text{sign}(G_j) \cdot \Delta G^{n-1}. \quad (4)$$

Подставляя (4) в (2) и, пренебрегая малыми величинами квадратов поправок, имеем выражение для коррекции расхода в контуре

$$\Delta G^{n-1} = - \frac{\sum_{j=1}^k (-r_j G_j^{(n-1)^2} \text{sign}(G_j) + H_j^{n-1} \text{sign}(H_j))}{2 \sum_{j=1}^k |r_j G_j^{n-1}|}. \quad (5)$$

В цикле верхнего уровня уточняются гидравлические сопротивления и напоры. Обычно коэффициенты гидравлического сопротивления слабо изменяются от итерации к итерации, что обеспечивает сходимость процесса. В противоположность этому напор может изменяться значительно, что может приводить к раскачке решения. В расчетах систем охлаждения роторов озабоченность в этом смысле вызывает особый тип каналов, образованных торцевыми поверхностями диска ротора турбины и статором. Течения в таких полостях отличается вихревым трехмерным характером. Вместе с тем для расчета расходов воздуха в системах охлаждения ротора необходимо иметь выражение для напора в виде

$$H = H(G). \quad (6)$$

В ряде публикаций [4–6] представлен анализ решения проблемы и показано, что для расчета напорного эффекта необходимо решить обыкновенное дифференциальное уравнение относительно закрутки потока. Несмотря на некоторые отличия в представленных уравнениях, все они в своей основе содержат условие сохранения момента импульса для кольцевого элемента с шириной, равной расстоянию между торцевыми поверхностями диска и статора. Авторы публикаций указывают на приближенность такой модели, что приводит к необходимости применимости ее для расчета систем охлаждения современных высокооборотных газотурбинных двигателей, в которых величина напорного эффекта в большой мере определяет поведение системы охлаждения ротора.

Проведенный нами анализ показал, что математическая модель, представленная в работе [4] с достаточной точностью позволяет найти приращение давления в случае

движения охладителя от центра к периферии. Содержание модели заключается в нахождении распределения закрутки потока в полости путем решения уравнения

$$\frac{d}{dx}(\beta \cdot x^2) = Ax^{3,6}[(1-\beta)^{1,2} - 1,715\beta^{1,8}], \quad (7)$$

где $x = r/r_1$, $\beta = \frac{w_r}{w_\phi} = \frac{\omega r}{w_\phi}$ – закрутка потока, $Re_\omega = \frac{\omega \cdot r_2^2}{\nu}$, $K_v = \frac{2\pi r_2^2 s \rho \omega}{G_r}$ –

кинематический фактор, $A = 0,0274K_v \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^{2,6} \left(\frac{r_2}{s}\right) Re_\omega^{-0,2}$, ω – угловая скорость

вращения, w_r , w_ϕ – средние радиальная и тангенциальная компоненты скорости на текущем радиусе, s – расстояние между диском и статором, r_1 , r_2 – соответственно радиусы подачи охладителя и выхода охладителя в проточную часть турбины (меньший и больший радиусы полости).

Рост статического давления за счет массовых сил при вращении теплоносителя находится интегрированием с учетом КПД кольцевого диффузора η

$$\frac{P_2 - P_1}{0,5\rho\omega^2 r_2^2} = \frac{2}{x_2^2} \int_{x_1}^{x_2} \beta^2 x dx + \eta \left[\frac{w_{r_1}^2}{(\omega r_1)^2} - \frac{w_{r_2}^2}{(\omega r_2)^2} \right]. \quad (8)$$

При центробежном движении охладителя интегрирование (7) выполняется в направлении от центра к периферии, т.е. от x_1 до x_2 . В этом случае при задании начальной закрутки при x_1 в диапазоне от 0 до 1 величина закрутки на любом радиусе не превышает единицы и интегрирование не представляет проблем. При центростремительном движении среды закрутка потока может превышать единицу и выражение (7) перестает быть справедливым. В этом случае, как показал анализ, уравнение должно быть приведено к виду

$$\frac{d}{dx}(\beta \cdot x^2) = Ax^{3,6}[1,674(\beta - 1)^{1,8} - 1,715\beta^{1,8}]. \quad (9)$$

Создаваемый напор в придисковой полости, исходя из анализа упрощенной модели, зависит от ряда факторов и не может быть сведен в общем случае к виду (6). Поэтому одним из способов использования модели (7)–(9) в цикле нижнего уровня (5) заключается в создании перед обращением к циклу имитационных моделей вида (6) для всех придисковых полостей в системе охлаждения. Тогда во внутреннем цикле исключается многократное интегрирование и процесс, как показал дальнейший опыт, сходится быстрее. Если использовать (6), то уточнение расхода в ветвях независимого контура определяется выражением

$$\Delta G^{n-1} = - \frac{\sum_{j=1}^k \left(-r_j G_j^{(n-1)^2} \text{sign}(G_j) + H_j^{n-1} \text{sign}(H_j) \right)}{2 \sum_{j=1}^k \left| \left(r_j - \frac{dH}{dG} \right) G_j^{n-1} \right|}. \quad (10)$$

Для того чтобы определить возможность создания простых дифференцируемых имитационных моделей был выполнен численный анализ течения в придисковых полостях ряда конфигураций и установлены наиболее существенные факторы, определяющие центробежный эффект. Одновременно с этим проводилось сопоставление напора, полученного численным моделированием с рассчитанным напором по модели (7)–(9).

Численный анализ был выполнен с помощью CFD кода FLUENT в осесимметричной постановке с учетом вращения (авторы благодарят фирмы ANSYS и ProcessFlow за предоставленную возможность использования программы).

В системах охлаждения роторов газовых турбин воздух подается во внутренние полости ротора прежде всего с целью предотвращения доступа газа. Иногда воздух, движущийся в радиальном направлении к ободу диска, используется для питания системы охлаждения лопатки. Однако, как в первом, так и во втором случае расход воздуха, выходящий через уплотнение, стремятся сделать минимально возможным. Обеспечение минимально возможного расхода при условии запираания придисковой полости представляет собой взаимосвязанную задачу аэродинамики уплотнения и полости. Для упрощения анализа в данной работе аэродинамика полости изучалась отдельно от уплотнения. Для этого выбирался такой зазор уплотнения, который обеспечивал однонаправленное движение воздуха при центробежном и газа при центростремительном направлениях движения.

Формы придисковых полостей в конструкциях различных газовых турбин значительно отличаются. Достаточно редко можно увидеть придисковую полость, образованную плоскими торцевыми поверхностями диска и статора, закрытую цилиндрическими поверхностями на внутреннем и наружном радиусах. Поэтому в настоящей работе представлены результаты как простых по форме полостей, так и полостей с некоторыми усложняющими течение элементами.

На первом этапе была рассмотрена некоторая идеализированная полость с размерами $r_1 = 0,1$ м, $r_2 = 0,3$ м (рис. 1). Ширина полости варьировалась в пределах от 0,01 до 0,1 м. Направление подачи воздуха в полость и скоростью вращения также изменялись в процессе исследования. Среднее давление в полости было задано равным 2,0 МПа, а температура подаваемого воздуха – 450 °С. Плотность воздуха в полости во всех расчетах принималась постоянной и равной $9,77$ кг/м³ в соответствии с температурой и давлением. Во всех представленных вариантах в полость поступал незакрученный поток воздуха.

Математическая модель (7)–(9) не учитывает такие факторы, как направление подачи воздуха в полость, расположение уплотнения (вблизи статора или ротора) и т.д. В связи с этим были рассмотрены четыре варианта задания граничных условий в полости. В вариантах **(a)** и **(b)** диск располагался слева и накопленный пограничный слой на диске поступал непосредственно с диска в уплотнение. В варианте **(c)** диск находился справа. При этом воздух, поступающий в полость, ударялся о диск и совместно с пограничным слоем двигался вдоль радиуса до цилиндрической поверхности статора. В отличие от варианта **(c)** в варианте **(d)** цилиндрическая поверхность на внешнем радиусе вращалась совместно с диском.

Численный анализ показал, что направление подачи воздуха практически не оказывало влияние на напор, создаваемый в полости, несмотря на то, что на малых радиусах характер течения существенно отличается (рис. 2). В варианте **(b)** вихрь занимал 1/3 полости, но его энергия была невелика. Поэтому практически не наблюдалось какое-либо заметное изменение закрутки потока по сравнению со случаем подачи воздуха на диск. Существенные отличия в создаваемом напоре имелись в вариантах **(c)** и **(d)**. Закрученный воздух в варианте **(c)**, проходя по цилиндрической поверхности, увеличивал закрутку потока на внешнем радиусе, вследствие чего наблюдалось увеличение напора приблизительно на 50 %. При вращении цилиндрической поверхности в варианте **(d)** рост напора оказывался еще больше. Несмотря на заметные отличия в характере течения одномерная модель (7)–(9) достаточно точно описывала изменение статического давления вдоль радиуса полости. Так кривая **(e)**,

определяющая напор в соответствии с моделью, с погрешностью 10 % приближалась к кривым (a) и (b) вдоль всей полости. Для вариантов (c) и (d) модель имела ту же погрешность для большей части полости за исключением короткого участка вблизи внешнего радиуса, где погрешность достигала 50–70 % (рис. 3).

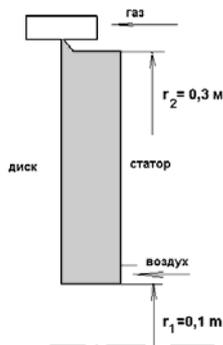


Рис. 1 Придисковая полость. Ширина полости 0,05 м

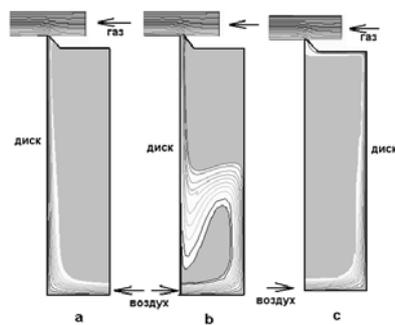
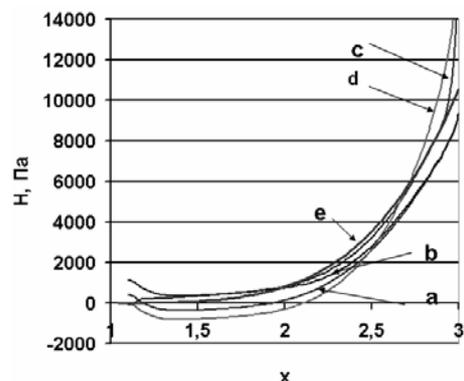
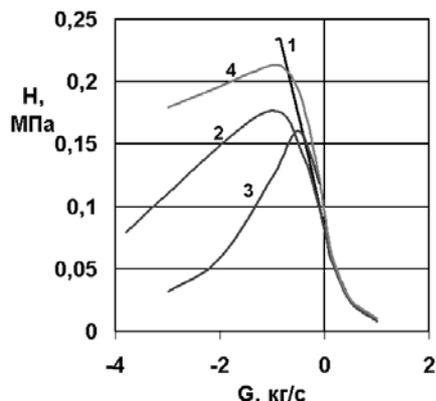


Рис. 2. Варианты подачи воздуха в полость и положения диска. Скорость вращения диска 10000 об/мин, расход воздуха – 1 кг



Варианты a, b, c соответствуют рис. 2, вариант d – цилиндрическая поверхность на внешнем радиусе вращается со скоростью вращения диска, e – расчет напора по уравнениям (7)–(9)
Рис. 3. Изменение напора вдоль безразмерного радиуса в полости



1 – начальная закрутка при центробежном движении $\beta_1 = 0$, центростремительном – $\beta_2 = 0,18$ (CFD анализ); 2 – $\beta_1 = 0$, $\beta_2 = 0$ (CFD анализ); 3 – расчет по (7)–(9), $\beta_1 = 0$, $\beta_2 = 0$; 4 – расчет по (7)–(9), $\beta_1 = 0$, $\beta_2 = 0,18$

Рис. 4. Изменение напора, создаваемого полостью в зависимости от расхода

Проведенный анализ позволил сделать вывод о том, что модель (7)–(9) адекватно отражает напор в придисковой полости при центробежном движении воздуха, если воздух попадает в уплотнение непосредственно с диска без изменения направления движения. Если воздух перед выходом в проточную часть турбины движется в осевом направлении вдоль цилиндрической поверхности статора или ротора, то напор в этой части полости заметно возрастает. Отсюда следует, что осевой размер цилиндрической части полости заметно влияет на результирующий напор в полости. Поэтому одномерная математическая модель должна быть развита на случай осевого движения закрученного потока на внешнем радиусе. Расчеты показывают, что в первом приближении влияние цилиндрической части полости может быть учтено увеличением внешнего радиуса на 0,2–0,25 от ширины полости.

На следующем этапе была оценена возможность создания напорной характеристики (6). В качестве основы был выбран вариант (a) с начальной

закруткой при движении воздуха от центра к периферии равной нулю. При движении газа в обратном направлении закрутка варьировалась в пределах 0–0,18. Плотность среды, как ранее, для упрощения анализа задавалась постоянной. Было выполнено CFD моделирование для расхода воздуха 0–1 кг/с и газа – 0–3,7 кг/с. Установлено, что напор

во всех ситуациях уменьшается с увеличением расхода при движении среды от центра к периферии (рис. 4), а при обратном движении, т.е. при поступлении газа в полость напор значительно увеличивается. С увеличением начальной закрутки кривая изменения напора становится более крутой. При некотором критическом значении расхода пограничный слой, сформированный на диске, отбрасывается поступающим в полость газом, и напор резко снижается с ростом расхода газа. Таким образом, отмечен важный факт, что кривая напора (6) имеет максимум в области отрицательных расходов, т.е. один и тот же напор может иметь место при различных расходах газа. В реальных условиях это должно привести к периодическим пульсациям расхода. Этот факт также не позволяет добиться устойчивой сходимости решения (10) при расчете систем охлаждения в случае, если напор в полости имеет значения близкие к максимальному напору.

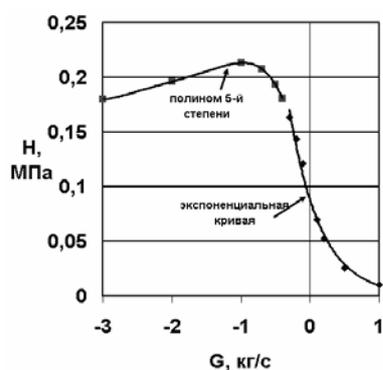


Рис. 5. Имитационная кривая напора в придисковой полости. Точки расчет по (7) – (9), $\beta_1 = 0, \beta_2 = 0$

Расчет по уравнениям (7)–(9) качественно отражает основные изменения напора в зависимости от расхода. В области положительных и небольших отрицательных значений расхода расчет характеризуется небольшой погрешностью. В области отрицательных значений расхода вблизи максимума напора погрешность возрастает, что свидетельствует о необходимости учета дополнительных факторов.

Учитывая сложный характер изменения напора становится очевидным, что построение единой имитационной кривой не возможно. Достаточно хорошо вогнутая часть кривой аппроксимируется экспоненциальной функцией. В области максимума может быть использована полиномиальная интерполяция (рис. 5).

Литература

1. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Издание 3-е переработанное и дополненное под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
2. *Абрамов Ф.А.* Расчет вентиляционных сетей шахт и рудников / Ф.А. Абрамов, Р.Б. Тянь, В.Я. Потемкин. – М.: Недра, 1978. – 234 с.
3. *Тарасов А.И., Долгов А.И.* ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) // Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.
4. *Швец И.Т.* Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – Киев: Наукова думка, 1974. – 488 с.
5. *Цаплин М.И.* Течение среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной ограничивающей стенкой // ИФЖ. – 1974. – Т. 26, № 4. – С. 611-617.
6. *Локай В.И.* Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов / В.И. Локай, М.Н. Бодунов, В.В. Жуйков, А.В. Щукин. – М.: Машиностроение, 1985. – 216 с.

УДК 536.246

О.А. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук, И.А. МИХАЙЛОВА

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НА ПРИМЕРЕ МОДЕЛИ ДВУХФАЗНОГО
ПЕРЕНОСА В ПОРИСТОЙ СРЕДЕ**

Представлено можливість математичного та чисельного моделювання теплофізичних процесів на прикладі двофазного переносу теплоти в пористому середовищі. Виконано зіставлення результатів експерименту з результатами чисельного рішення на ЕОМ. Показано, що запропонована математична модель двофазного теплообміну достатньо точно співпадає з фізичною моделлю.

Possibility of the mathematical and numerical modeling of the thermo physical processes on the example of two-phase heat exchange in a porous environment is presented. Comparison of the experiment with numerical modeling is executed. It was shown the mathematical model of the two-phase heat exchange is adequate to physical model.

Математическое и численное моделирование дает возможность исследовать различного рода физические процессы в тех случаях, когда эксперимент в реальных условиях провести невозможно или нецелесообразно. Одним из примеров численного эксперимента может служить исследование процессов тепло- и массообмена в пористой среде, насыщенной двухфазной жидкостью, выполненное в [1]. Для рассматриваемых теплофизических процессов выбрана математическая модель, достаточно точно их описывающая, разработан метод численной реализации и создан программный комплекс, дающий возможность вводить исходные данные и получать результаты как численные, так и графические.

Традиционно к проблеме двухфазного течения в пористой среде подходили с позиций так называемой модели независимого движения фаз, которая основана на единообразной постановке. В этой модели газовая и жидкостная фазы рассматриваются как отдельные жидкости с индивидуальными термодинамическими и транспортными свойствами и различными скоростями течения. Другим подходом является моделирование двухфазной среды в целом, что позволяет уменьшить число разрешающих уравнений сохранения и энергии [2, 3]. Такая двухфазная смешанная модель и выбрана для описания процессов в пористом резервуаре в предложенном исследовании.

Основополагающая идея модели основана на представлении о существовании области в пористом теле, занятом как паром, так и жидкостью. Это положение подтверждается экспериментами и объясняется очевидным фактом наличия размытой двухфазной зоны при вытеснении смачивающей поверхность пор жидкостью не смачивающую. Если первоначально в пористом теле присутствовал только пар, то при контакте поверхности пористого тела со смачивающей жидкой фазой происходит постепенное вытеснение пара. В случае переохлажденной жидкости происходит конденсация пара, и жидкость продвигается в глубь пористого тела. Если выход пара ограничен непроницаемой твердой стенкой с противоположной стороны по отношению к входному сечению и к этой поверхности приложен тепловой поток, то происходит

вскипание жидкости, достигшей стенки. Таким образом, устанавливается равенство массовых скоростей жидкой и паровой фаз

$$\rho_l \mathbf{u}_l = -\rho_v \mathbf{u}_v. \quad (1)$$

При этом передаваемый тепловой поток равен

$$q = r\rho_l \mathbf{u}_l = -r\rho_v \mathbf{u}_v, \quad (2)$$

где r – теплота парообразования.

Механизм вытеснения газа из пористого тела жидкостью представляет собой актуальную задачу теории тепловых труб, фильтрации, осушении и обводнении грунтов и т.д. Точное решение этой проблемы, по всей видимости, невозможно в связи с разнообразием форм пористых материалов и свойств сред.

Двухфазная смешанная модель включает в себя уравнения сохранения массы, импульса и энергии, а также граничные и начальные условия. Все физические свойства многофазной смеси являются следствием свойств ее составляющих, поэтому для построения уравнений сохранения определены несколько усредненных свойств смеси.

При этом взаимное перемещение пара и жидкости определяется капиллярным давлением

$$p_c = \left(\frac{\varepsilon}{K} \right)^{1/2} \sigma J(s), \quad (3)$$

величина которого связывается посредством функции Лаверетта $J(s)$ с насыщенностью пористого материала жидкостью s . В (3) ε – объемная пористость, σ – поверхностное натяжение, K – проницаемость.

Опуская преобразования, отметим, что в конечном итоге процесс передачи теплоты с помощью взаимного перемещения фаз теплоносителя описывается уравнением относительно относительной энтальпии H :

$$\Omega \frac{\partial H}{\partial t} = \nabla \cdot \left(\frac{\Gamma_h}{\rho} \nabla H \right), \quad (4)$$

где

$$\Omega = \varepsilon + \rho_s c_s (1 - \varepsilon) \frac{dT}{dH}, \quad (5)$$

$$\frac{\Gamma_h}{\rho} = D + k_{eff} \frac{dT}{dH}. \quad (6)$$

Здесь dT/dH – производная от температуры по энтальпии смеси; k_{eff} – эффективная теплопроводность пористого материала; D – коэффициент капиллярной диффузии, который отражает взаимное перемещение фаз и зависит от локальных значений капиллярного напора и подвижности фаз.

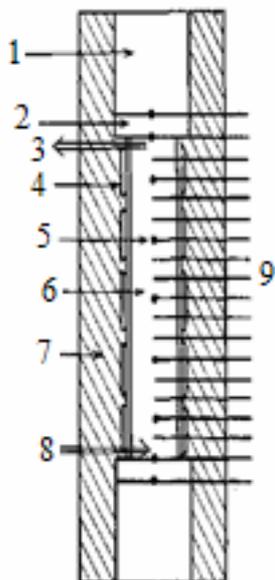
Уравнения (4)–(6) справедливы как для двухфазной области, так и в области пара или жидкости. В двухфазной области предполагается, что передача энергии

происходит только за счет диффузии, а теплообмен между скелетом пористого тела и теплоносителем отсутствует.

Численная реализация для течения и теплообмена в пористой среде в соответствии с моделью двухфазной среды выполнена методом конечных элементов в двумерной постановке.

Для доказательства справедливости модели и точности разработанных алгоритмов и программы, было проведено сопоставление результатов расчета с экспериментом, проведенным Юделлом [4].

Юделл провел эксперимент по исследованию тепло- и массообмена в системе песок – вода – пар, обогреваемой сверху и охлаждаемой снизу. В эксперименте использовалась трубка из стекловолокна длиной 25,4 см и внутренним диаметром 5,4 см, в которую помещался песок с размерами песчинок 65–100 меш (рис. 1).



- 1 – медный блок с нагревателем; 2 – эталон;
3 – выход пара; 4 – нагревательные ленты;
5 – нихромовая спираль; 6 – песчаный слой;
7 – изоляция; 8 – вход жидкости; 9 – термопары

Рис. 1. Экспериментальная установка

Сопоставление экспериментальных данных и результатов численного решения дало практически точное совпадение. Температурный профиль, полученный в результате численного решения, представлен на рис. 2б, где также показано существование зоны жидкости, зоны пара и двухфазной изотермичной зоны с температурой насыщения 100 °С.

Из законов сохранения энергии и массы следует, что в этой изотермической зоне существует направленный снизу вверх поток массы жидкой фазы, обусловленный разностью капиллярных давлений. Тепловой поток в верхней части этой зоны идет на испарение воды, в результате которого создается встречный поток пара. Течение пара возможно благодаря наличию небольшого градиента давления. Тепло, выделяемое при конденсации пара в нижней части этой зоны, уравнивает тепловой поток к заполненной жидкостью нижней зоне. Таким образом, равные между собой массовые потоки жидкости и движущегося вниз пара, выражаются как отношение теплового

В результате проведения эксперимента установлено, что в стационарных условиях в системе имеются три различные области (рис. 2а). Температура верхней области превышает температуру насыщения и линейно изменяется по мере удаления от источника теплоты. В нижней области, где согласно измерениям, температура ниже температуры насыщения, профиль температуры тоже линеен. Эти результаты свидетельствуют о преобладании механизма теплопроводности. Область между верхней и нижней зонами теплопроводности почти изотермична и с точностью 1 °С находится вблизи температуры насыщения. Здесь преобладающим механизмом теплоотдачи является конвекция.

потока к теплоте испарения. Описанный теплообмен аналогичен хорошо известному теплообмену в тепловых трубах.

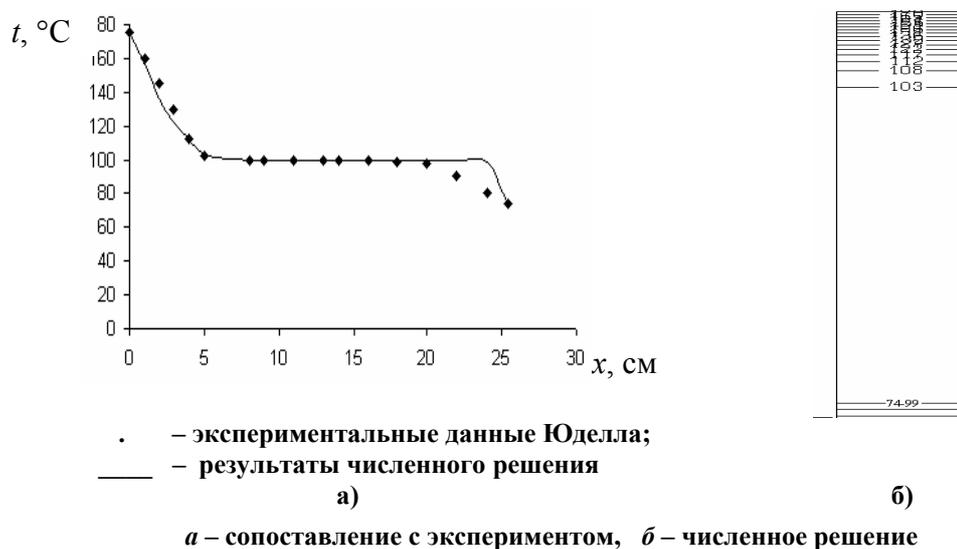


Рис. 2. Профиль температуры для песка, насыщенного водой (пористость 0,38, тепловой поток 1510 Вт/м²)

Из проведенного сопоставления результатов численного эксперимента с реальным, можно утверждать, что выбранная математическая модель хорошо согласуется с физической моделью двухфазного теплообмена, предложенной в эксперименте Юделлом. Разработанный расчетный метод и программа на ЭВМ позволяет исследовать процессы кипения и конденсации различных теплоносителей в пористой среде, изучать влияние на процессы двухфазного переноса выбора материала пористой среды, исследовать влияние таких характеристик пористого тела, как проницаемость и пористость.

Литература

1. Литвиненко О.А. Совершенствование систем охлаждения лопаток газовых турбин на основе применения жидкометаллических теплоносителей: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.16. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. –144 с.
2. Wang Chao-Yang A two-phase mixture model of liquid-gas flow and heat transfer in capillary porous media – I. Formulation / Chao-Yang Wang, C. Beckermann // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1993. – Vol. 36, No.11. – P. 2747-2758.
3. Wang Chao-Yang Numerical Study of boiling and natural convection in capillary porous media using the two-phase mixture model / Chao-Yang Wang, C. Beckermann // Numerical Heat Transfer. – 1994. – Part A, 26. – P. 375-398.
4. Юделл К.С. Исследование теплообмена при испарении и конденсации жидкости в обогреваемой сверху пористой среде с учетом капиллярных эффектов // Теплопередача. – 1983. – Т. 105, № 3. – С. 63-70.

УДК 621.18 : 533.36

В.Е. МИХАЙЛОВ, канд. техн. наук, А.А. СТРАШНИКОВ, инженер,
Т.В. СЕВАСТЬЯНОВА, инженер

ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ»),
г. Санкт-Петербург, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДУХОЗАБОРНОГО ТРАКТА ГТЭ-110 ИВАНОВСКОЙ ГРЭС В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ FLOWVISION

Показані можливості використання програмного комплексу FlowVision для моделювання повітряно забірною тракту ГТЕ-110 Івановської ДРЕС. Розроблена модель призначена для імітації роботи повітряно забірною тракту від КПОУ до входу у равлик компресора з метою визначення втрат повного тиску та їх порівняння з результатами експерименту, а також розрахунку рівномірності поля швидкостей на вході до компресора.

Possibilities of use of program complex FlowVision for modelling intake duct GTE-110 Ivanovo power station are shown. The created model is used for imitation of work intake duct from filter house to a snail of compressor. There was made the analysis of losses a total pressure and their comparison with results of experiment, and also calculation of uniformity velocities field in the compressor.

В энергетических ГТУ открытого цикла в качестве рабочего тела используется атмосферный воздух, поэтому в конструкции таких ГТУ принимаются специальные меры по очистке воздуха от пыли и других загрязнений, а также по снижению уровня шума. Очистка циклового воздуха от естественной и промышленной пыли и загрязнений защищает воздушный тракт от эрозии и коррозии [1].

Воздухозаборный тракт (ВЗТ) – это многофункциональное устройство, которое состоит из комплексного воздухоочистительного устройства (КВОУ), воздухопроводов, блока шумоглушения, байпасных клапанов (рис. 1).

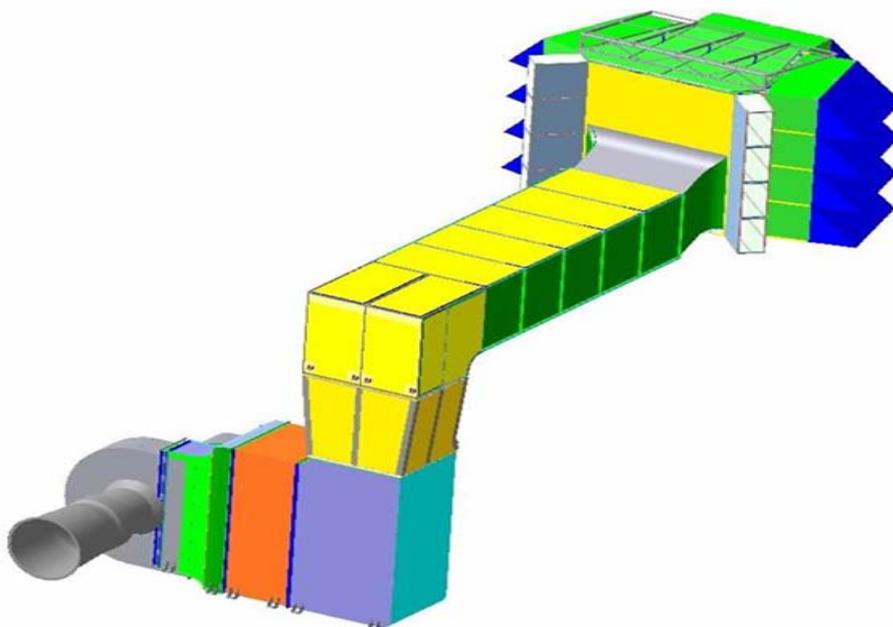


Рис. 1. Модель воздухозаборного тракта ГТЭ-110 для Ивановской ГРЭС

Эффективность и надежность работы воздухозаборного тракта существенно зависят от его компоновки и конструктивного исполнения. Неоптимальные решения по компоновке увеличивают потери полного давления, что приводит к снижению мощности ГТУ. Причем, увеличение потерь полного давления в воздухозаборном тракте на 50 Па ведет к снижению мощности установки на 0,1 % (отн.) и уменьшению КПД на 0,05 % (отн.) [1]. Компоновка и конструкция воздухозаборных трактов ГТУ зависят от многих факторов и в том числе от требований по потерям полного давления ВЗТ. В существующих установках потери полного давления всего воздухозаборного тракта не превосходят 980 Па, а максимально допустимая неравномерность скоростей на входе в улитку компрессора – ± 2 %.

Потери полного давления в воздухозаборном тракте можно разделить на две части:

- потери КВОУ;
- потери части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора.

Потери полного давления КВОУ зависят от степени загрязнения фильтров всасываемой пылью и возрастают на протяжении срока службы. При чистых фильтрах они не превосходят 290 Па.

Потери полного давления в части воздухозаборного тракта от КВОУ до входной улитки компрессора зависят от компоновки и конструкции, не меняются в процессе эксплуатации ГТУ и являются функцией расхода воздуха (режима работы установки). Они не превосходят 490 Па при номинальных условиях.

Становится очевидным, что одна из важных задач в повышении эффективности отдельно ГТУ или ГТУ в составе ПГУ – это создание «идеального» воздухозаборного тракта с минимальными потерями. Итак, воздухозаборный тракт – это тракт, потери полного давления которого стремятся к минимальным значениям, снижающий уровень шума до допустимых значений, не пропускающий пыль, неравномерность поля скоростей в выходном сечении которого не превосходит ± 2 %.

Следовательно, задача проектировщика заключается в отработке части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора с целью минимизации потерь полного давления и выравнивания поля скоростей на входе в компрессор.

Решить поставленную задачу можно с помощью следующих инструментов:

1. Оценочный аэродинамический расчет.
2. Эксперимент.
3. Аэродинамический расчет с помощью численного моделирования в математическом пакете.

Оценочный аэродинамический расчет сложен и трудоемок.

Экспериментальные исследования – это очень дорогостоящий, долгий (примерно полгода на изготовление физической модели и отработку части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора для одной ГТУ) и трудоемкий процесс, дающий результаты с погрешностью 1–1,5 %.

Расчет с помощью численного моделирования – менее дорогостоящий и трудоемкий процесс, требующий небольшого количества времени (2–3 месяца), позволяющий получить достаточно достоверные результаты.

Проведем тестирование программного комплекса FlowVision на вопрос его применимости для расчета воздухозаборных трактов энергетических ГТУ, для чего сравним результаты аэродинамического расчета воздухозаборного тракта ГТЭ-110 с помощью математического моделирования с результатами эксперимента.

Целями аэродинамического расчета с помощью математического моделирования части воздухозаборного тракта ГТЭ-110 от КВОУ до входа в улитку компрессора являлись:

1. Определение потерь полного давления и их сравнение с результатами эксперимента.

2. Расчет равномерности поля скоростей на входе в компрессор.

В качестве программного комплекса для моделирования части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора выбрана версия пакета FlowVision [2] (разработчик ООО «ТЕСИС»). Этот программный комплекс предназначен для моделирования трехмерных течений жидкости и газа в технических и природных объектах, а также визуализации этих течений методами компьютерной графики. Пакет FlowVision основан на конечно-объемном методе решения уравнений гидродинамики и использует прямоугольную адаптивную сетку с локальным измельчением.

В часть воздухозаборного тракта ГТЭ-110 от КВОУ до входа в улитку компрессора поступает воздух при атмосферном давлении 101 325 Па с расходом 297,1 м³/с. Численное моделирование проводилось при номинальных условиях. При решении задачи принимались следующие допущения:

– режим забора воздуха стационарный;

– т.к. температура воздуха практически не изменяется по длине части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора, то она принимается постоянной;

– т.к. плотность воздуха практически не изменяется по длине части воздухозаборного тракта, то принимаем, что воздух – несжимаемая жидкость.

В системе автоматизированного проектирования SolidWorks была создана геометрическая модель части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора (рис. 2). Затем ее импортировали в программный комплекс FlowVision. Далее была задана математическая модель движения воздуха, рассматриваемая как несжимаемая жидкость. Модель несжимаемой жидкости включала в себя: уравнения Навье-Стокса (закон сохранения импульса), неразрывности (закон сохранения массы жидкости) и уравнение SST-модели турбулентности (Shear Stress Transport).

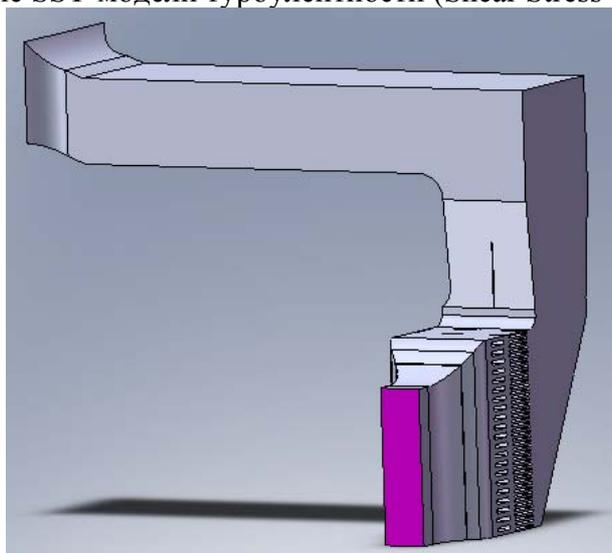


Рис. 2. Геометрическая модель воздухозаборного тракта в SolidWorks

Затем задавали и расставляли граничные условия. На входе в воздухозаборный тракт была задана нормальная скорость, на выходе – тип границы «свободный выход».

После этого генерировалась расчетная сетка. На рис. 3 представлено поле скоростей на входе в улитку компрессора при номинальных условиях (расход воздуха 297,1 м³/с).

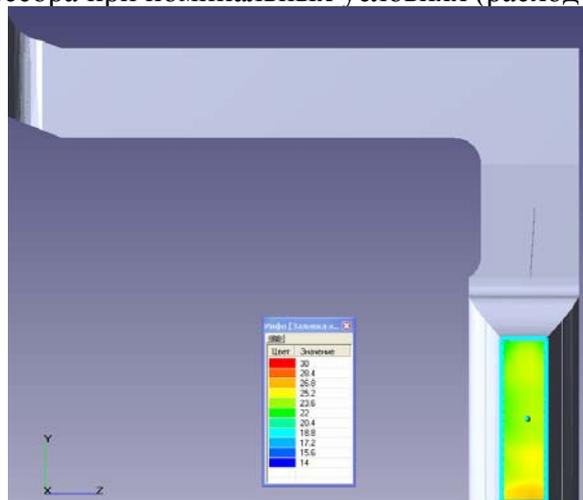


Рис. 3. Поле скоростей на входе в улитку компрессора при номинальных условиях

Из результатов расчета следует, что неравномерность поля скоростей на входе в компрессор не превышает $\pm 2\%$. В результате расчета были получены потери полного давления части воздухозаборного тракта ГТЭ-110 от КВОУ до входа в улитку компрессора, равные 460 Па.

Для экспериментальной отработки аэродинамики воздухозаборного тракта ГТЭ-110 была изготовлена модель из оргстекла с соблюдением полного геометрического подобия в масштабе 1:20. Она была установлена на стенде ОАО «НПО ЦКТИ» и оснащена измерительными приборами. В местах расположения контрольных сечений модели производились измерения статических и динамических давлений в потоке. В результате эксперимента были получены потери полного давления части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора, равные 431 Па [3].

Погрешность расчета с помощью численного моделирования в математическом пакете по сравнению с экспериментом составила 6 %.

На основе полученных результатов можно сделать вывод, что программный комплекс FlowVision позволяет определять потери полного давления и его можно использовать для отработки воздухозаборных трактов энергетических установок с целью поиска путей обеспечения максимально допустимой неравномерности скоростей на входе в улитку компрессора $\pm 2\%$ и минимизации потерь полного давления.

Литература

1. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремизов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учеб. пособие для вузов / Под ред. С.В. Цанева. 2-е изд., стереот. – М.: МЭИ, 2006. – 584 с.: ил.
2. FlowVision. Система моделирования движения жидкости и газа. Версия 2.3.3. Руководство пользователя, 1999-2007.
3. Гудков Э.И. Продувка модели воздухозаборного тракта: отчет / Э.И. Гудков, Л.А. Фельдберг, Ю.С. Калинин. – СПб.: ОАО «НПО ЦКТИ», 2005. – 61 с.

© Михайлов В.Е., Страшников А.А., Севастьянова Т.В., 2009

УДК 612.165; 311.25; 621.039

И.Г. ШЕЛЕПОВ*, канд. техн. наук, М.А. САФРОНИЮК**

*Украинская инженерно-педагогическая академия,
кафедра теплоэнергетических установок ТЭС и АЭС, г. Харьков, Украина

**Филиал Центральное конструкторское бюро «Энергопрогресс»
ООО «Котлотурбопром», г. Харьков, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ КОНДЕНСАТОРОВ В СИСТЕМАХ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Діагностика вакууму в конденсаторах в темпі процесу по виробленню електроенергії – одна з актуальних задач при експлуатації енергоблоків. Авторами показана можливість вдосконалення технічної діагностики поточного вакууму конденсатора, за рахунок уточнення величини термічного опору.

Diagnostics of vacuum in condensers in the course of electric power generation is one of actual tasks during power units maintenance. The possibility of the technical diagnostics perfection of the current vacuum of a condenser due to the more precise definition of the thermal resistance value is proposed.

Расчетные формулы гидравлического сопротивления конденсатора являются эмпирическими и полуэмпирическими. В этом случае наиболее рациональным методом анализа потерь напора является метод численного анализа.

Для упрощения анализа гидравлического сопротивления отнесем трубки конденсатора к одному ходу воды и выразим напор в м вод. столба (м). Тогда

$$H_{\text{констр}} = \frac{c_o \cdot l}{\beta_3} \cdot w^{1,75} + 0,135 \cdot w^{1,5}, \quad (1)$$

$$H_{\text{повер.}} = \lambda_{\text{з.гидр}} \frac{l}{(d_{\text{вн}} - 2 \cdot \delta_{\text{з.и}})} \cdot \frac{(w \pm \Delta w_{\delta})^2}{2g} + 1,5 \cdot \frac{(w \pm \Delta w_{\delta})^2}{2g}. \quad (2)$$

Структурный анализ формулы (1) показывает, что она применима к простому трубопроводу постоянного сечения с установившемся движением жидкости [1, 2]. Определить степень влияния отложений на потерю напора в интервале коэффициента ожидаемого загрязнения $0,85 \leq \beta_3 \leq 1,0$, можно только на границах этого интервала, т.к. внутри интервала закономерность роста отложений в формуле (1) не определена. Если субъективно задать, например, равномерный шаг изменения β_3 внутри интервала, то влияние отложений на изменение напора будет носить гиперболический характер. В теоретической гидравлике принята параболическая зависимость напора от расхода $H = K \cdot W^2$, где K – коэффициент пропорциональности. Обычно для турбулентного течения, выражая скорость через расход, получают зависимость [2]

$$\sum H = \left(\sum \zeta + \lambda_{\text{тр}} \frac{1}{d_{\text{вн}}} \right) \cdot \frac{16 \cdot W^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot d_{\text{вн}}^4}, \quad (3)$$

следовательно

$$K = \left(\sum \zeta + \lambda_{\text{тр}} \frac{1}{d_{\text{вн}}} \right) \cdot \frac{16}{2g \cdot \pi^2 \cdot d_{\text{вн}}^4}, \quad (4)$$

что аналогично формуле (2).

Формула (2) лишена недостатка формулы (1), т.к. определяет потерю напора в зависимости от роста толщины слоя отложений на протяжении всего интервала значений $0 \leq \delta_{3,i} \leq \delta_{3,\text{max}}$.

Интенсификация роста отложений зависит от режима движения потока воды в трубке, которая определяется числом Рейнольдса Re [3]

$$Re = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (5)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубки конденсатора, м.

В общем, виде коэффициент кинематической вязкости воды зависит от температуры t и давления p , т.е. $\nu = f(t, p)$. Для воды давление p сказывается на вязкости при величине $p \geq 20$ МПа [3]. Учитывая, что в трубках конденсатора $p \ll 20$ МПа, для практических расчетов можно принять $\nu = f(t)$. Для воды Пуазейлем была установлена зависимость [3]

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337 \cdot t + 0,000221 \cdot t^2}. \quad (6)$$

Очевидно, что для формулы (5), ν , см²/с в формуле (6) будет равно $10^{-4} \cdot \nu$, м²/с.

Тогда значение числа Рейнольдса по (5), с учетом (6), в общем виде можно выразить зависимостью

$$Re = d_{\text{вн}} \cdot f(w, t), \quad (7)$$

где t – температура воды в трубках конденсатора, °С.

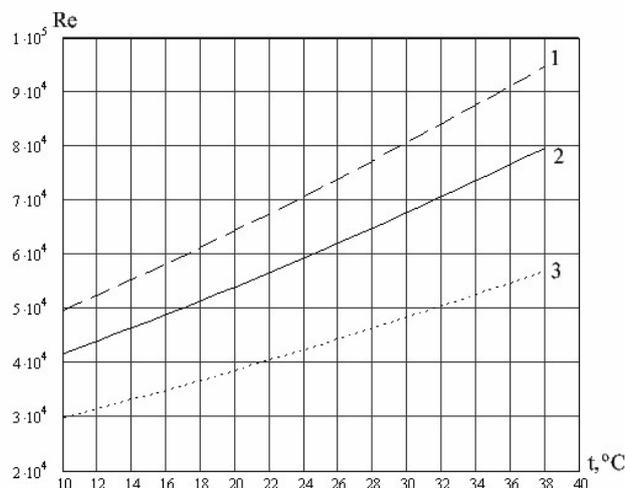
Согласно тепловому расчету конденсатора, $t_{1в} = 15$ °С; $t_{2в} \approx 26$ °С. По данным практики на ЗаАЭС, значения t изменялось в пределах от $t_{\text{min}} = 10$ °С до $t_{\text{max}} = 38$ °С.

Зависимость (7) представлена в графическом виде на рис. 1.

Из теоретической гидравлики известно, что развитое турбулентное движение потока наступает при значении числа Рейнольдса $Re \geq 3 \cdot 10^3$ [4]. Таким образом, движение охлаждающей воды в трубках конденсатора К-33160 является потоком с развитым турбулентным движением. При этом: $Re_{\text{min}} \approx 3 \cdot 10^4$; $Re_{\text{max}} \approx 9,5 \cdot 10^4$.

Несущая способность потока определяется критической скоростью $w_{\text{кр}}$, м/с, при которой твердая частица вещества любой формы будет находиться во взвешенном состоянии. Известно, что частица вещества, имеющая форму шара, обладает большей массой, чем частица любой другой формы, состоящая из этого вещества (кроме катеноида) [4].

Поэтому, для исследования несущей способности потока, выберем частицу в форме шара. Отметим, что коэффициент сопротивления при обтекании у шара – наименьший. Следовательно, результат несущей способности потока, полученный для



1 – $w_{\max} = 2,5$ м/с; 2 – $w_{\text{ном}} = 2,2$ м/с; 3 – $w_{\min} = 1,5$ м/с

Рис. 1. Значение числа Рейнольдса $Re = d_{\text{вн}} \cdot f(w, t)$ при движении воды в трубках конденсатора К-33160

шара, будет подходить к любой частице произвольной формы, имеющей одинаковую с шаром массу. Определить критическую скорость потока для частиц небольшого диаметра (до 10 мм) можно, воспользовавшись формулой, приведенной в [3]

$$w_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{13,08 \cdot 10^{-3} (\gamma_{\text{T}} - \gamma_{\text{В}}) \cdot d_{\text{ш}}}{C_{\text{ш}} \cdot \gamma_{\text{В}}}}, \quad (8)$$

где γ_{T} – удельный вес твердого материала, кг/м³; в качестве материала выберем частицу песка, тогда $\gamma_{\text{T}} = 2050$ кг/м³;

$\gamma_{\text{В}}$ – удельный вес воды, кг/м³; при $t = 20$ °С, $\gamma_{\text{В}} = 998,26$ кг/м³;

$C_{\text{ш}}$ – коэффициент сопротивления шара; при $Re = 4 \cdot 10^5$, $C_{\text{ш}} = 0,09$;

$d_{\text{ш}}$ – диаметр частицы песка, м.

Для наглядности зависимость $w_{\text{кр}} = f(d_{\text{ш}})$ представлена в графическом виде и показана на рис. 2.

Анализируя данные, рассчитанные по формуле (8), можно сделать вывод, что несущей способности потока воды в трубке конденсатора достаточно для того, чтобы транспортировать во взвешенном состоянии не только частицы взвеси, но и частицы песка во всем диапазоне их дисперсного состава (до 2 мм). При этом, критическая скорость потока для частиц песка, диаметром 2 мм, оказывается в три раза меньше минимальной скорости потока воды в трубке.

Образование взвесей, как компонента гетерогенной системы, в природной воде водоемов-охлаждателей определяется содержанием в этих водах кальция, магния и натрия. Из теории лимнологии следует [1], что основными источниками взвесей являются два природных физико-химических процесса:

первый – химический процесс перехода в осадок слабо-растворимых, или нерастворимых солей кальция и магния из гидрокарбонатов, сульфатов и хлоридов;

второй – физико-химическое разрушение и вымывание наиболее распространенных в природе осадочных пород, например, мрамора (CaCO_3),

известняка (CaCO_3), доломита (CaCO_3 , MgCO_3) и др., а также изверженных пород, например, кварцевого песка (SiO_2), гранита.

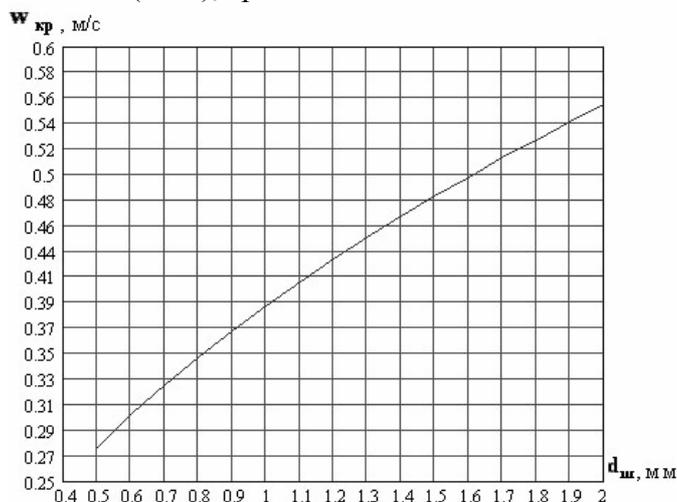


Рис. 2. Критическая скорость потока, $w_{кр} = f(d_{ш})$, позволяющая поддерживать во взвешенном состоянии частицы песка шарообразной формы

Известно [2], что сформировавшиеся таким образом взвеси, представляют собой широкую гамму полидисперсных образований, величина частиц которых колеблется от коллоидных размеров до макрочастиц. По классификации О.О. Алекина [4] большинство крупных и малых рек, а также озер и водохранилищ Украины, как и Европы, относятся к классу гидрокарбонатных вод.

В настоящее время экосистема практически всех водоемов-охладителей крупных ТЭС и всех АЭС Украины динамически оформилась и относится к гидрокарбонатному классу, включающему в себя группу кальция смешанного типа II, или $\text{C}_{II}^{\text{Ca}}$ [3]. Поэтому преобладающим источником взвесей в водоемах-охладителях является выпадающие в осадок карбонаты кальция (CaCO_3) и, частично, кальция и магния (Ca , $\text{Mg}(\text{CO}_3)_2$). Эти процессы изучены и описаны [3]. Кроме того, эти процессы получили убедительное подтверждение практикой в результате многолетних наблюдений (1991–2002 гг.) водно-радио-химической лабораторией (ВРХЛ) ЗаАЭС. По данным ВРХЛ ЗаАЭС химический состав отложений в трубках конденсаторов ЗаАЭС в пересчете на оксиды в среднем составляет, %: $\text{CaO} \approx 50,0$; $\text{MgO} \approx 5,0$; $\text{SiO}_2 \approx 3,0$.

Литература

1. Рабинович. Е.З. Гидравлика. – М.: Недра, 1980. – 300 с.
2. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – М.: НЕДРА, 1982. – 224 с.
3. Сафронюк М.А. Влияние состояния поверхностей теплообмена на вакуум в конденсаторах паровых турбин // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. научн. трудов / Редкол.: Ю.М. Мацевитый (отв. ред.) и др. – Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины. – 2003. – Т. 2. – С. 505-511.
4. Романенко В.Д. Основи гідроекології: підручник. – К.: Обереги, 2001. – 728 с.

© Шелепов И.Г., Сафронюк М.А., 2009

УДК 621.175.57

Э.Г. БРАТУТА, д-р техн. наук, С.В. БОРОВОК, аспирант

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА В КАПЛЕУЛОВИТЕЛЯХ КОНТАКТНЫХ АППАРАТОВ

Розглядається математична модель течії газокраплинного середовища у каплевловлювачах контактних апаратів, як теоретична основа для подальшого підвищення ефективності процесу сепарації.

The mathematical model of current drop moisture environments in dropcatcher contact devices, as a theoretical basis for the further increase efficiency of process separation is considered.

Простота конструкции и малые массогабаритные характеристики контактных теплообменных аппаратов позволили им получить широкое распространение в современной энергетике. В качестве примера таких аппаратов можно назвать вентиляторные градирни, контактные конденсаторы паровых турбин, камеры орошения центральных кондиционеров, скрубберы и т.д.

Во всех вышеперечисленных аппаратах процесс переноса теплоты и массы осуществляется за счет прямого взаимодействия между каплями жидкости и газовой средой. Сложность исследования процессов гидродинамики и теплообмена в дисперсных потоках определяется в основном вероятностной природой формирования структуры межфазных поверхностей и существенным влиянием многообразных частных режимных и геометрических особенностей аппаратов. Математическое моделирование процессов контактного теплообмена позволяет выявить наиболее общие закономерности и на их основании разработать рекомендации по расчету и оптимизации контактных аппаратов.

При использовании контактных аппаратов неизбежен унос капельной влаги за пределы рабочего пространства. Это приводит к необходимости пополнения цикла водой, что связано с дополнительными энергозатратами. Кроме того унос капельной влаги оказывает отрицательное влияние на окружающую среду (унос капель, содержащих в себе химические вещества, засоление почв). Для минимизации уноса капельной влаги в контактных аппаратах применяют каплеуловители.

В настоящей работе рассматривается математическая модель газокрапельного (смесь воздуха и капель воды) течения потока в пространстве жалюзийного каплеуловителя контактного аппарата. Каплеуловители такого типа применяются на современных градирнях, после камер орошения центральных кондиционеров и т.д. Общий вид каплеуловителя представлен на рис. 1.

Сравнительно с течением однофазной среды (течение потока воздуха) в двухфазном течении (поток воздуха и капель жидкости), в уравнение сохранения импульса должны быть введены дополнительные уравнения и уточнены соответствующие исходные данные. При этом необходимо введение в математическую модель объемных долей a_1, a_2, \dots, a_n каждой фазы, а так же описание механизма изменения обмена импульсом между фазами. Объемные доли (или доли объема) представляют пространство, занимаемое каждой фазой, и закон сохранения массы и

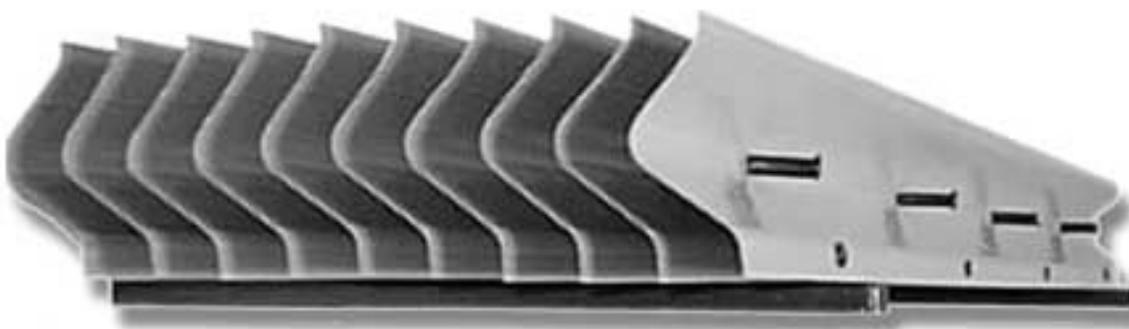


Рис. 1. Жалюзийный каплеуловитель

импульса записывается для каждой фазы индивидуально. Уравнения сохранения могут быть представлены для всех фаз в совокупности при сохранении среднего локального мгновенного баланса для каждой из фаз [1] или с использованием подхода теории смеси [2]. Необходимо отметить, что в представленной работе рассматривается только изотермическое течение потока.

Объемная доля фазы V_ϕ , определяется по формуле

$$V_\phi = \int_V a_\phi dV, \quad (1)$$

где сумма объемных фаз

$$\sum_{\phi=1}^2 a_\phi = 1. \quad (2)$$

Эффективная плотность фазы ϕ

$$\rho_\phi = a_\phi \rho_\phi, \quad (3)$$

где ρ_ϕ – плотность соответствующей фазы (газа и жидкости).

Рассмотрим основные уравнения для решения задачи газокapelного течения.

В виду того, что между каплями и воздухом отсутствует перенос массы, а также на основании того, что рассматривается изотермическое течение, уравнение сохранения массы имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{div} \bar{\mathfrak{G}}_{\text{газа}} &= 0, \\ \operatorname{div} \bar{\mathfrak{G}}_{\text{жидкости}} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $\bar{\mathfrak{G}}$ – скорость переноса массы между фазами.

Уравнение сохранения импульса для фазы ϕ представлено ниже

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (a_\phi \rho_\phi \bar{U}_\phi) + \nabla \cdot (a_\phi \rho_\phi \bar{U}_\phi \bar{U}_\phi) = & -a_\phi \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}}_\phi + a_\phi \rho_\phi \bar{g} + \\ & + a_\phi \rho_\phi (\bar{F}_\phi + \bar{F}_{\text{lift},\phi} + \bar{F}_{\text{vm},\phi}) + K_{\text{гж}} (\bar{U}_{\text{ж}} - \bar{U}_{\text{г}}), \end{aligned} \quad (5)$$

где $\bar{\bar{\tau}}_\phi$ – фазовый тензор напряжения деформации, \bar{g} – ускорение свободного падения (сила тяжести), \bar{F}_ϕ – внешняя массовая сила, $\bar{F}_{\text{lift},\phi}$ – подъемная сила, $\bar{F}_{\text{vm},\phi}$ – «мнимая массовая сила», p – давление, создаваемое обеими фазами, $K_{\text{гж}}$ – коэффициент обмена импульсом.

Подъемная сила, действующая на вторичную фазу ж (жидкость) в основной фазе г (газ, воздух) определяется по следующему выражению [3]

$$F_{lift} = -0,5\rho_r a_{гж} |\vec{U}_r - \vec{U}_ж| \times (\nabla \times \vec{U}_r), \quad (6)$$

где a – коэффициент подъемной силы.

Подъемная сила F_{lift} прибавляется к правой части уравнения импульса для обеих фаз ($F_{lift,газ} = -F_{lift,жидкость}$).

В нашем случае, сила подъема является незначительной по сравнению с силой тяжести. Это связано с тем, что расстояние между частицами жидкости (каплями) достаточно велико по сравнению с их размером. Таким образом, нет смысла включать это дополнительное слагаемое в уравнение сохранения импульса.

Для двухфазного потока возникает «мнимый массовый эффект», который появляется, когда вторичная фаза $ж$ (жидкость, капли) ускоряется относительно основной фазы $г$ (газ, воздух).

Инерционность основной фазовой массы, с которой сталкиваются ускоряемые капли проявляет «мнимую массовую силу» на каплях жидкости [3]

$$F_{vm} = 0,5a_{гж}\rho_r \left(\frac{d_r \vartheta_r}{dt} - \frac{d_ж \vartheta_ж}{dt} \right). \quad (7)$$

Термин $\frac{d_\phi}{dt}$ обозначает фазовую материальную производную по времени в форме

$$\frac{d_\phi(\phi)}{dt} = \frac{\partial(\phi)}{\partial t} + (\vec{\vartheta}_\phi \cdot \nabla)\phi. \quad (8)$$

«Мнимая массовая сила» F_{vm} будет прибавлена к правой стороне уравнения импульса для обеих фаз ($F_{vm,г} = -F_{vm,ж}$).

В нашем случае «мнимый массовый эффект» существенен, так как плотность вторичной фазы (капли жидкости) намного больше, чем плотность основной фазы (воздуха).

Обмен импульсами между фазами основан на величине коэффициента обмена импульсом $K_{гж}$.

Для газожидкостного потока обменный коэффициент может быть написан в следующей общей форме

$$K_{гж} = \frac{a_ж \rho_ж f}{\tau_ж}, \quad (9)$$

где f – функция переноса, $\tau_ж$ – «время релаксации частицы», описывается как

$$\tau_ж = \frac{\rho_ж d_ж^2}{18\mu_ж}, \quad (10)$$

где $d_ж$ – диаметр капель фазы $ж$.

Функция f взаимодействия между фазами включает коэффициент аэродинамического сопротивления (C_D), определяемый относительным числом Рейнольдса (Re). Для определения этой функции использовалась модель Морси и Александра [5]

$$f = \frac{C_D Re}{24}, \quad (11)$$

где

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2}. \quad (12)$$

Коэффициенты a_1, a_2, a_3 в уравнении определяются в зависимости от относительного числа Рейнольдса Re .

Относительное число Рейнольдса для основной фазы $г$ и $ж$ вторичной фазы определяется из

$$Re = \frac{\rho_r |\vec{U}_ж - \vec{U}_г| d_ж}{\mu_{гж}}, \quad (13)$$

где $\mu_{гж} = a_ж \mu_ж + a_г \mu_г$ – вязкость смеси фаз $г$ и $ж$.

Модель Морси и Александра является самой полной, но вычисления с помощью этой модели могут быть менее устойчивыми, чем с другими моделями.

Для описания влияния турбулентных колебаний скоростей и скалярных параметров используются различные типы замыкающих моделей. По сравнению с однофазными потоками, количество переменных, в уравнениях импульса в многофазных течениях является большим, и это создает дополнительные трудности при моделировании турбулентности в многофазных течениях.

В нашем случае, при моделировании течения газожидкостного потока в пространстве каплеуловителя, наиболее эффективным является применение дисперсной модели турбулентности.

Эта модель применяется в тех случаях, когда концентрации жидкой фазы очень мала. В этом случае, межкапельные столкновения незначительны, и основной процесс – это влияние основной фазовой турбулентности.

Для привязки математической модели к конкретной физической задаче в основу модели полагается геометрия канала сепарационного устройства и задаются граничные условия. Модель дискретизируется на конечные элементы, создается расчётная сетка и проводится итерационный расчет каплеуловителя.

Тензор напряжения Рейнольдса для однородной фазы $г$ принимает следующую форму

$$\overline{\overline{\tau}}_r = -\frac{2}{3} (\rho_r k_r + \rho_r \mu_{t,r} \nabla \cdot \vec{U}_r) \overline{\overline{I}} + \rho_r \mu_{t,r} \nabla \cdot \vec{U}_r, \quad (14)$$

где \vec{U}_r – скорость фазы $г$.

Турбулентная вязкость $\mu_{t,r}$

$$\mu_{t,r} = \rho_r C_\mu \frac{k_r^2}{\varepsilon_r} \quad (15)$$

и характеристическое время энергетических турбулентных вихрей определяется как

$$\tau_{t,r} = \frac{3}{2} C_\mu \frac{k_r}{\varepsilon_r}, \quad (16)$$

где ε_r – коэффициент рассеяния и $C_\mu = 0,09$.

Масштаб длины турбулентных вихрей

$$L_{t,r} = \sqrt{\frac{3}{2}} C_\mu \frac{k_r^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon_r}. \quad (17)$$

Ниже приведенные уравнения получены при модифицировании модели турбулентности $k - \varepsilon$

$$\frac{\partial}{\partial t}(a_r \rho_r k_r) + \nabla \cdot (a_r \rho_r \vec{U}_r k_r) = \nabla \cdot \left(a_r \frac{\mu_{t,r}}{\sigma_k} \nabla k_r \right) + a_r G_{k,r} - a_r \rho_r \varepsilon_r + a_r \rho_r \Pi_{kr} \quad (18)$$

и

$$\frac{\partial}{\partial t}(a_r \rho_r \varepsilon_r) + \nabla \cdot (a_r \rho_r \vec{U}_r \varepsilon_r) = \nabla \cdot \left(a_r \frac{\mu_{t,r}}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon_r \right) + a_r \frac{\varepsilon_r}{k_r} (C_{1\varepsilon} G_{k,r} - C_{2\varepsilon} \rho_r \varepsilon_r) + a_r \rho_r \Pi_{\varepsilon r}. \quad (19)$$

Здесь Π_{kr} и $\Pi_{\varepsilon r}$ – влияние дисперсного компонента на однородный компонент ε , и $G_{k,r}$ – изменение турбулентной кинетической энергии. Все другие обозначения имеют то же самое значение как в однофазной модели $k - \varepsilon$.

Значение Π_{kr} может быть получено из уравнения момента для однородной фазы и принимает следующую упрощенную форму

$$\Pi_{kr} = \frac{K_{rjk}}{a_r \rho_r} (k_{rjk} - 2k_r + \vec{U}_{rjk} \cdot \vec{U}_{dr}), \quad (20)$$

где k_{rjk} – ковариация скоростей однородной фазы ε и дисперсной фазы $ж$ (определяется по уравнению (28) приведенному ниже), \vec{U}_{rjk} – относительная скорость, и \vec{U}_{dr} – скорость дрейфа (определяется по уравнению (33) представленному ниже).

$\Pi_{\varepsilon r}$ согласно Elgobashi и др. [7] равно

$$\Pi_{\varepsilon r} = C_{3\varepsilon} \frac{\varepsilon_r}{k_r} \Pi_{kr}, \quad (21)$$

где $C_{3\varepsilon} = 1,2$.

Рассматривая турбулентность в дисперсной фазе, необходимо рассматривать время и масштабы турбулентности, которые характеризуют перемещение, и используются, чтобы оценить дисперсионные коэффициенты, функции корреляции, и турбулентную кинетическую энергию дисперсной фазы.

Характеристическое время релаксации частицы, связанное с инерционными эффектами, действующими на дисперсную фазу $ж$ определяют как

$$\tau_{F,rjk} = a_{jk} \rho_{jk} K_{rjk}^{-1} \left(\frac{\rho_{jk}}{\rho_{jk}} + C_V \right). \quad (22)$$

Интегральный масштаб времени, вычисленный по траекториям частицы, главным образом воздействует на результирующие траектории пересечения [8], определяется как

$$\tau_{t,rjk} = \frac{\tau_{F,rjk}}{\sqrt{(1 + C_\beta \xi^2)}}, \quad (23)$$

где

$$\xi = \frac{|\vec{U}_{rjk}| \tau_{t,r}}{L_{t,r}}, \quad (24)$$

$$C_\beta = 1,8 - 1,35 \cos^2 \theta, \quad (25)$$

где θ – угол между средней скоростью частицы и средней относительной скоростью.

Отношение между этими двумя характеристическими временами записывается как

$$\eta_{гж} = \frac{\tau_{t,гж}}{\tau_{F,гж}}. \quad (26)$$

По Симонину [9], определяем значения турбулентности для дисперсной фазы ж следующим образом:

$$k_{ж} = k_{г} \left(\frac{b^2 + \eta_{гж}}{1 + \eta_{гж}} \right); \quad (27)$$

$$k_{гж} = 2k_{г} \left(\frac{b + \eta_{гж}}{1 + \eta_{гж}} \right); \quad (28)$$

$$D_{t,гж} = \frac{1}{3} k_{гж} \tau_{t,гж}; \quad (29)$$

$$D_{ж} = D_{t,гж} + \left(\frac{2}{3} k_{ж} - b \frac{1}{3} k_{гж} \right) \tau_{F,гж}; \quad (30)$$

$$b = (1 + C_V) \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{г}} + C_V \right)^{-1}, \quad (31)$$

где $C_V = 0,5$ – прибавочный массовый коэффициент.

Значение турбулентного переноса для многофазных течений ($K_{гж}(\bar{U}_{ж} - \bar{U}_{г})$) в уравнении (5)) смоделировано следующим образом, для дисперсной фазы ж и однородной фазы г

$$K_{гж}(\bar{U}_{ж} - \bar{U}_{г}) = K_{гж}(\bar{U}_{ж} - \bar{U}_{г}) - K_{гж} \bar{U}_{dr}. \quad (32)$$

Вторая составляющая в правой части уравнения содержит скорость дрейфа

$$\bar{U}_{dr} = - \left(\frac{D_{ж}}{\sigma_{гж} a_{ж}} \nabla a_{ж} - \frac{D_{г}}{\sigma_{гж} a_{г}} \nabla a_{г} \right). \quad (33)$$

Здесь $D_{ж}$ и $D_{г}$ – коэффициент диффузии, и $\sigma_{гж}$ – число турбулентности Шмидта. Используя теорию Tchen [6] в многофазных течениях будем считать, что $D_{ж} = D_{г} = D_{t,гж}$ и значение $\sigma_{гж} = 0,67$.

Для апробации рассмотренной математической модели был реализован некий частный случай, когда массообменом между газом и капельной средой можно пренебречь. В этом случае для конструкции каплеуловителя показанного на рис. 1 получены первые результаты, касающиеся кинематики движения взаимодействия сред в каплеотделителе.

По рис. 2 видно характерное увеличение концентрации капельной среды вызванное как турбулентным воздействием, так и центробежными силами, возникающими при повороте среды в каналах каплеотделителя.

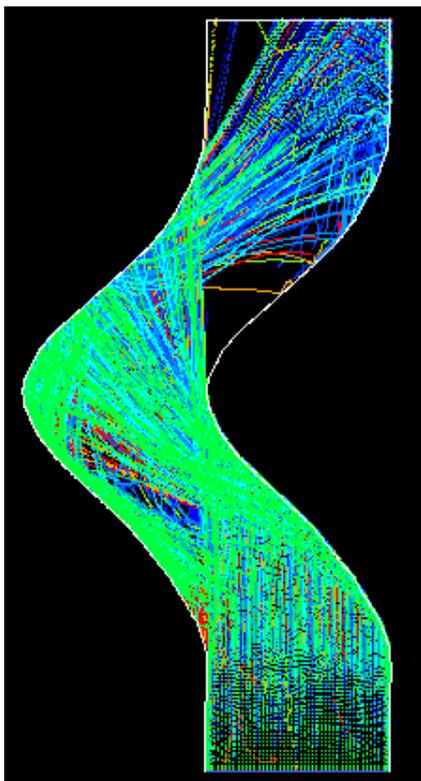


Рис. 2. Концентрация капельной среды по длине каплеуловителя

В порядке развития рассматриваемой модели в настоящее время разработана программа, позволяющая на основе уже полученных результатов, показанных, к примеру, на рис. 2, получить значения эффективности сепарации капель при различных режимно-геометрических характеристиках каплеотделителя.

Выводы.

Разработана математическая модель для расчёта двухфазного газокapельного течения в жалюзийном каплеуловителе.

Созданная математическая модель, в совокупности с граничными условиями, применима для любого каплеуловителя, при определении его эффективности.

Данные, которые будут получены на основе приведенной математической модели, позволят в дальнейшем определить оптимальную конструкцию каплеуловителя при заданных граничных условиях.

Литература

1. *Anderson T.B., Jackson R.* A Fluid Mechanical Description of Fluidized Beds // I & EC Fundam. – 1967. – № 6. – P. 527-534.
2. *Bowen R.M.* Theory of Mixtures. In A. C. Eringen, editor, Continuum Physics // Academic Press. – New York, 1976. – P. 1-127.
3. *Drew D.A., Lahey R.T.* In Particulate Two-Phase Flow // Butterworth-Heinemann. – Boston, 1993. – P. 509-566.
4. Schiller L., Naumann Z. Ver. // Deutsch. Ing. – 1935. – P. 77-318.
5. *Morsi S.A., Alexander A.J.* An Investigation of Particle Trajectories in Two-Phase Flow Systems // J. Fluid Mech. – 1972. – 55(2). – P. 193-208.
6. *Hinze J.O.* Turbulence // McGraw-Hill Publishing Co. – New York, 1975.
7. *Elgobashi S.E., Abou-Arab T.W.* A Two-Equation Turbulence Model for Two-Phase Flows // Phys. Fluids. – 1983. – 26(4). – P. 931-938.
8. *Csanady G.T.* Turbulent Diffusion of Heavy Particles in the Atmosphere // J. Atmos. Science. – 1963. – № 20. – P. 201-208.
9. *Simonin C., Viollet P.L.* Predictions of an Oxygen Droplet Pulverization in a Compressible Subsonic Coflowing Hydrogen Flow // Numerical Methods for Multiphase Flows. – 1990. – FED91. – P. 65-82.

© Братуга Э.Г., Боровок С.В., 2009

УДК 62-714 : 621.184.54

А.А. ШЕВЕЛЕВ, канд. техн. наук, А.Н. ТАРАСЕНКО, аспирант

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина

ЭФФЕКТИВНЫЙ ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

На основі модифікації неявного чисельного методу, «що біжить», розроблен удосконалений метод визначення показників нестационарних процесів трубчатих теплообмінних апаратів з перехресним рухом теплоносіїв. У статті наводяться результати досліджень динамічних характеристик трубчастого повітропідігрівника промислового парогенератора. Результати показали, що в перехідних процесах повітропідігрівника відсутнє транспортне запізнення і криві розгону визначаються тільки теплообміном і теплоємністю труб апарату і теплоносіїв.

In the basis of modification of non-obvious method of hurrying account the method of calculation of unstationary processes of tubular heat-exchange vehicles is developed with cross motion of heat-carrying agent. The results of researches of dynamic descriptions of tubular air heater industrial boiler, got on the developed method, are presented in the article. Results showed that in the transitional processes of air heater and the transporting delay and curves of acceleration is absent is determined only heat-exchange and heat capacity of pipes of vehicle and heat-carrying agent.

Состояние вопроса. Переходные тепловые процессы являются составной частью многих технологических процессов. Поэтому совершенствование методик определения рабочих характеристик динамики теплообменных аппаратов (ТА) относится к актуальному научно-техническому направлению в развитии автоматического управления тепловыми системами многих производств [1–3].

Применение ЭВМ в расчетной практике явилось сильным толчком для внедрения математических методов определения динамических характеристик ТА. Из этих методов наиболее эффективными оказались численные методы [4, 5].

В настоящей работе представлен метод численного анализа динамики трубчатого ТА с перекрестным движением теплоносителей и произвольным законом изменения температуры теплоносителей при входе в аппарат.

Метод разработан на основе модификации метода «бегущего счета» [6] для численного решения связанных дифференциальных уравнений математической модели (ММ) динамики трубчатого ТА.

Впервые численный алгоритм бегущего счета был использован в работе [7] для пластинчатых ТА с перекрестным движением теплоносителей.

Применение метода бегущего счета к трубчатым ТА потребовал дополнительных теоретических разработок в связи с прерывистой поверхностью теплообмена.

Математическая модель динамики трубчатого ТА. Дифференциальное уравнение переходного процесса:

для греющего теплоносителя

$$\frac{\partial t_1}{\partial \tau} + A_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} + B_1(t_1 - t) = 0, \quad (1)$$

тоже для нагреваемого теплоносителя

$$\frac{\partial t_2}{\partial \tau} + A_2 \frac{\partial t_2}{\partial y_2} + B_2(t_2 - t) = 0, \quad (2)$$

для стенки произвольного ряда труб

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + C_1^*(t - t_1) + C_2^*(t - t_2) = 0, \quad (3)$$

где коэффициенты уравнений (1) – (3) определяются соотношениями:

$$A_1 = U_1, \quad (4)$$

$$A_2 = \frac{4 \cdot S_1 \cdot S_2 \cdot \left(1 - \frac{d_2}{S_1}\right) \cdot U_2}{4 \cdot S_1 \cdot S_2 - \pi \cdot d_2^2}, \quad (5)$$

$$B_1 = \frac{4 \cdot \alpha_1}{c_1 \cdot \rho_1 \cdot d_1}, \quad (6)$$

$$B_2 = \frac{4 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \alpha_2}{(4 \cdot S_1 \cdot S_2 - \pi \cdot d_2^2) \cdot c_2 \cdot \rho_2}, \quad (7)$$

$$C_1^* = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{d \cdot \delta \cdot c \cdot \rho}, \quad (8)$$

$$C_2^* = \frac{\alpha_2 \cdot d_2}{d \cdot \delta \cdot c \cdot \rho}. \quad (9)$$

Таким образом, дифференциальные уравнения (1) – (3) представляют собой математическую модель динамики трубчатого теплообменника с перекрестным движением теплоносителей независимо от того, какой является греющим или нагреваемым.

Для решения системы дифференциальных уравнений (1) – (3) сформулируем начальные условия: $\tau = 0, 0 \leq x \leq l_1, 0 \leq y \leq l_2$:

$$t_1(x, y, 0) = f_1(x, y), \quad (10)$$

$$t_2(x, y, 0) = f_2(x, y), \quad (11)$$

$$t(x, y, 0) = f(x, y), \quad (12)$$

где $f_1(x, y), f_2(x, y), f(x, y)$ – известные функции распределения температуры соответственно первого и второго теплоносителей и стенки в начальный момент времени.

Граничные условия можно записать следующим образом:

для первого теплоносителя $\tau > 0, x = 0, 0 \leq y \leq l_2$

$$t_1(0, y, \tau) = \varphi_1(y, \tau), \quad (13)$$

для второго теплоносителя $\tau > 0, y = 0, 0 \leq x \leq l_1$

$$t_2(x, 0, \tau) = \varphi_2(x, \tau), \quad (14)$$

где $\varphi_1(y, \tau), \varphi_2(x, \tau)$ – заданные функции, например, при скачкообразном изменении температуры первого теплоносителя до значения T_{\max} условие (14) будет записано

$$t_1(0, y, \tau) = T_{\max}; \quad (15)$$

при экспоненциальном соответственно

$$t_1(0, y, \tau) = (T_{\max} - T_n) [1 - \exp(-m_1 \tau)] + T_n. \quad (16)$$

В силу допущений об отсутствии теплоотвода на торцах граничные условия для стенки не формулируются.

Алгоритм численного решения уравнений ММ методом бегущего счета. Для перекрестного движения теплоносителей (рис. 1) математическая модель динамического процесса теплообменника представляет собой сопряженную систему уравнений. Это выражается в том, что система уравнений (1) – (3) состоит из дифференциальных уравнений в частных производных, которые связаны между собой, т.е. искомая температура одного компонента теплообменника зависит от температуры двух других, которые тоже являются неизвестными.

Поэтому получить аналитическое решение не представляется возможным, если не ввести ряд упрощений, которые в этом случае могут существенно ограничить область исследования. В настоящей работе предлагается численный метод, который базируется на неявных схемах бегущего счета [6], модифицированных с учетом сопряженности дифференциальных уравнений ММ и переменных во времени граничных условий (13) – (16).

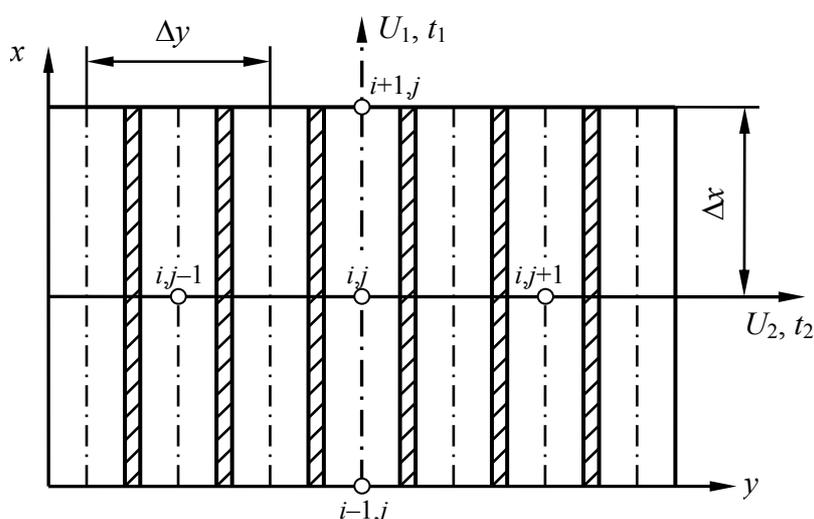


Рис. 1. К разработке численного алгоритма

Разностные уравнения бегущего счета для уравнений ММ могут быть записаны: для первого теплоносителя

$$\frac{t_{1,i,j}^{k+1} - t_{1,i,j}^k}{\Delta\tau} + A_1 \frac{t_{1,i,j}^{k+1} - t_{1,i-1,j}^{k+1}}{\Delta x} + B_1 (t_{1,i,j}^{k+1} - t_{i,j}^k) = 0, \quad (17)$$

$$0 < i \leq N_1, \quad 0 < j \leq N_2;$$

для второго теплоносителя

$$\frac{t_{2,i,j}^{k+1} - t_{2,i,j}^k}{\Delta\tau} + A_2 \frac{t_{2,i,j}^{k+1} - t_{2,i,j-1}^{k+1}}{\Delta y} + B_2 (t_{2,i,j}^{k+1} - t_{i,j}^{k+1}) = 0, \quad (18)$$

$$0 < j \leq N_2, \quad 0 < i \leq N_1;$$

тоже для разделительной стенки

$$\frac{t_{i,j}^{k+1} - t_{i,j}^k}{\Delta\tau} + C_1^* (t_{i,j}^{k+1} - t_{1,i,j}^{k+1}) + C_2^* (t_{i,j}^{k+1} - t_{2,i,j}^k) = 0, \quad (19)$$

$$0 < i < N_1, \quad 0 < j < N_2;$$

Из систем уравнений (17) – (19) получим алгоритм бегущего счета переходного процесса трубчатого ТА:

для первого теплоносителя

$$t_{1,i,j}^{k+1} = \left(t_{1,i,j}^k + A_1 \frac{\Delta\tau}{\Delta x} t_{1,i-1,j}^{k+1} + B_1 \Delta\tau t_{1,i,j}^k \right) \cdot \left(1 + A_1 \frac{\Delta\tau}{\Delta x} + B_1 \Delta\tau \right)^{-1}, \quad (20)$$

$$0 < i \leq N_1, \quad j = 1, 2, \dots, N_2;$$

для второго теплоносителя

$$t_{2,i,j}^{k+1} = \left(t_{2,i,j}^k + A_2 \frac{\Delta\tau}{\Delta y} t_{2,i,j-1}^{k+1} + B_2 \Delta\tau t_{2,i,j}^k \right) \cdot \left(1 + A_2 \frac{\Delta\tau}{\Delta y} + B_2 \Delta\tau \right)^{-1}, \quad (21)$$

$$0 < i \leq N_2, \quad j = 1, 2, \dots, N_1;$$

для стенки труб

$$t_{i,j}^{k+1} = \left(t_{i,j}^k + C_1^* \Delta\tau t_{1,i,j}^{k+1} + C_2^* \Delta\tau t_{2,i,j}^k \right) \cdot \left(1 + C_1^* \Delta\tau + C_2^* \Delta\tau \right)^{-1}, \quad (22)$$

$$0 < i \leq N_1, \quad j = 1, 2, \dots, N_2.$$

Последовательное решение системы алгебраических выражений (20) – (22) позволяет определить значение температуры теплоносителей и трубы во всех узлах i, j через интервал времени $\Delta\tau$.

Результаты численного эксперимента. Разработанный метод был применен для определения динамических характеристик воздухоподогревателя (ВП) промышленного парогенератора на низкие параметры пара (котел Е-25-14ГМ). Воздухоподогреватель выполнен одноходовым со стороны воздуха. В реальных условиях температура продуктов сгорания при входе в ВП изменяется сравнительно гладко, не превышая 500 °С. Это позволило рассматривать переходные режимы ВП при экспоненциальном законе изменения температуры газов. Температура воздуха на входе принималась постоянной, равной 30 °С.

Проведенные численные расчеты позволили определить все характеристики переходных процессов ВП при импульсном и экспоненциальном законе изменения температуры газов.

На рис. 2 представлены кривые разгона ВП для экспоненциального закона при темпе увеличения температуры газов $m_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ c}^{-1}$.

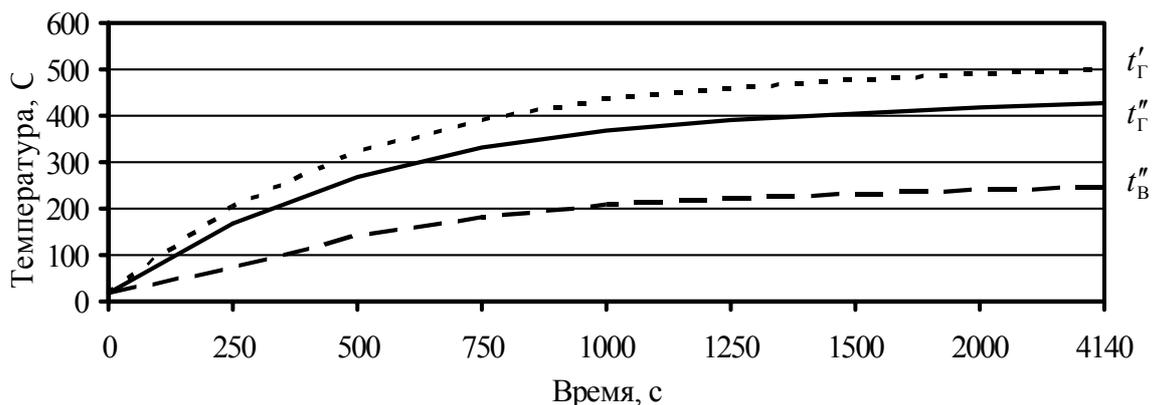


Рис. 2. Изменение температуры теплоносителей ВП

Анализ кривых разгона позволил сделать вывод, что в переходных процессах ВП отсутствует транспортное запаздывание и температура отклика t''_B определяется исключительно теплообменом и теплоемкостью труб и теплоносителей.

Влияние темпа нагрева m_1 на время переходного процесса приведено на рис. 3.

Из рис. 3 следует, что параметр сходимости ε сильно влияет на время переходного процесса при малых значениях параметра m_1 . При импульсном изменении температуры t'_r ($m_1 \rightarrow \infty$) время переходного процесса будет мало зависеть от параметра ε .

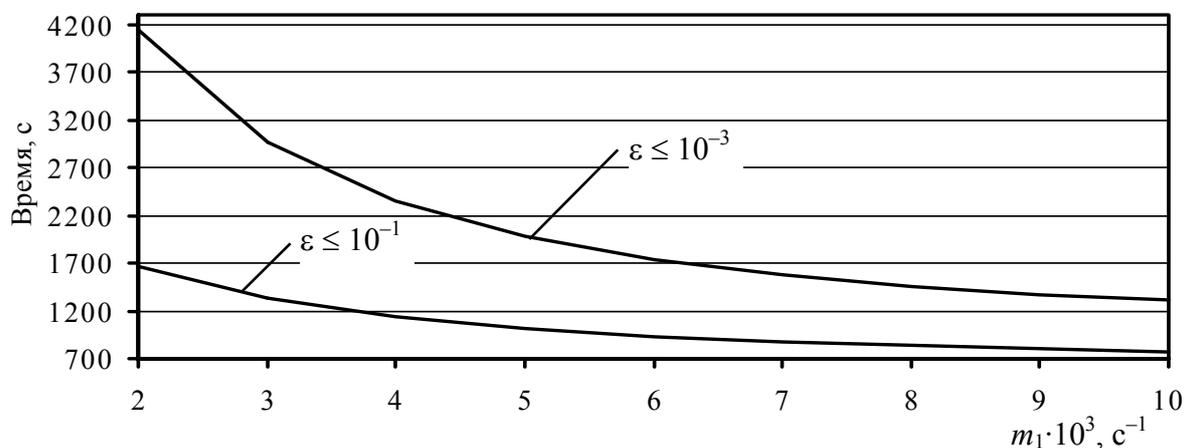


Рис. 3. Влияние параметра m_1 на время переходного процесса ($\varepsilon = \text{abs}(t_B^{k+1} - t_B^k)$)

Численные исследования подтвердили устойчивость метода при любых отношениях шагов интегрирования, а также незначительное влияние Δx и Δy на точность показателей переходных процессов трубчатых ТА с перекрестной схемой теплоносителей.

Литература

1. Кафаров В.В. Методы кибернетики в химии и химической технологии. – М.: Химия, 1976. – 464 с.
2. Архипов Г.А. Автоматическое регулирование поверхностных теплообменников. – М.: Энергия, 1971. – 304 с.
3. Шевяков А.А. Инженерные методы расчета динамики теплообменных аппаратов. – М: Машиностроение, 1968. – 319 с.
4. Федоров В.И. Метод элементарных балансов для расчета нестационарных процессов поверхностных теплообменных аппаратов / В.И. Федоров, З.А. Марценюк. – К.: Наукова думка, 1977. – 140 с.
5. Роми Ф.Е. Переходная характеристика теплообменника // Теплопередача. – 1984. – № 3. – С. 119-126.
6. Шокин Ю.И. Метод дифференциального приближения / Ю.И. Шокин, Н.Н. Яненко. – Новосибирск: Наука, 1985. – 372 с.
7. Абдулин С.Ю. Динамика пластинчатого теплообменного аппарата с перекрестным током теплоносителей / С.Ю. Абдулин, А.Ю. Абдулин, А.А. Шевелев // Вестник НТУ «ХПИ». – 2004. – № 11. – С. 3-10.

© Шевелев А.А., Тарасенко А.Н., 2009

УДК 536.24

А.Р. ПЕРЕСЕЛКОВ, канд. техн. наук

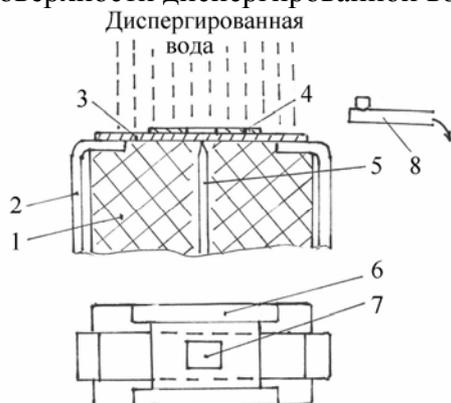
Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДИСПЕРГИРОВАННОЙ ВОДОЙ

Представлено методику й результати досліджень залежності питомого теплозйому від щільності зрошення високотемпературної поверхні. Проведено аналіз впливу на теплообмін параметрів, що формують гідродинамічні умови зрошення поверхні.

The method and results of investigations of dependence between specific heat and heat temperature surface irrigation density have been presented. The influence of parameters which determine hydrodynamic conditions of surface irrigation has been investigated.

Для задания граничных условий теплообмена при разработке математических моделей температурного состояния листа или слитка, а также при проектировании систем охлаждения проката и слитков на установках непрерывной разливки стали, необходимы данные по условиям теплообмена при орошении высокотемпературной поверхности диспергированной водой.



- 1 – корпус тепломера, 2 – токоподводы,
3 – нихромовая лента, 4 – экран,
5 – термопары, 6 – накладки,
7 – изотермический участок,
8 – отборник диспергированной воды

Рис. 1. Схема измерения

тепломера.

Исследования производились при стационарной температуре орошаемой поверхности тепломера при закризисном (пленочном) режиме кипения. Для выхода на такой режим кратковременно прерывалась подача капельного потока на мерный участок тепломера. Как показали опыты [1] в интервале $t_{п} = 550-850$ °С удельный тепловой поток увеличивался только на 16 %. Поэтому в настоящей работе измерения проводились при температуре поверхности $t_{п} = 800-820$ °С, что с достаточной точностью характеризует теплообмен в закризисной области кипения при

Тепломер (рис. 1) состоит из нихромовой ленты толщиной $10 \times 0,5$ мм, которая нагревалась постоянным током от высокоамперного генератора и в рабочей зоне экранировалась фольгой. В экране выполнено окно размером $6,5 \times 6,5$ мм. За счет экрана обеспечивалась изотермичность ленты на участке под окном, что контролировалось термопарами. Измерительный участок тепломера находился на 80 мм выше остальной орошаемой поверхности. При этом исключалось попадание на него пленки воды и отраженных капель, а теплосъем осуществлялся каплями воды, поступающими из форсунки.

Плотность орошения зоны измерения определялась отборником, которые с помощью координатника мог устанавливаться непосредственно над измерительным участком

соответствующих гидравлических условиях. Температура охлаждающей воды была 17–20 °С. Для орошения тепломера использовались плоскофакельные струйные и водовоздушные форсунки. Как установлено, основным фактором, определяющим интенсивность теплосъема является плотность орошения высокотемпературной поверхности. А такие условия, как геометрические и режимные параметры работы распылителей, расстояние от форсунки до поверхности, угол натекания и скорость капельного потока (перепад давления на форсунке), расположение точки измерения в зоне орошения и т.д., проявляются только через плотность орошения g , величина которой изменяется при варьировании указанными параметрами диспергирования.

В настоящей работе не было обнаружено влияние крупности диспергирования воды на теплосъем. При этом модальный диаметр D_m функции распределения объема капель по размеру изменялся от 0,2 до 5 мм и более. Дисперсный состав капель локально измерялся с помощью счетно-импульсного метода [2].

Результаты работы, которые частично опубликованы в работе [1], а также получены в последующих опытах можно представить в виде зависимости $q = 6,5 \cdot 10^5 \cdot g^{0,5}$ (кривая 14 на рис. 2).

Автором не было обнаружено влияние ориентации охлаждаемой поверхности на интенсивности теплосъема. При орошении локального (выступающего) тепломера сверху-вниз, снизу-вверх и вертикального его расположения, полученные экспериментальные точки описывались приведенной обобщенной зависимостью $q = f(g)$. Объясняется это тем, что на поверхности тепломера теплосъем осуществляется только за счет капель, поступающих из распылителя, и исключается возможность попадания в зону измерения пленки воды и отраженных капель.

Целесообразно сопоставить и проанализировать результаты опытов других авторов, представив их в виде зависимости $q = f(g)$, как показано на рис. 2.

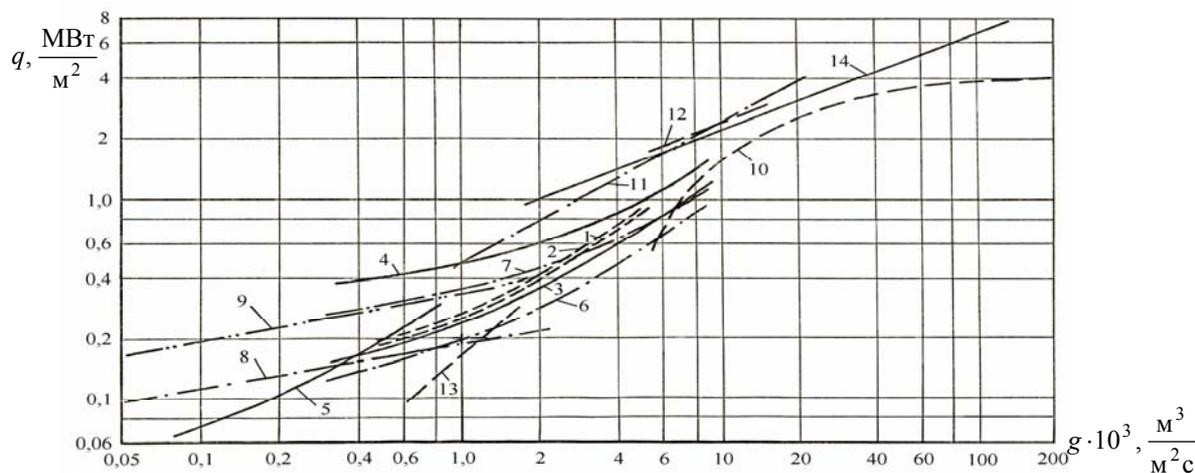


Рис. 2. Экспериментальные зависимости удельного теплосъема от плотности орошения диспергированной водой высокотемпературной поверхности

В работе [3] рассматривалось влияние перепада давления на форсунке $\Delta P = 0,25$ МПа – кривая 1 и $\Delta P = 0,5$ МПа – кривая 2. В работе [4] исследовалось влияние на теплообмен скорости истечения воды из форсунки: $w = 11$ м/с – кривая 3, $w = 32$ м/с – кривая 4 и кривая 5 получена при водовоздушном распыливании. Аналогично по данным работы [5] построены кривая 6 при $w = 14$ м/с и кривая 7 при $w = 30$ м/с. Влияние крупности диспергирования воды на теплообмен обнаружено в работе [6] при малой плотности орошения, когда на поверхности появлялись «сухие»

пятна. Для капельного потока, характеризующегося объемным радиусом капель $R_{03} = 0,23$ мм – кривая 8, для $R = 0,12$ мм – кривая 9. Кривые 10, 11, 12 соответственно по данным работ [7, 8, 9]. В работе [10] исследовался теплообмен при подаче диспергированной воды снизу-вверх – кривая 13.

Анализ кривых, показанных на рис. 2, предполагает наличие систематических ошибок в экспериментах авторов, хотя каждый из них оценивает погрешности своих данных не более чем в 20 %.

На практике при охлаждении проката и слитков «вторичная» вода, поступающая в зону охлаждения, несомненно, оказывает влияние на теплообмен. Возможно, пленка воды на высокотемпературной поверхности ухудшает условия теплообмена, т.к. препятствует контакту натекающих капель с охлаждаемой поверхностью.

Приведенные данные можно использовать в теплотехнических расчетах при соответствующих гидродинамических условиях орошения.

Литература

1. *Переселков А.Р.* Теплообмен при охлаждении высокотемпературной поверхности струей диспергированной жидкости / А.Р. Переселков, Э.Г. Братута // Энергетическое машиностроение. – 1982. – Вып. 34. – С. 77-81.

2. *Переселков А.Р.* Исследование дисперсного состава капель при распыливании жидкости центробежными форсунками // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 148-151.

3. *Урбанович Л.И.* исследование теплообмена при водяном форсуночном охлаждении высокотемпературной поверхности металла / Л.И. Урбанович, В.А. Горяинов и др. // Инженерно-физический журнал. – 1980. – Т. 39, № 2. – С. 315-322.

4. *Мицудзука М.* Особенности технологии и коэффициента теплопередачи при охлаждении туманом высокотемпературных стальных листов / М. Мицудзука, К. Фукуда // Тэцу то таганэ (Черные металлы). Пер. с японского. – 1979. – Т. 65, № 6. – С. 608-616.

5. *Динер А.* Обзор литературы по теплоотдаче при струйном охлаждении // Черные металлы. – 1976. – № 4. – С. 26-29.

6. *Исаченко В.П.* Струйное охлаждение / В.П. Исаченко, В.И. Кушнырев. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 216 с.

7. *Будрин Э.В.* Особенности спрейерного охлаждения при термообработке / Э.В. Будрин, В.М. Кондратов // Известия вузов. Черная металлургия. – 1964. – № 11. – С. 61-67.

8. *Вианне Е.* Теплообмен между поверхностью, нагретой до высокой температуры, и нормально падающей струей смеси воздуха с распыленной водой / Е. Вианне, Ж. Жозеф, Ж. Даан // Общество Бертен и К. Отдел теплоотдачи и переноса массы. Франция / Пер. с франц. № 80/10747. – М.: ГПНТБ. – 11 с.

9. *Гончаров Н.В.* Теплоотдача при водовоздушном охлаждении листа / Н.В. Гончаров, Е.И. Казанцев // Сталь. – 1981. – № 4. С. 88-90.

10. *Сладкошteeв В.Г.* Непрерывная разливка стали на радиальных установках / В.Г. Сладкошteeв, Р.В. Потонин, О.Н. Суладзе и др. – М.: Металлургия, 1974.

УДК 621.165:621.438

В.М. ПУСТОВАЛОВ, канд. техн. наук, Д.А.ЧИЖЕВ

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
м. Харків, Україна

ЩОДО ВИКОРИСТАННЯ НАБЛИЖЕНОГО РОЗРАХУНКУ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ СТРИЖНЯ, ЩО ЗАКРІПЛЕНИЙ З ОДНОГО КІНЦЯ

Приближённое решение задачи расчёта температурного поля стержня широко используется в различных областях теплотехники. В статье предложены критерии оценки погрешности, вызванной упрощающим допущением, используемым при решении этой задачи.

The approximate prediction of a temperature field of a bar is widely used in various areas of heat engineering. In the paper, the error estimation caused by using of simplifying assumption is putting forward.

Задача, що розглядається, є початковим модельним наближенням до розрахунку температурного поля елементів теплових двигунів та інших теплотехнічних пристроїв. Це, наприклад, робочі лопатки парової або газової турбіни, коли тепловий потік від робочого тіла відводиться у тіло диска, як у паровій турбіні, або до охолоджуючого повітря, що продувається через монтажні зазори хвостового з'єднання лопатки з диском, у газовій турбіні, теплопередача через поверхню, що має ребра, і т.п.

У означеному аспекті ця задача розглядалась у низці публікацій, наприклад у [1, 2], але в них, на наш погляд, було недостатньо представлено аналіз критеріїв, що визначають межі користування наближеним розв'язанням задачі. Можливий варіант такої оцінки пропонуються в даній роботі.

Постановка задачі

Схема системи та застосовані позначення представлені на рис. 1.

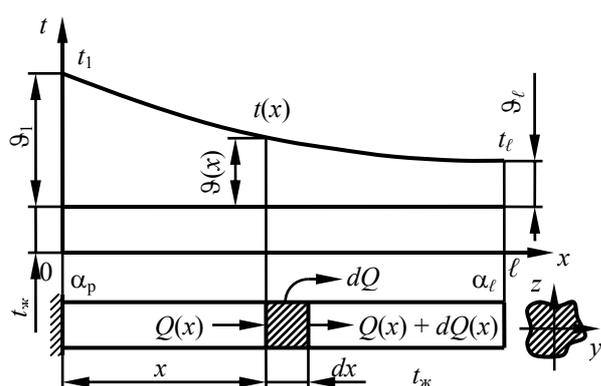


Рис. 1. Схема системи та застосовані позначення

Тут f – площа поперечного перерізу стрижня (прийнято $f = \text{const}$); u – його периметр; dQ_p – тепловий потік з бокової поверхні стрижня; t_1 , t_l – температури на початку і в кінці стрижня, α_p , α_l – коефіцієнти тепловіддачі на боковій поверхні стрижня та на поверхні його торця, $\theta = t - t_{\text{ж}}$ – температура, що відраховується від температури рідини.

У загальному вигляді маємо 3-вимірну задачу теплопровідності, тобто $t = t(x, y, z)$, де x – координата,

спрямована по довжині стрижня, y, z – координати точок поперечного перерізу стрижня.

Традиційно припустимо, що через малий розмір поперечного перерізу можна зневажати зміною температури у ньому і ввести до розгляду деяку середню температуру, тобто прийняти, що $t = t(x)$. Оцінка можливих похибок при цьому припущенні аналізується у роботі [3].

Після введення середньої по перерізу температури вже не можна користуватися *точним* рівнянням теплопровідності. *Наближене* рівняння теплопровідності, що одержано на основі теплового балансу елемента стрижня довжиною dx , для нової змінної має вигляд.

$$\frac{d^2 t}{dx^2} - m^2(t - t_{ж}) = 0, \quad (1)$$

де

$$m^2 = \frac{\alpha_p u}{\lambda f}. \quad (2)$$

З другого боку, якщо розглядати потік dQ_p як дію умовних розподілених джерел теплоти з об'ємною продуктивністю

$$q_v = \frac{dQ_p}{dV} = \frac{\alpha_p(t - t_{ж})u dx}{f dx} = \frac{\alpha_p u(t - t_{ж})}{f}, \quad (3)$$

то скористувавшись *точним* рівнянням теплопровідності при наявності розподілених джерел теплоти для одномірного випадку у вигляді

$$\frac{d^2 t}{dx^2} - \frac{q_v}{\lambda} = 0, \quad (4)$$

одержимо

$$\frac{d^2 t}{dx^2} - \frac{\alpha_p u}{\lambda f}(t - t_{ж}) = 0, \quad (5)$$

тобто рівняння, що тотожне (1).

Після переходу до змінної ϑ крайова задача має вигляд:

$$\frac{d^2 \vartheta}{dx^2} - m^2 \vartheta = 0, \quad (6)$$

$$x = 0 \quad \vartheta = t - t_{ж} = \vartheta_1, \quad (7)$$

$$x = \ell \quad -\lambda \left. \frac{d\vartheta}{dx} \right|_{x=\ell} = \alpha \vartheta_\ell. \quad (8)$$

Її загальний розв'язок

$$\vartheta = C_1 \text{sh}(mx) + C_2 \text{ch}(mx). \quad (9)$$

Після використання граничних умов, та деяких перетворень одержимо

$$\vartheta = \vartheta_1 \frac{\operatorname{ch}[m(\ell - x)] + \frac{\alpha_\ell}{\lambda m} \operatorname{sh}[m(\ell - x)]}{\operatorname{ch}(m\ell) + \frac{\alpha_\ell}{\lambda m} \operatorname{sh}(m\ell)}, \quad (10)$$

що є точним розв'язком крайової задачі (6)–(8).

Подальше спрощення розв'язку та його аналіз

Потік теплоти від стержня у навколишнє середовище дорівнює тепловому потоку, що підводиться до місця його закріплення, тобто

$$Q = -\lambda f \left(\frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=0} = \lambda m f \vartheta_1 \frac{\operatorname{sh}(m\ell) + \frac{\alpha_\ell}{\lambda m} \operatorname{ch}(m\ell)}{\operatorname{ch}(m\ell) + \frac{\alpha_\ell}{\lambda m} \operatorname{sh}(m\ell)}. \quad (11)$$

З другого боку, його можна визначити через приведений коефіцієнт тепловіддачі згідно з рівнянням

$$Q = \alpha_{\text{пр.р}} \vartheta_1 f. \quad (12)$$

Поєднуючи (11) та (12), одержимо

$$\alpha_{\text{пр.р}} = \lambda m \frac{\operatorname{th}(m\ell) + \frac{\alpha_\ell}{\lambda m}}{1 + \frac{\alpha_\ell}{\lambda m} \operatorname{th}(m\ell)}. \quad (13)$$

Якщо вплив теплообміну на кінці стержня на його температурне поле за умов задачі є мінімальним, то можна знехтувати другими додатками в чисельнику та знаменнику у (13) і мати вираз

$$\alpha'_{\text{пр.р}} = \lambda m \cdot \operatorname{th}(m\ell). \quad (14)$$

Погрішність при знехтуванні теплопідводом на торцевому перетині стрижня будемо характеризувати коефіцієнтом

$$k = \frac{\alpha_{\text{пр.р}}}{\alpha'_{\text{пр.р}}} = \frac{\operatorname{th}(m\ell) + \frac{\operatorname{Bi}_\ell}{m\ell}}{\operatorname{th}(m\ell) + \frac{\operatorname{Bi}_\ell}{m\ell} \cdot \operatorname{th}^2(m\ell)}, \quad (15)$$

де

$$\operatorname{Bi}_\ell = \frac{\alpha_\ell \ell}{\lambda}, \quad (16)$$

тобто

$$k = f(ml, Bi_\ell). \quad (17)$$

Рівняння (15) дає змогу оцінити для умов конкретної задачі можливу похибку при розрахунку приведенного коефіцієнта тепловіддачі, якщо застосовується наближений вираз (14).

Приклад такої оцінки і тенденції впливу на неї аргументів ml та Bi_ℓ можна побачити на графіках рис. 2.

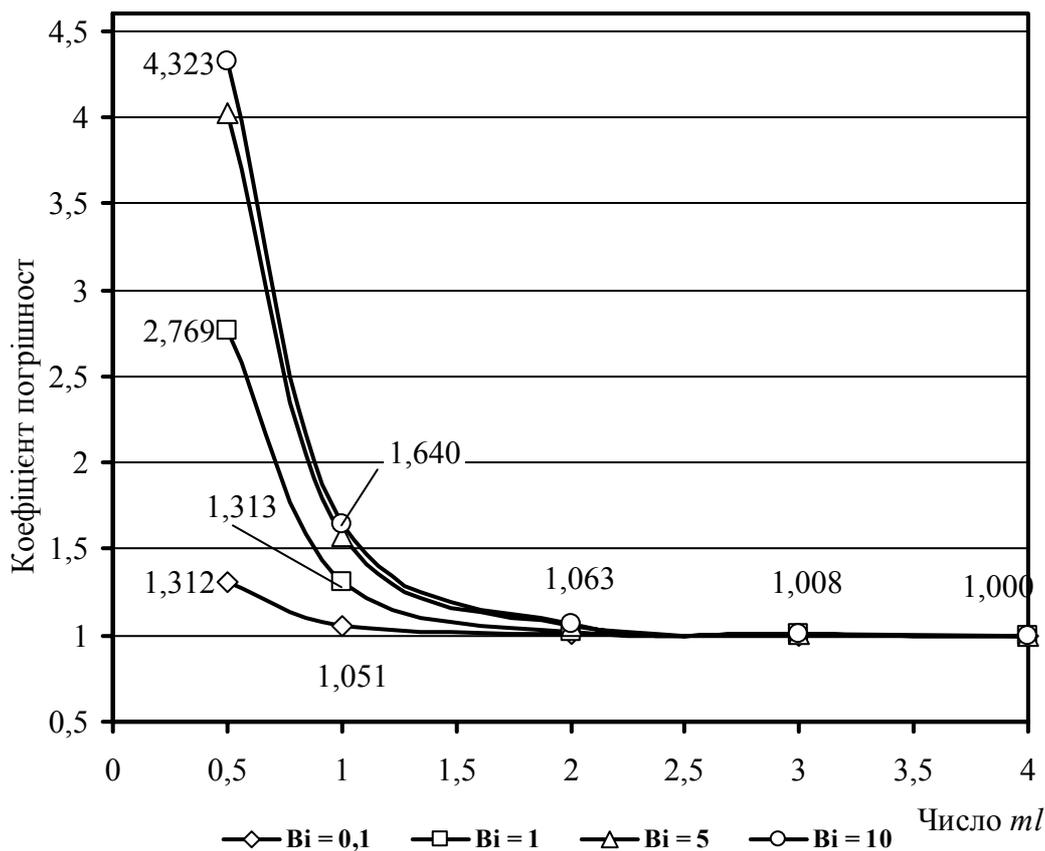


Рис. 2. Залежність коефіцієнта k від чисел Bi_ℓ та ml

Література

1. Жирицкий Г.С. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Г.С. Жирицкий, В.И. Локай, М.К. МаксUTOва, В.А. Стрункин. – М.: Машиностроение, 1971.
2. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981.
3. Капинос В.М. О приближённом решении задач теплопроводности для турбинных деталей // Энергетическое машиностроение. – 1970. – Вып. 9. – С. 10-17.

© Пустовалов В.М., Чижев Д.А., 2009

УДК 621.514

В.С. ГАПОНОВ, д-р техн. наук, В.И. МАЦ, канд. техн. наук, А.И. НАУМОВ

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

ОЦЕНКА ВИБРОАКТИВНОСТИ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ ПЕРЕДВИЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

Розглядається питання оцінки віброактивності крутильних коливань в системі двигун-компресор низького тиску в установках пересувних компресорних станцій. Показано, що для такого роду систем, в яких є муфти з торообразной оболонкою, що володіють високою податливістю, завдання зводиться до вирішення динамічних систем з багаточастотним збудженням.

The question of estimation of vibroactivity of turning vibrations is examined in the system engine-compressor of low pressure in the options of the movable compressor stations. It is revable that for such sort of the systems, possessing muffts with toroid-shape shell, possessing high pliability, the task is taken to the decision of the dynamic systems with multifrequency excitation.

В приводах компрессорных станций возникает проблема исследования крутильных колебаний в системе двигатель-компрессор низкого давления. Учитывая, что в системе имеется муфта с торообразной оболочкой, имеющая высокую податливость, она может быть представлена в виде двухмассовой системы, уравнения движения которой имеют вид

$$\begin{cases} I_1(\varphi_1)\ddot{\varphi}_1 + C(\varphi_1 - \varphi_2) = M_d(\varphi_1); \\ I_2\ddot{\varphi}_2 - C(\varphi_1 - \varphi_2) = M_k, \end{cases}$$

где φ_1 и φ_2 , соответственно, углы поворота коленчатого вала двигателя и шнека компрессора; $I_1(\varphi_1)$ и I_2 , соответственно, моменты инерции кривошипно-шатунного механизма двигателя и шнека компрессора; C – жесткость муфты с торообразной оболочкой; $M_d(\varphi_1)$ – момент, действующий со стороны двигателя, кг·см; M_k – момент сопротивления на компрессоре, кг·см.

В целом ряде случаев $I_1(\varphi_1)$ можно заменить его средним значением за один оборот вала.

Для однорядного двигателя [1]

$$I_1 = I_k + \frac{R^2}{1960} [G_n + (1 + \kappa) G_{ш}],$$

где I_k – момент инерции колена, кг·см·сек²; R – радиус колена, см; G_n – вес поступательно движущихся масс, кг; $G_{ш}$ – вес шатуна, кг;

$$\kappa = 0,8 \frac{10^{-6} n_{\max}^2}{10^{-6} n_{\max}^2 + 0,5},$$

$$M_n(\varphi_1) = M_{и}(\varphi_1) + M_r(\varphi_1) + M_T(\varphi_1),$$

где $M_{и}(\varphi_1)$ – момент от сил инерции движущихся масс; $M_r(\varphi_1)$ – момент от сил давления газов в цилиндрах; $M_T(\varphi_1)$ – момент от сил тяжести движущихся масс.

Действующий на колено момент от сил инерции

$$M_{и} = \frac{G_n + sG_{ш}}{g} R^2 \ddot{\varphi}^2 \left[\frac{\cos(\varphi_1 + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi_1}{\cos^2 \beta} \right] \frac{\sin(\varphi_1 + \beta)}{\cos \beta},$$

где β – угол поворота шатуна, который определяется выражением [2],

$$\sin \beta = \lambda \sin \varphi_1;$$

$$\lambda = \frac{R}{L},$$

где L – длина шатуна, см.

Момент от сил тяжести

$$M_T = (G_k + G_n + G_{ш}) R \sin(\omega t) + \frac{\lambda}{2} (G_n + sG_{ш}) R \sin(2\omega t),$$

где G_k – вес колена (приблизительно равный весу шейки колена и одной щеки), кг.

Для дизельных двигателей момент от силы давления газов на поршень, который является главным возбудителем крутильных колебаний, определяется зависимостью

$$M_r = \frac{\pi}{4} D^2 R p \frac{\sin(\varphi_1 + \beta)}{\cos \beta},$$

где D – диаметр цилиндра, см; p – избыточное давление газов на единицу площади поршня, которое зависит от φ_1 и определяется индикаторной диаграммой, кг·см⁻².

Момент от сил инерции $M_{и}$ является периодической функцией от угла поворота φ_1 с периодом 2π . Полагая $\varphi_1 = \omega t = \text{const}$, заменяя β через α и разлагая $M_{и}$ в ряд с удержанием членов со степенями λ не выше второй, получим

$$M_{и} \approx 28 \cdot 10^{-7} \lambda (G_n + sG_{ш}) R^2 n^2 \left(1,02 \sin(\omega t) + \frac{2,04}{\lambda} \sin(2\omega t) - 2,8 \sin(3\omega t) - \lambda \sin(4\omega t) \right),$$

где n – частота вращения двигателя, об/мин.

Таким образом, момент от сил инерции масс может быть разложен на 4 гармонические составляющие:

$$M_{и} \approx \sum_{i=1}^4 M_{in} \sin(i\omega t + \psi_{in}),$$

со следующими значениями амплитуд и начальных фаз по отношению к верхней мертвой точке:

$$\begin{aligned} i = 1; & M_{1н} = 1,02An^2; \psi_{1н} = 0; \\ i = 2; & M_{2н} = 2,04\frac{A}{\lambda}n^2; \psi_{2н} = 180^\circ; \\ i = 3; & M_{3н} = 2,8An^2; \psi_{3н} = 180^\circ; \\ i = 4; & M_{4н} = \lambda An^2; \psi_{4н} = 180^\circ; \end{aligned}$$

где i – отношение периода одного оборота вала к периоду одного колебания соответствующей составляющей (порядок данной гармоники);

$$A = 28 \cdot 10^{-7} \lambda (G_n + sG_w) R^2.$$

Гармоники момента от сил инерции порядка выше 4-го имеют весьма малую амплитуду и ими можно пренебречь.

Момент сил тяжести достаточно хорошо отображается первыми двумя гармониками:

$$\begin{aligned} i = 1; & M_{1г} = (G_k + G_n + G_w) R; \psi_{1г} = 0; \\ i = 2; & M_{2г} = \frac{\lambda}{2} (G_n + sG_w) R; \psi_{2г} = 0. \end{aligned}$$

Момент от сил давления газов при разложении в ряд имеет вид

$$M_r = \frac{\pi}{4} D^2 R p \frac{\sin(\varphi_1 + \beta)}{\cos \beta} = M_{cp} + \sum_i M_{ir} \sin(i\omega t + \psi_{ir}),$$

где $i = 0,5; 1; 1,5 \dots$; M_{cp} – средний крутящий момент от одного цилиндра; M_{ir} и ψ_{ir} – соответственно амплитуда и начальная фаза гармоники по отношению к положению поршня в верхней мертвой точке, т.е. при $\varphi_1 = 0$.

Для определения M_{ir} и ψ_{ir} можно воспользоваться зависимостями

$$\begin{aligned} M_{ir} &= \frac{\pi}{4} D^2 R p_c y_i, \\ \psi_{ir} &= \arcsin \frac{d_i \sin \gamma_i}{y_i}, \end{aligned}$$

где p_c – давление в цилиндре в конце такта сжатия может быть определено по формуле

$$p_c = 0,8 \varepsilon^{1,37} + (p_n - 0,8) \varepsilon^{1,37} \left(\frac{n}{n_n} \right)^2,$$

где ε – степень сжатия; $p_{и}$ – давление начала сжатия, которое равно: $p_{и} = 0,85-0,9$ – двигатели без наддува, $p_{и} = (0,92-0,96) p_a$ – двигатели с наддувом; p_a – атмосферное давление.

Величина $n/n_n = 0,3-1,03$ на рабочих режимах.

$$y_i = 10^{-3} \sqrt{b_i^2 + d_i^2} + 2b_i d_i \cos \gamma_i,$$

$$b_i = 38,5 \frac{i(1+0,3i)}{(1+0,15i^2)^2 (1+0,002i^3)},$$

$$d_i = \frac{320x(9+4_i)}{(1+0,4ix)(9+3i+1,8i^2+0,3i^3)},$$

$$\gamma_i = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{(1-0,45i)(1+i+i^2)}{(1+0,3i)(1+i^2)} + 1,48 \frac{i(i-6)}{6+i^2} x,$$

$$x = \frac{p_i}{p_c}.$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = p_c + p_m,$$

где среднее давление технических потерь

$$p_m = 0,6 + 0,45 \frac{n}{n_n} \left(1,2 + \frac{n}{n_n} \right) \left(\frac{1-\eta}{\eta} p_{ен} - 0,6 \right).$$

КПД η для дизелей:

$$\eta = 0,75-0,85 \text{ – без наддува;}$$

$$\eta = 0,8-0,9 \text{ – с наддувом.}$$

Номинальное среднее эффективное давление

$$p_{ен} = 71620 \cdot \frac{8P_n}{z_{ц} DR n_n},$$

где P_n – номинальная мощность; n_n – частота вращения двигателя; $z_{ц}$ – число цилиндров.

Среднее эффективное давление при долевой и полной нагрузке

$$p_e = 0,25 p_{ен}; \quad p_e = 0,5 p_{ен}; \quad p_e = 0,75 p_{ен}; \quad p_e = p_{ен}.$$

Значения средних крутящих моментов, приходящихся на отдельные участки коленчатого вала, определяются следующими зависимостями:

– При расположении привода к распределительным валам, насосам и воздухоудувкам перед первым коленом

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{\text{пр}_1}^{\text{cp}} = -0,3 p_{\text{м}} z_{\text{п}} \frac{D^2 R}{8}; \\ M_{i,i+1} = \left[(p_{\text{е}} + 0,3 p_{\text{м}}) \frac{i}{z_{\text{к}}} - 0,3 p_{\text{м}} \right] z_{\text{п}} \frac{D^2 R}{8}; \\ M_{z_{\text{к}}, \text{фл}}^{\text{cp}} = p_{\text{е}} z_{\text{п}} \frac{D^2 R}{8}; \\ i = 1, 2, \dots, z_{\text{к}}. \end{array} \right.$$

– При расположении этого привода за последним коленом

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{i,i+1}^{\text{cp}} = (p_{\text{е}} + 0,3 p_{\text{м}}) \frac{i}{z_{\text{к}}} z_{\text{п}} \frac{D^2 R}{8}; \\ M_{z_{\text{к}}, \text{пр}}^{\text{cp}} = (p_{\text{е}} + 0,3 p_{\text{м}}) z_{\text{п}} \frac{D^2 R}{8}; \\ M_{\text{пр}, \text{фл}}^{\text{cp}} = p_{\text{е}} z_{\text{п}} \frac{D^2 R}{8}; \\ i = 1, 2, \dots, z_{\text{к}-1}, \end{array} \right.$$

где $z_{\text{к}}$ и $z_{\text{п}}$ – число колен и поршней в двигателе.

Таким образом, задача сводится к решению системы с одной степенью свободы с многочастотным возбуждением.

Литература

1. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Т.1. – Л.: Судостроение, 1969. – 206 с.
2. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1970. – 328 с.

© Гапонов В.С., Мац В.И., Наумов А.И., 2009

УДК 629.5.03-08 : 621.431.36

В.М. ГОРБОВ, канд. техн. наук, В.С. МІТЕНКОВА, аспірант

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна, e-mail: v.gorbov@usmtu.edu.ua; vera.mitenkova@gmail.com*

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ СЕУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ БІОДИЗЕЛЬНИХ ПАЛИВ

Определены рациональные параметры топливных систем низкого давления судовых энергетических установок при использовании биодизеля и его смесей с дизельным топливом в разных пропорциях. Разработаны варианты принципиальных схем топливных систем СЭУ. Сопоставлены характеристики систем при использовании биодизельных топлив с разного сырья и их смесей с дизельным топливом.

The rational parameters of ship power plant low pressure fuel systems with utilizing of biodiesel fuels and its blends are determined. The variants of SPP fuel systems principal schemes are worked out. Systems' parameters with utilizing of biodiesel fuels manufactured out from different crude and its blends with diesel oil are compared with.

Постановка проблеми. Питання раціонального використання природних ресурсів і захисту навколишнього середовища від забруднення створюють перед судновою енергетикою проблему пошуку, впровадження і ефективного використання альтернативних палив (АП). Існуючі міжнародні та локальні акти відносно обмеження емісії з суден передбачають зменшення шкідливих викидів у атмосферу. Сьогодні більше 90 % суднових енергетичних установок (СЕУ) транспортних суден обладнано дизельними двигунами, які працюють переважно на різних видах нафтових палив.

Поступове впровадження АП, серед яких досить перспективною альтернативою дизельному паливу (ДП) є біодизель (БД), дасть змогу знизити залежність від нафтових палив та вирішити проблеми, пов'язані з використанням останніх у СЕУ. Впровадження на суднах біодизельних палив повинно супроводжуватися розробкою детальних рекомендацій відносно особливостей проектування, вибору схемних рішень, комплектації обладнанням, обслуговування під час експлуатації паливних систем (ПС) СЕУ. Розробка відповідних рекомендацій є **актуальною** науковою та практичною проблемою.

Аналіз літературних даних і публікацій. Досвід експлуатації суден на БД та його сумішах з ДП у Франції, Німеччині, США, Канаді, Великобританії підтверджує можливість широкого впровадження цього відновлюваного палива в СЕУ [1–3]. Перспективним для використання БД сегментом флоту є невеликі судна внутрішніх та прибережних районів плавання: рибальські, яхти, пасажирські, круїзні, дослідницькі, пороми, тощо. Це паливо в суміші з дизельним використовують на деяких військових кораблях у Франції та Великобританії [3, 4].

Можна визначити такі напрямки досліджень, пов'язані з можливістю використання біодизелю в енергетиці: вивчення фізико-хімічних та теплофізичних якостей; особливості роботи та характеристики дизельних двигунів; взаємодія з елементами паливних систем; екологічні аспекти застосування в двигунах. Серед проектів та публікацій, пов'язаних з вивченням якостей біодизельних палив можна виділити роботи по вивченню стабільності палив [5, 6] та дослідженню їх низькотемпературних властивостей [7]. Дані щодо робочих та екологічних показників і особливостей експлуатації дизельних двигунів на БД та його сумішах досить широко

представлені у вітчизняних та закордонних публікаціях [8, 9]. Є роботи щодо вивчення взаємодії біодизелю з конструкційними та ущільнювальними матеріалами [10].

Нажаль обмежена кількість робіт, в яких наводяться дані стосовно застосування біодизельних палив в судновій енергетиці. Серед них можна виділити посібник по застосуванню БД на рекреаційних судах [11] та кінцевий звіт по проекту BioMer [1]. Проект BioMer був реалізований в 2004 р. в провінції Квебек, Канада. Протягом декількох місяців 12 пасажирських суден експлуатувалися на чистому біодизелю (B100) та його сумішах з ДП з вмістом першого 5 % (B5) та 20 % (B20). Метою даного проекту, який координувався урядом Канади та місцевою владою Квебеку, було довести можливість ефективної роботи суден на БД та його сумішах. Але серед даних, викладених у кінцевому звіті відсутня інформація щодо впливу БД та його сумішей на характеристики паливних систем СЕУ.

Метою статті є розробка принципів схем паливних систем; обґрунтування раціональних параметрів ПС у випадках використання в СЕУ B100 з різної сировини та різних зразків, сумішей з різним вмістом біодизелю.

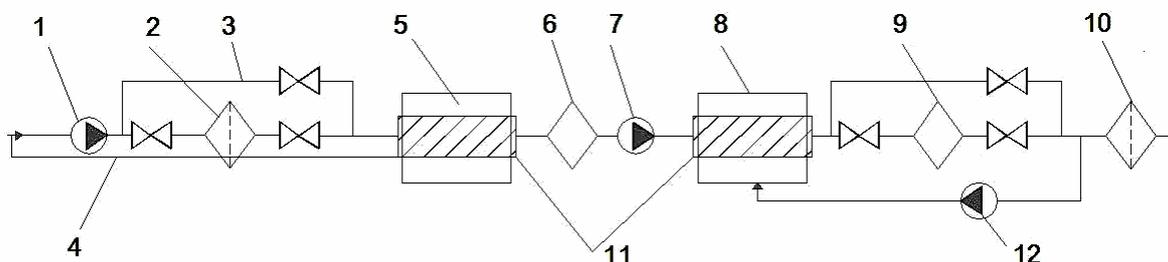
Викладення основного матеріалу. Біодизель досить близький за своїми фізико-хімічними характеристиками до ДП, його можна використовувати в тих же схемах і обладнанні з урахуванням специфічних характеристик. Можливий варіант, коли на судні існує одна паливна система для ДП, БД та їх сумішей, при почерговому використанні наведених палив та прийому паливних сумішей на борт у підготовленому стані. При іншому варіанті за аналогією з використанням важких та легких нафтових палив передбачається використання двох ПС зі взаємним резервуванням деякого обладнання та приготування паливних сумішей на борту [12]. Обидва варіанти мають свої переваги та недоліки та область більш ефективного використання.

На рис. 1–2 наведені можливі варіанти принципів ПС біодизелю. Схеми розроблено з урахуванням існуючих судових схем нафтових палив та характеристик БД. Схема на рис. 1 призначена для почергового використання на судні біодизелю та дизельного палива, або їх сумішей, отриманих заздалегідь. На рис. 2 зображена двопаливна система з можливістю отримання сумішей на судні та резервуванням обладнання ліній ДП та БД, на приймальних трубопроводах B100 передбачено супутникові обігрівачі.

Схему на рис. 1 можна використовувати при відносно малих потрібних запасах палива на рейс та частою експлуатацією судна при низьких температурах навколишнього середовища. Приймальний трубопровід обладнано супутниковим обігрівачем, який потрібен для підігріву B100 або сумішей із високою концентрацією біодизелю (від 30–35 %), фільтром грубого очищення. Для підігрівання палива у цистернах запасу та витратній передбачені зовнішні підігрівачі з електричними елементами. В системі встановлено два сепаратори – перед та після витратної цистерни, передбачена лінія повернення палива після другого сепаратору знов у витратну цистерну. Таке рішення пов'язане з відносно великою гігроскопічністю біодизеля, воно дасть змогу видалити надлишкову вологу. При використанні ДП та його сумішей з низьким вмістом БД достатньо одного сепаратора після цистерни запасу палива, а після витратної цистерни на схемі передбачається обвідний трубопровід подачі палива безпосередньо до фільтра тонкого очищення.

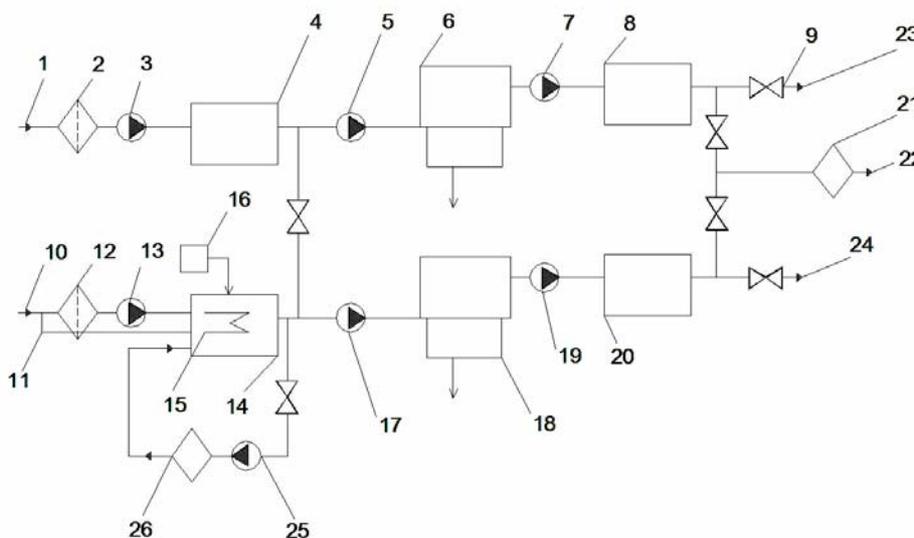
Особливістю схеми на рис. 2 є застосування при підготовці палив комбінованих очисних установок з вбудованим підігрівачем, в яких відбувається фільтрація та сепарація. Змішувач розташований після витратних цистерн. Передбачено три лінії підводу палива до двигунів: ДП, БД, їх сумішей. У цистерні запасу B100 передбачено

циркуляційний сепаратор для періодичного видалення води з палива при довготривалому зберіганні (вода може бути наявна у цистерні, або потрапляти різними шляхами протягом зберігання).



- 1 – насос перекачування палива; 2 – фільтр грубого очищення; 3 – обвідна лінія приймального трубопроводу; 4 – супутниковий обігрівач; 5 – цистерна запасу палива; 6, 9 – сепаратори; 7 – насос сепаратору; 8 – витратна цистерна; 10 – фільтр тонкого очищення; 11 – підігрівачі палива в цистернах зі зовнішнім обігрівом

Рис. 1. Принципова універсальна схема паливної системи для дизельного палива та біодизелю зі зовнішнім обігрівом цистерн



- 1 – приймальний трубопровід дизельного палива; 2, 12 – фільтри грубого очищення; 3, 13 – насоси перекачування палива; 4, 14 – цистерни запасу палива; 5, 17 – насоси установок очищення палива; 6, 18 – комбінована установка очищення палива (фільтр-сепаратор з вбудованим підігрівачем палива); 7, 19 – насоси подачі палив у витратні цистерни; 8, 20 – витратні цистерни; 9 – запірний клапан; 10 – приймальний трубопровід біодизелю; 11 – супутниковий обігрівач; 15 – занурений підігрівач палива; 16 – цистерна присадок для біодизеля; 21 – змішувач; 22 – суміш ДП та БД до двигуна; 23 – дизельне паливо до двигуна; 24 – біодизель до двигуна; 25 – насос сепаратору; 26 – сепаратор

Рис. 2. Принципова схема паливної системи дизельної установки з можливістю роботи на дизельному паливі, біодизелі та їх сумішах з комбінованими установками очищення палива

Для розробки паливних систем розглядалися такі їх характеристики: маса та об'єм запасів палива на рейс, потужність приводів насосів перекачування палива, швидкість фільтрації та сепарації. Співставленні значення характеристик систем при використанні В100 з різної сировини (таблиця), чистого біодизелю з однієї сировини різних зразків, сумішей з низьким вмістом БД (до 30 %) та вмістом від 20 до 100 %. Розрахунки проводилися згідно з матеріалами, представленими в [12, 13].

В таблиці представлені результати при використанні таких палив: ДП, ТЖМЕ – метиловий ефір з тваринного жиру, РМЕ – ріпаково-метиловий ефір, СМЕ – соєво-метиловий ефір, ПМЕ – пальмово-метиловий ефір, СНМЕ – соняшниково-метиловий ефір, ВОМЕ – метиловий ефір використаної кухарської олії. Фізико-хімічні характеристики біодизельних палив, які являють собою метилові ефіри жирних кислот, приймалися згідно із даними представленими в [14] для ТЖМЕ, СМЕ, ПМЕ та СНМЕ, в [15] для ВОМЕ та РМЕ. Дані представлені у відносному вигляді, за одиницю прийняті відповідні значення для ДП. Аналіз наведених матеріалів свідчить про те, що в залежності від вихідної сировини потрібна маса палива може збільшуватися майже на 17 %. Потрібний відносний об'єм паливних цистерн збільшується до 9,5 %, що пов'язано з більшою густиною біодизельних палив. Для перекачування В100 потрібна потужність насосів може збільшуватися до 50 %. Швидкість фільтрації може зменшуватися до 2,5 разів, сепарації – майже втричі.

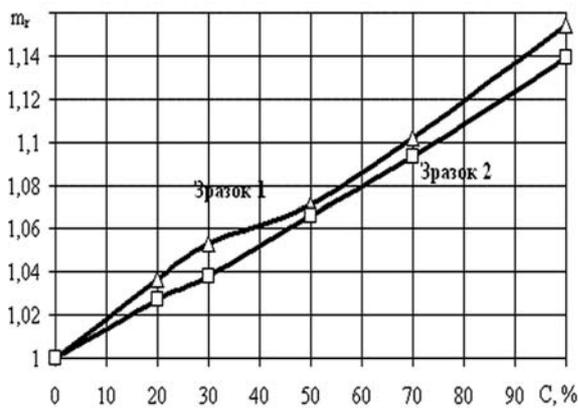
Таблиця. Характеристики паливних систем СЕУ при використанні дизельного палива та В100 з різної сировини

Характеристика	Паливо						
	ДП	ТЖМЕ	РМЕ	СМЕ	ПМЕ	СНМЕ	ВОМЕ
Маса запасів палива	1	1,089	1,165	1,166	1,149	1,14	1,125
Ємність паливних цистерн	1	1,019	1,095	1,088	1,084	1,075	1,086
Потужність приводу насосу перекачування	1	1,287	1,529	1,486	1,526	1,456	1,509
Швидкість фільтрації	1	0,593	0,506	0,595	0,43	0,533	0,418
Швидкість осадження часток води в сепараторі	1	0,3944	0,3482	0,3885	0,3037	0,3763	0,3444

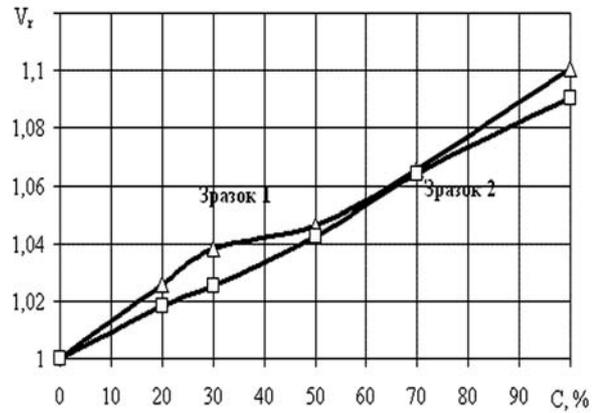
Змінення відносних характеристик паливних систем при використанні палив з вмістом БД від 0 (чисте ДП) до 100 % (В100) показані на рис. 3. Показники визначалися при використанні ДП з низьким вмістом сірки та біодизелю з сої для двох зразків. Для першого зразка були взяті ДП з цетановим числом 47,1 та В100 із метановим числом 55, для другого – з 43,5 та 51,1, відповідно. Більш докладно характеристики палив та їх сумішей представлено в роботі [16]. З рис. 3 видно, що характеристики паливної системи пропорційно змінюються у залежності від концентрації біодизелю в суміші та мають практично лінійну залежність. Відносна маса запасів палива збільшується майже на 16 %, об'єм паливних цистерн – на 10 %, потужність приводів насосів – майже на 50 %, швидкість фільтрації та сепарації зменшуються на 35–40 % та 50–55 %, відповідно.

Також було проведено порівняння параметрів ПС при використанні В100 з однієї сировини 27 різних зразків, фізико-хімічні характеристики яких відповідають міжнародним стандартам якості і представлені в [5]. Різниця між значеннями густини розглянутих палив до 1,5 %, в'язкості – до 18,2 %. Пропорційно густині та в'язкості

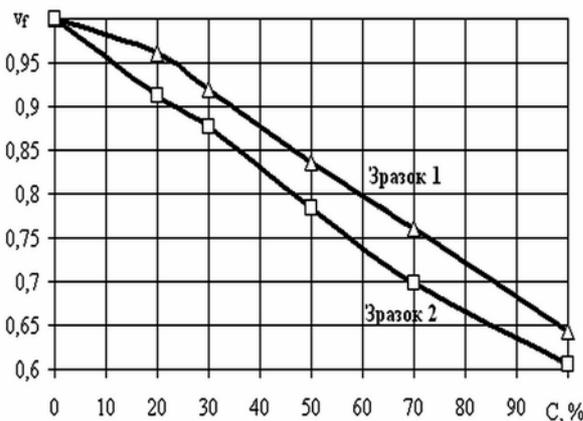
змінюється ємність паливних цистерн та швидкість фільтрації, відповідно на 1,54 % та 18,4 %. Потужність приводів перекачувальних насосів для різних В100 зростає лише на 3,5–4 %, а швидкість сепарації може зменшуватися майже на 22 %.



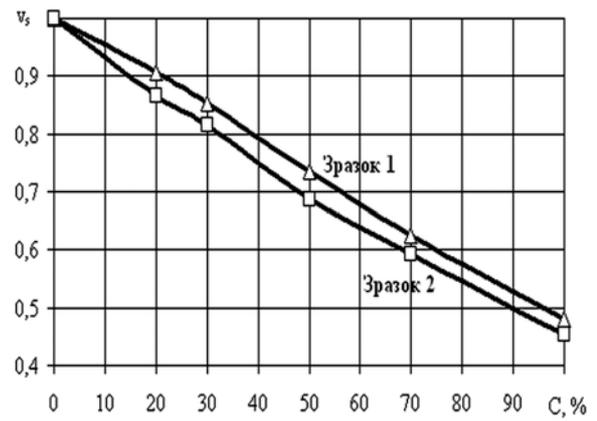
а)



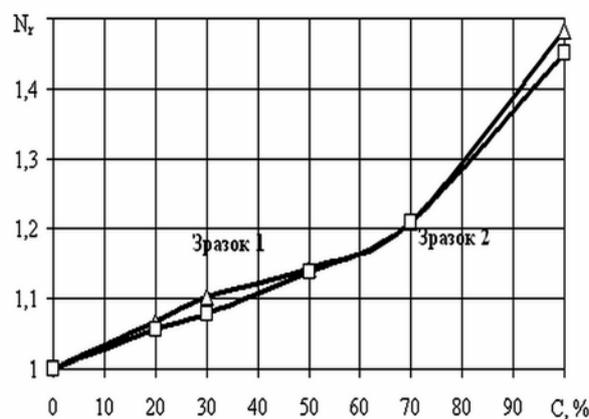
б)



в)



г)



д)

a – відносна маса запасів палива; b – відносна ємність паливних цистерн;

v – відносна швидкість фільтрації; z – відносна швидкість осадження часток води в сепараторі;

d – відносна потужність приводу насоса перекачування

Рис. 3. Характеристики паливних систем СЕУ при використанні дизельного палива, В100 та їх сумішей в різних пропорціях

Аналогічні розрахунки були проведені і для сумішей дизельного палива та біодизелю з вмістом останнього до 30 %, такі суміші найчастіше використовуються в двигунах, їх фізико-хімічні характеристики представлено в [5]. Переважна кількість зразків – це В20. В залежності від вмісту біодизелю в суміші (7–28 %) та його властивостей маса запасів палива збільшується на 2,7 %, ємність паливних цистерн – на 1,7 %, потужність приводів насосів – на 8,7 %, швидкість фільтрації та сепарації знижується на 22,3 та 24 %, відповідно, порівняно з дизельним паливом.

Інформація стосовно теплофізичних властивостей біодизелю майже відсутня. В роботі [17] представлені результати експериментального дослідження ізобарної теплоємності біодизелю з ріпакової олії. Обробка наявних в роботі даних дала змогу визначити залежність теплоємності, Дж/(кг·град), від температури ($15 \leq t \leq 280$ °С):

$$c_p = 4,606t + 2027,3.$$

В даному діапазоні температур теплоємність біодизелю перевищує значення c_p для ДП в 1,6–3,2 рази (менша різниця відповідає більшим t). Таким чином для підігріву однакової маси палива для В100 потрібно в 1,6–3,2 рази більше теплової або електричної енергії порівняно з ДП.

Висновки:

1. Запропоновано варіанти схем паливних систем при використанні БД: 1) на судні одна універсальна паливна система для ДП, БД та їх сумішей в різних пропорціях, вони найбільше підходить для малих суден з жорсткими масогабаритними обмеженнями, при умові почергового використання палив на судні та прийому сумішей ДП та БД у готовому стані; 2) використовується дві паливні системи зі взаємним резервуванням деякого обладнання та приготуванням паливних сумішей безпосередньо на борту.

2. Встановлено, що характеристики паливних систем для біодизелю залежать від вихідної сировини, вмісту БД в суміші, фізико-хімічних показників.

3. Використання біодизельних палив в паливних системах СЕУ призводить до зростання маси запасів палива до 16 %, об'єму паливних цистерн – до 10 %, потужності приводів насосів – до 50 %, необхідної для підігріву палива енергії – в 1,6–3,2 рази, швидкість фільтрації та сепарації можуть зменшуватися на 60 % та 65 %, відповідно. При використанні сумішей з низьким вмістом біодизелю ємність паливних цистерн та маса запасів палива збільшуються незначно, витрати енергії на перекачування палив зростають майже на 10 %, швидкість фільтрації та сепарації знижуються на 22 % та 24 %, відповідно. Це буде визначати рівень раціональних параметрів паливних систем СЕУ при проектування та підборі обладнання.

Подальші дослідження в даному напрямку будуть спрямовані на розробку детальних рекомендацій щодо проектування та експлуатації паливних систем СЕУ при використанні БД та його сумішей з дизельним паливом, розробку комплексного критерію ефективності використання біодизелю на судах.

Література

1. BioMer: Biodiesel demonstration and Assessment for tour boats in the Old Port of Montreal and Lacine Canal National Historic Site. Final report. – Québec, Canada, 2005. – 67 p.

2. *Hendrix Muriel L.* Deep Fat in the Tank Marine Biodiesel makes headway in Maine // The working Waterfront. – 2007. – July. – Режим доступа: <http://www.workingwaterfront.com/articles/Deep-Fat-in-the-TankMarine-Biodiesel-makes-headway-in-Maine/11740/>.
3. *Scott R.* UK biodiesel study fuels debate on the practicalities for naval vessels. – Jane's International Defence Review. – 2008. – vol. 41. – June. – Режим доступа: www.bmtdsl.co.uk/BMT/bmt_media/bmt_media/33/ArticlefromJanesCJanesInfoGroup.pdf.
4. *Горбов В.М.* Перспективы использования биотоплива в судовых энергетических установках / В.М. Горбов, В.С. Митенкова // Судходство. – 2007. – № 1-2 (127). – С. 64-65.
5. Survey of the Quality and Stability of Biodiesel and Biodiesel Blends in the United States in 2004 / Technical report, NREL/TP-540-38836; R.L. McCormick, T.L. Alleman, M. Ratcliff and others. – National Renewable Energy Laboratory, USA, 2005. – 60 p.
6. *Westbrook S.R.* An Evaluation and Comparison of Test Methods to Measure the Oxidation Stability of Neat Biodiesel. Subcontract No. ACE-3-33075-01. – Southwest Research Institute, San Antonio, USA, 2005. – 35 p.
7. Biodiesel cold weather blending study. – The National Biodiesel Board, USA, 2005. – 25 p.
8. *Марченко А.П.* Расчетное исследование особенностей процесса дизеля СМД-31 при его работе на традиционном дизельном топливе и метиловых эфирах рапсового масла / А.П. Марченко, В.Г. Семенов, И.И. Сукачев, О.Ю. Линьков // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. трудов. – Харьков: ГАЭКУ «ХАИ», 2000. – Вып. 15. – Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 155-157.
9. *Holden B.* Effect of biodiesel on diesel engine nitrogen oxide and other regulated emissions. Project No. WP-0308. – California: Naval facilities engineering service center, 2006. – 110 p.
10. *Frame E.* Elastomer Compatibility Testing of Renewable Diesel Fuels / E. Frame, R.L. McCormick; Technical Report, NREL/TP-540-38834. – National Renewable Energy Laboratory, USA, 2005. – 21 p.
11. *Wedel von R.* Technical handbook for marine biodiesel in recreational boats. Subcontract No. ACG-7-16688-01. – California: U.S. Department of Energy, 1999. – 25 p.
12. Системы судовых энергетических установок: Учебное пособие / Г.А. Артемов, В.П. Волошин, А.Я. Шквар и др. – Л.: Судостроение, 1990. – 376 с.
13. *Дытнерский Ю.И.* Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Ч. 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – М.: Химия, 1995. – 400 с.
14. *Clements D.L.* Blending rules for formulating biodiesel fuel, University of Nebraska, 1996, p. 44-53. – Режим доступа: www.biodiesel.org/resources/reportsdatabase/reports/gen/19960101_gen-277.pdf.
15. *Lebedevas S., Vaicekauskas A.* Research into the application of biodiesel in the transport sector of Lithuania // TRANSPORT – 2006. – V. XXI, № 2. – P. 80–87.
16. *Schumacher L.* The Physical & Chemical Characterization of Biodiesel Low Sulfur Diesel Fuel Blends / L. Schumacher, A. Chellappa, W. Wetherell and others. – The National Biodiesel Board University of Missouri, 1995. – 85 p.
17. *Goodrum J.W.* Review of biodiesel research at university of Georgia. – Режим доступа: www.biodiesel.org/resources/reportsdatabase/reports/gen/19960601_gen-073.pdf.

УДК 621.224

О.В. ПОТЕТЕНКО, канд. техн. наук, Є.С. КРУПА, аспірант,
В.Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, канд. техн. наук

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
м. Харків, Україна*

РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛОПАТЕВИХ СИСТЕМ РОБОЧИХ КОЛІС ЗДВОЄНОГО КАПСУЛЬНОГО ПРЯМОТОЧНОГО ГІДРОАГРЕГАТУ

В данной работе представлены результаты численного исследования течения жидкости в проточной части сдвоенного гидроагрегата капсульного типа. С использованием программы для расчета двухмерных течений рассчитаны кинематические характеристики рабочих колес и построены балансы потерь энергии в их лопастных системах.

In this work the results of numeral research of flow of liquid are presented in running part of the dual hydrounit of capsule type. With the use of the program for the calculation of a bidimensional flows kinematics descriptions of drivings wheels are expected and balances of losses of energy are built in their blade systems.

1. Вступ

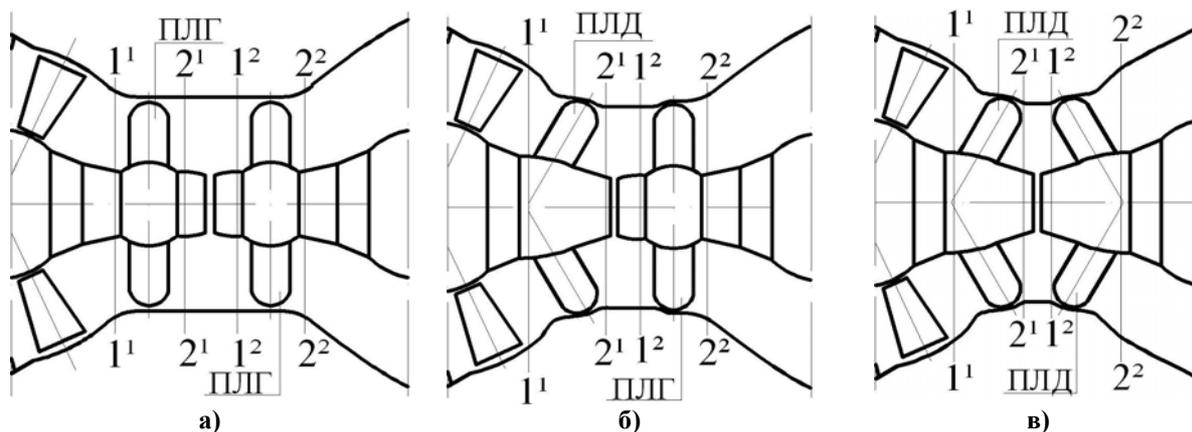
Застосування схем гідротурбін із співвісними робочими колесами протилежного обертання відкриває перед здвоюванням робочих коліс нові перспективи. Послідовне співвісне розташування робочих коліс одного за іншим можливо при одному направляючому апараті або зовсім без направляючого апарату і при одній відсмоктувальній трубі. Крім того, при обертанні співвісних робочих коліс в протилежні сторони створюються передумови до найвигіднішого гідродинамічного режиму їх роботи і значного збільшення коефіцієнта швидкохідності агрегату, вищого, ніж при звичайному здвоюванні гідротурбін.

Принцип співвісного послідовного розташування двох робочих коліс з обертанням в протилежні сторони знайшов застосування і добре зарекомендував себе в суднобудуванні і авіації (тандем-пропелери), в області вітродвигунів. Тому він може бути успішно застосований також і в прямоточних гідротурбінах надвисокої швидкохідності; швидкохідних і тихохідних, з діагональним або радіальним направляючими апаратами, осьовим і діагональним колесами, зігнутою або прямоосною відсмоктувальною трубою [1].

Використання здвоєного прямоточного гідроагрегата із системою регулювання з потрібною комбінаторною залежністю між відкриттям напрямляючого апарату і кутами розвороту лопатей робочих коліс гідротурбін (послідовне двоступінчасте створення і спрацювання напору і моменту кількості руху), дозволяє істотно підвищити середньо-експлуатаційні показники, розширити зони експлуатації по напорах і витратах, підвищити ККД, і дає можливість застосування прямоочної схеми на більш високі напори. Крім того, даний гідроагрегат дозволяє одержати більшу потужність при менших габаритах блоку ГЕС у плані, у порівнянні з двома паралельно працюючими агрегатами поворотно-лопатевого типу [2]. Опис конструкції та принцип роботи здвоєного прямоточного гідроагрегату приведено в [2, 3].

2. Проектування лопатевих систем робочих коліс з двоєного прямооточного гідроагрегату

В проточній частині з двоєного гідроагрегата встановлено дві турбіни діагонального або осьового типу, вали яких розміщені горизонтально (рис. 1). Вибір компоновки визначається величиною напору на який проектується гідроагрегат (табл.). В даній роботі розглядається варіант з двома турбінами осьового типу – перша турбіна капсульна осьового типу ПЛГ-25, друга – капсульна осьового типу ПЛГ-15 (рис. 1а).



а – два осьових колеса; б – діагональне та осьове колеса; в – два діагональних колеса

Рис. 1. Схема компоновок робочих коліс та розрахункові перетини з двоєного прямооточного гідроагрегату

Таблиця. Діапазони напорів для різних компоновок розміщення робочих коліс

Схема	а	б	в
Діапазон напорів, м	40–75	75–180	180–320

Проектування лопатєвої системи робочого колеса і чисельне дослідження її характеристик здійснюється шляхом сумісного рішення оберненої та прямої задач обтікання решіток профілів, що базуються на прийнятих моделях течії, гідравлічних втрат і геометричної моделі робочого колеса [4, 5].

Кожна ГЕС характеризується такими даними як напір, потужність, синхронна частота обертання, витрата тощо. Використовуючи формули подібності, ці параметри можна звести до двох: приведеної витрати Q'_1 і приведеної частоти обертання n'_1 . Відношення циркуляцій, що спрацьовується на першому та другому робочих колесах визначається основним рівнянням гідротурбін [4]:

$$(\Delta V_u r)_1 = \frac{\eta_{r1} g H_1}{\omega_1}; \quad (1)$$

$$(\Delta V_u r)_2 = \frac{\eta_{r2} g H_2}{\omega_2}. \quad (2)$$

Так як $\eta_{r1} = \eta_{r2}$, то

$$\frac{(\Delta V_u r)_1}{(\Delta V_u r)_2} = \frac{H_1}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_2}{H_2}. \quad (3)$$

Кутова швидкість обертання робочих коліс дорівнює

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30}. \quad (4)$$

Підставивши вираз (4) в (3) отримаємо

$$\frac{(\Delta V_u r)_1}{(\Delta V_u r)_2} = \frac{H_1}{H_2} \cdot \frac{n_2}{n_1}. \quad (5)$$

Згідно рівнянню балансу потужності

$$N_{ri} = \gamma Q_i H_i \Rightarrow H_i = \frac{N_{ri}}{\gamma Q_i}. \quad (6)$$

Підставивши вирази (4) та (6) в (3) отримаємо

$$\frac{(\Delta V_u r)_1}{(\Delta V_u r)_2} = \frac{N_{r1}}{N_{r2}} \cdot \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{n_2}{n_1}. \quad (7)$$

Ці величини є вхідними даними при проектуванні лопатевих систем робочих коліс гідротурбін [6].

Закрутки потоку перед і за робочими колесами визначено згідно рівнянню Ейлера

$$(V_u r)_1^{(1)} - (V_u r)_2^{(1)} = \frac{\eta_r g H^{(1)}}{\omega^{(1)}}, \quad (8)$$

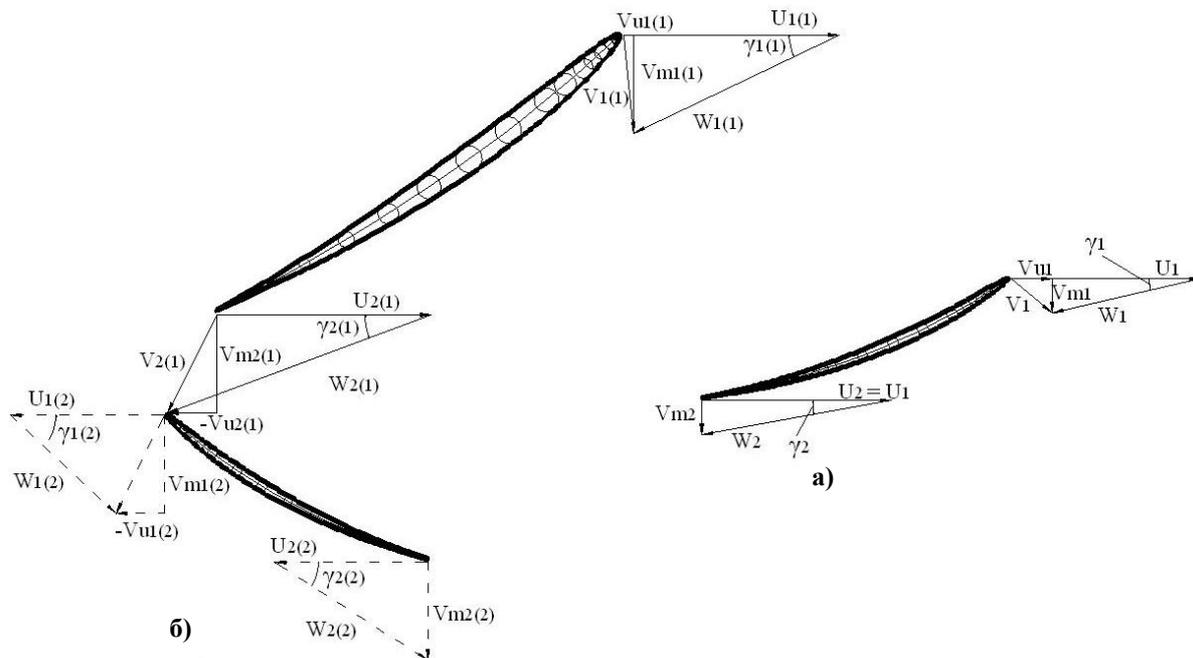
у припущенні, що на виході з другого колеса закрутка потоку рівна нулю, тобто

$$(V_u r)_2^{(2)} = 0. \quad (9)$$

Так як робочі колеса обертаються в різні сторони, і після першого робочого колеса має місце від'ємна закрутка потоку, то рівняння (8) буде мати вигляд

$$(V_u r)_1^{(1)} + (V_u r)_2^{(1)} = \frac{\eta_r g H^{(1)}}{\omega^{(1)}}. \quad (10)$$

По результатам розрахунків було побудовано трикутники швидкостей на вході та виході лопатевих систем здвоєного капсульного гідроагрегату (рис. 2).



а – горизонтальна гідротурбіна з циркуляцією на вході;
б – здвоєний прямооточний гідроагрегат з циркуляцією на вході

Рис. 2. Поле середніх швидкостей горизонтальної гідротурбіни та здвоєного прямооточного гідроагрегату

Профільювання лопатевих систем робочих коліс виконується за допомогою методу розподілених вихорів (метод Лесохіна) [4]. Даний метод, разом з іншими, широко використовується в практиці розрахунку осевих робочих коліс насосів і гідротурбін [5, 6].

3. Аналіз розрахунків обтікання лопатевих систем робочих коліс

Для оцінки енергетичних, кавітаційних, ерозійних та ін. показників лопатевих систем робочих коліс, що проектується, на різних режимах роботи розрахунковим шляхом визначають значення епюри швидкостей та тиску на лопатях робочого колеса.

В даній роботі розрахунок обтікання середніх решіток лопатевих систем робочих коліс на прийнятій поверхні току і режимі роботи ($Q'_1 - n'_1$) вівся по методу ЦКТІ [7].

По даним розрахунку обтікання лопатевих систем (по значенням і епюрам відносної швидкості $W(S)$ (рис. 3) та коефіцієнту тиску $\bar{p}(S)$ (рис. 4) на лицьовій та тильній стороні лопаті) на прийнятому режимі було визначено:

- параметри пограничних шарів на лицьовій та тильній сторонах лопаті та профільні втрати;
- кути атаки, ударні втрати та вірогідність відриву потоку на тильній/лицьовій поверхні лопаті на різних режимах;
- циркуляційні втрати;
- побудовано баланс втрат енергії в лопатевих системах на прийнятих режимах роботи ($Q'_1 - n'_1$) (рис. 5).

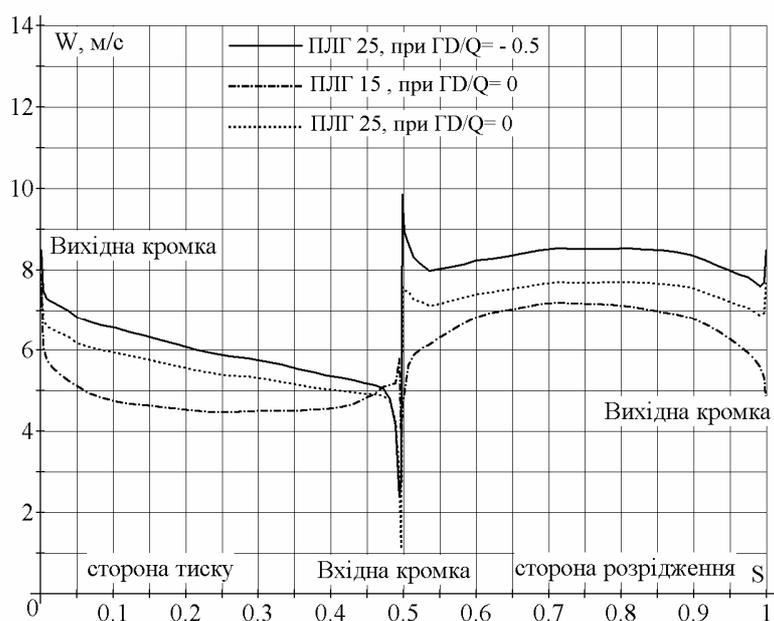


Рис. 3. Графік розподілу відносної швидкості по поверхні середнього профілю робочих коліс

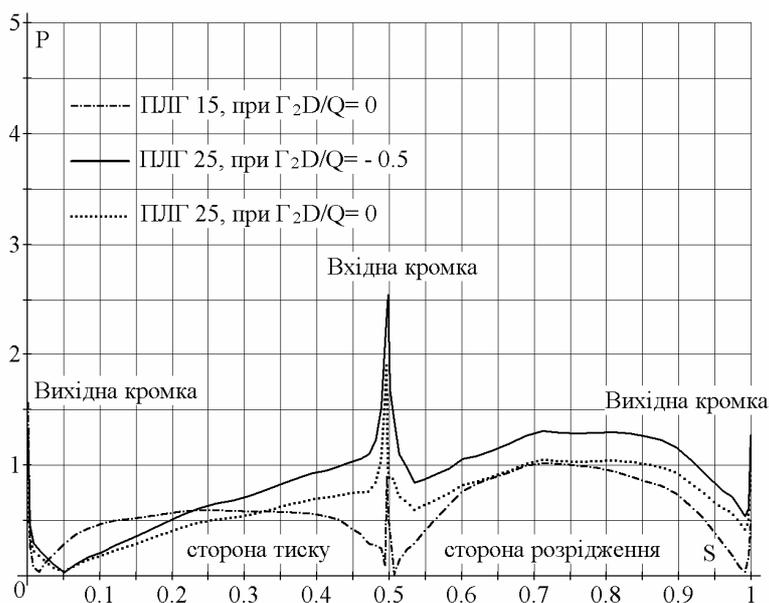


Рис. 4. Графік розподілу коефіцієнту тиску по поверхні середнього профілю робочих коліс

У робочому колесі осереднені сумарні гідравлічні втрати $\bar{h}_{\text{сум}}$ визначалися як сума усереднених по витраті профільних $\bar{h}_{\text{пр}}$, циркуляційних $\bar{h}_{\text{ц}}$, ударних $\bar{h}_{\text{уд}}$ втрат

$$\bar{h}_{\text{сум}} = \bar{h}_{\text{пр}} + \bar{h}_{\text{ц}} + \bar{h}_{\text{уд}}. \quad (11)$$

Дискові, кромкові та об'ємні втрати в даній роботі не враховувалися.

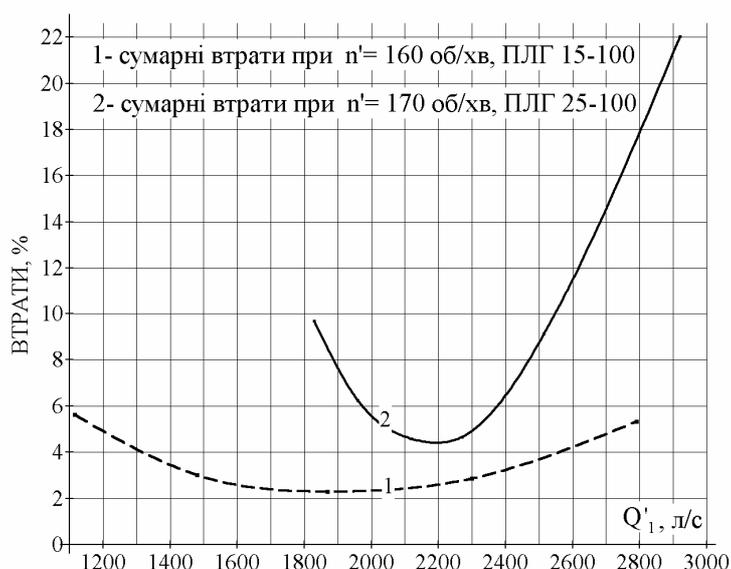


Рис. 5. Сумарні втрати енергії в лопатевих системах ПЛГ 25-100 та ПЛГ 15-100

Висновки

1. Проведено огляд і аналіз можливостей просування горизонтальних гідротурбін на високі напори. Обґрунтовано співвідношення вибраних режимних параметрів робочих коліс, від величини циркуляції, що спрацьовується.
2. Розглянуті схеми компоновки робочих коліс в залежності від напору.
3. Проведені розрахункові дослідження лопатевих систем робочих коліс дозволили отримати кінематичні характеристики потоку на вході та виході із лопатевих систем та побудувати графік сумарних втрат при $n'_1 = \text{const}$.

Література

1. Семенов В.В. Прямоточные гидротурбоагрегаты высокой и сверхвысокой быстроходности. – М.-Л.: Государственное энергетическое издательство, 1959.
2. Патент на винахід № 76872 МПК F03 В 13/06, 13/08, 13/10, 13/16. Здвоєний прямотечійний гідроагрегат / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов, 2006.
3. Потетенко О.В. Дослідження робочого процесу здвоєного капсульного прямоточного гідроагрегату / О.В. Потетенко, Є.С. Крупа, В.Е. Дранковський // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2008. – 6/5(36). – С. 30-34.
4. Гутовский Е.В. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин / Е.В. Гутовский, А.Ю. Колтон. – Л.: Машиностроение, 1974.
5. Этинберг И.Э. Гидродинамика гидротурбин / И.Э. Этинберг, Б.С. Раухман. – Л.: Машиностроение, 1978.
6. Сви́нарев Г.А. Горизонтальные капсульные гидротурбины осевого типа / Г.А. Сви́нарев, А.А. Меловцов. – Киев: Наукова думка, 1969.
7. Раухман Б.С. Расчет обтекания пространственных решеток профилей с программированием на ЭВМ. РТМ. 24.023.21. –Л.: ЦКТИ, 1972.

© Потетенко О.В., Крупа Є.С., Дранковський В.Е., 2009

УДК 621.165

Г.А. ГАПОН

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

ДИНАМИКА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ ВИХРЕВЫХ ТЕЧЕНИЙ

В межах концепції суцільного середовища змінної маси створена математична модель вихрової течії змінної маси. В цій моделі використані вперше виведені рівняння для вихору, що є аналогами та узагальненнями на випадок руху зі змінною масою рівнянь Громеки – Лемба та Фридмана. Вона може бути застосована для постановки задач розрахунку вихрових течій зі змінною витратою вздовж каналу, зв'язаних із змішанням та розділенням потоків, наприклад, в парових та газових турбінах, в спіральних камерах відцентрових турбомашин [1] та іншому устаткуванні.

The mathematical model of the variable mass' vortical motion is created according to the variable mass concept in the continuous medium. The equations for vortex in the case of the variable mass continuous medium motion are derived for the first time. These equations are analogs and generalizations of the Gromeka – Lamb and Fridman equations in case of variable mass motion. The model can be applied for statement of the problem of vortical motion calculation, when fluid flow rate is changing along the channel. Variable fluid flow rate can be caused by the working medium masses attachment and detachment, which take place in steam and gas turbines, scroll cases of centrifugal turbines [1], etc.

Во многих технических устройствах имеют место течения рабочей среды, сопровождающиеся присоединением или отсоединением рабочего тела вдоль пути. Таковы, например, течения в камерах отборов, входных и выходных патрубках, спиральных камерах и других элементах паровых и газовых турбин, центробежных турбомашин, насосов и вентиляторов и многих других типов оборудования.

Упомянутые течения обладают двумя общими особенностями: 1) наличием переменного вдоль канала расхода рабочей среды и 2) динамическим взаимодействием потоков, происходящим при смешении (или разделении) их вдоль пути. Исходя из учета указанных особенностей рассматриваемых течений, для создания математической модели последних будет естественным обратиться к законам динамики сплошной среды переменной массы [2]. Во-первых, они описывают движение жидкости с переменным расходом, и во-вторых, позволяют выявить и учесть характер взаимодействия потоков при их слиянии или разделении и его влияние на параметры результирующего течения.

Как показывает опыт, движение среды в упомянутых каналах носит вихревой характер. Это значит, что вектор вихря $\vec{\Omega}$ во всех точках области течения или ее части не равен нулю: $\text{rot } \vec{V} = \vec{\Omega} \neq 0$. Чтобы учесть этот фактор, математическую постановку задачи расчета вихревых течений в каналах со смешением (разделением) потоков будем строить на базе уравнений динамики переменной массы для вихревых течений. Теоретический аппарат для таких расчетов еще не разработан. Поэтому выведем два уравнения динамики вихревых течений переменной массы. Они будут аналогами и обобщениями известных уравнений Громеки – Лэмба и Фридмана на случай движения с переменной массой.

Уравнение Громеки – Лэмба для течений с переменной массой

Рассмотрим уравнение движения переменной массы

$$\frac{d\vec{V}}{dt} = \vec{F} - \frac{1}{c} \text{grad } P + \frac{I}{c} (\vec{V}_0 - \vec{V}), \quad (1)$$

где ρ – плотность, P – давление, \vec{V} – вектор скорости потока, \vec{V}_0 – вектор скорости, с которой жидкость подводится (отводится), I – секундное изменение массы вещества в данной точке потока, отнесенное к единице его объёма, \vec{F} – массовая сила, отнесенная к единице массы.

Воспользовавшись известным тождеством $(\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = \text{grad}(\vec{V}^2/2) - \vec{V} \times \text{rot } \vec{V}$, это уравнение можно переписать в виде

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \text{grad}(\vec{V}^2/2) - \vec{V} \times \text{rot } \vec{V} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad } P + \frac{I}{\rho} (\vec{V}_0 - \vec{V}). \quad (2)$$

Данное уравнение является уравнением Громеки – Лэмба для случая движения среды с переменной массой.

Отдельный класс вихревых движений составляют движения, при которых

$$\text{rot } \vec{V} = \lambda \vec{V}, \quad (3)$$

где λ – в общем случае скалярная функция координат.

Такие движения называются винтовыми [3]. Из (3) вытекает, что $\vec{V} \times \text{rot } \vec{V} = 0$, и уравнение (2) в случае винтового движения имеет вид

$$\text{grad}(\vec{V}^2/2) = \vec{F} - \frac{1}{c} \text{grad } P + \frac{I}{c} (\vec{V}_0 - \vec{V}). \quad (4)$$

Уравнение Фридмана для течений с переменной массой

Получим уравнение, описывающее изменение вихря в течениях с переменной массой. Будем исходить из уравнения Громеки – Лэмба для течений с переменной массой (2). Найдём ротор от обеих частей этого уравнения. Тогда

$$\frac{\partial \vec{\Omega}}{\partial t} + \text{rot } \text{grad}(\vec{V}^2/2) - \text{rot}(\vec{V} \times \text{rot } \vec{V}) = \text{rot } \vec{F} - \text{rot} \left(\frac{1}{\rho} \text{grad } P \right) + \text{rot} \left(\frac{I}{\rho} (\vec{V}_0 - \vec{V}) \right). \quad (5)$$

Упростим уравнение (5), используя соотношения

$$\text{rot}(\vec{A} \times \vec{B}) = (\vec{B} \cdot \nabla) \vec{A} - (\vec{A} \cdot \nabla) \vec{B} + \vec{A} \text{div } \vec{B} - \vec{B} \text{div } \vec{A}; \quad (6)$$

$$\text{rot}(\alpha \vec{A}) = \alpha \text{rot } \vec{A} + \text{grad } \alpha \times \vec{A}; \quad (7)$$

$$\text{rot } \text{grad } \vec{B} = 0; \quad (8)$$

$$\text{div } \text{rot } \vec{C} = 0. \quad (9)$$

Из формулы (8) следует, что

$$\text{rot } \text{grad}(\vec{V}^2/2) = 0. \quad (10)$$

Из формул (6) и (7) получим

$$\text{rot}(\vec{V} \times \text{rot } \vec{V}) = (\vec{\Omega} \cdot \nabla) \vec{V} - \vec{\Omega} \text{div } \vec{V} - (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{\Omega}. \quad (11)$$

Из формул (7) и (8) будем иметь

$$\text{rot} \left(\frac{1}{\rho} \text{grad } P \right) = \text{grad} \left(\frac{1}{\rho} \right) \times \text{grad } P = -\frac{1}{\rho^2} \text{grad } \rho \times \text{grad } P. \quad (12)$$

Подставляя (10), (11), (12) в (5), получим

$$\frac{\partial \vec{\Omega}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{\Omega} - (\vec{\Omega} \cdot \nabla) \vec{V} + \vec{\Omega} \text{div } \vec{V} = \text{rot } \vec{F} + \frac{1}{\rho^2} \text{grad } \rho \times \text{grad } P + \text{rot} \left(\frac{I}{\rho} (\vec{V}_0 - \vec{V}) \right). \quad (13)$$

Уравнение (13) является уравнением Фридмана для течения с переменной массой.

Рассмотрим частный случай для последнего уравнения. Пусть поле массовых сил консервативно ($\vec{F} = -\text{grad}U$, U – потенциал поля), жидкость – баротропна ($\rho = \psi(P)$). Тогда $\text{rot } \vec{F} = 0$, $\text{grad } \rho \times \text{grad } P = \psi'(P) \text{grad } P \times \text{grad } P = 0$, а уравнение Фридмана получает вид

$$\frac{d\vec{\Omega}}{dt} - (\vec{\Omega} \cdot \nabla) \vec{V} + \vec{\Omega} \text{div } \vec{V} = \text{rot} \left(\frac{I}{\rho} (\vec{V}_0 - \vec{V}) \right). \quad (14)$$

Отметим, что в большом числе приложений данное упрощение оправдано: массовые силы являются консервативными или ими можно пренебречь, а плотность зависит только от давления или может считаться постоянной, так как течения происходят с числами Маха $M < 0,3$.

Составим систему уравнений для описания вихревого течения с переменной массой в условиях консервативности массовых сил и баротропности жидкой среды. Она состоит из уравнения неразрывности, уравнения Фридмана или Громеки – Лэмба, определения вихря $\vec{\Omega}$ и условия баротропности жидкости:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = I; \\ \frac{d\vec{\Omega}}{dt} - (\vec{\Omega} \cdot \nabla) \vec{V} + \vec{\Omega} \text{div } \vec{V} = \text{rot} \left(\frac{I}{\rho} (\vec{V}_0 - \vec{V}) \right); \\ \vec{\Omega} = \text{rot } \vec{V}; \\ \rho = \psi(P). \end{cases} \quad (15)$$

Эта система уравнений замкнута. Граничные условия зависят от конкретной задачи.

Итак, из вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

1) Выведены впервые уравнения для вихря, которые являются аналогами и обобщениями уравнений Громеки – Лэмба и Фридмана на случай движения с переменной массой.

2) С их помощью впервые в рамках концепции переменной массы построена математическая модель расчёта вихревых течений с переменной массой. Получена замкнутая система уравнений, которая описывает такие течения при условиях консервативности массовых сил и баротропности жидкой среды.

3) Приведенная математическая модель может быть применена в расчетах вихревых течений со смешением или разделением потоков вдоль канала, широко встречающихся в турбомашинах. Например, с ее помощью можно рассчитать параметры вихревого течения в спиральной камере центробежной турбомшины.

Литература

1. Гапон Г.А. Динамика переменной массы в каналах сложной формы // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – № 5. – С. 144–149.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1978. – 736 с.
3. Васильев О.Ф. Основы механики винтовых и циркуляционных потоков. – Госэнергоиздат, 1958. – 144 с.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

Subbotin V.G., Levchenko Ye.V., Shvetsov V.L. STEAM TURBINES OF JSC «TURBOATOM» FOR THERMAL POWER PLANTS	6
Boiko A.V., Govorushchenko Yu.N., Usaty A.P., Burlaka M.V. NUMERICAL RESEARCH OF INFLUENCE COMPLEX TANGENTIAL BULK ON CHARACTERISTICS OF THE JET BLADE RIM.....	18
Gnesin V.I., Kolodyazhnaya L.V. THE NUMERICAL ANALYSIS FOR INFLUENCE OF STATOR –ROTOR BLADE NUMBER RATIO ON UNSTEADY LOADS AND BLADE OSCILLATIONS REGIMES	23
Yakovlev V.A., Yershov S.V. OPTIMISATION OF GAS TURBINES STAGES USING THE 3D FLOW COMPUTATION MODEL.....	33
Slabchenko O.N., Zaycev M.V., Kozlov A.U., Zolotuhin A.D. ESTIMATION OF LPC EFFICIENCY OF THE T-250/300-23.5 TURBINE OF THE KHARKOV HPP-5.....	41
Goloshchapov V.N., Paschenko N.V., Rusanov A.V. INFLUENCE OF VACUUM AFTER THE LAST STAGE ON THE SPATIAL STRUCTURE OF STREAM OF A STEAM TURBINE.....	49
Subotov V.P., Yudin A.Yu., Phan Cong Tam THE INVERSE PROBLEM FOR BLADE CASCADE ON GENERAL SURFACE OF REVOLUTION.....	56
Mamontov N.I., Kobtsev O.M., Pugachova T.N. RECONSTRUCTION OF THERMAL CHART OF POWER UNIT OF 200 MWT №4 OF STAROBESHEVSK.....	62
Levchenko Ye.V., Subotov V.P., Yudin Yu.A., Lapuzin A.V., Yudin A.Yu. AERODYNAMIC RESEARCH RESULTS OF THE PERIPHERAL PRESSURE NONUNIFORMITY BEHIND THE LAST STAGE OF THE LOW PRESSURE TURBINE	70
Goloshchapov V.N., Kasilov V.I., Kozlov A.U. POINT OF OCCURRENCE OF THE HUB FLOW SEPARATION BEHIND THE DIRECTING DEVICE OF THE TURBINE STAGE.....	73
Shubenko A.L., Lykhvar N.V. Shvetsov V.L. POTENTIALS FOR IMPROVEMENT OF TPP AND NPP TURBINE PLANT PERFORMANCE FACTORS OJSC TURBOATOM BASED ON MATHEMATIC SIMULATION.....	76
Chernousenko O.Yu. THE LEAVINGAL RESOURCE OF STEAM TURBINE K-200-130 HIGHTEMPERATURE ELEMENTS... ..	82
Sukhinin V.P., Fursova T.N. TO THE CALCULATION OF THE TENSE STATE OF WORKINGS SHOULDER-BLADES OF STREAM-TURBINES	86
Pugachova T.N. ANALYSIS OF FEATURES OF THE STATE OF HIGH TEMPERATURE ROTORS AND FACTORS INFLUENCING ON CAPACITY AND RESOURCE OF IT	92
Subbotin V.G., Burakov A.S., Rokhlenko V.Yu., Shvetsov V.L. ELEKTROHYDRAVLIK CONTROL SYSTEM FOR STEAM TURBINES OF JSC «TURBOATOM»	98
Akerman D., Zarubin L., Reshitko V., Rosinskaya A. GAS TURBINE UNIT GTE-115M	105

Boiko A.V., Govorushchenko Yu.N., Usaty A.P., Rudenko A.S.	
INTEGRATION OF PROCEDURE OF CREATION AND CALCULATION OF GAS TURBINE INSTALLATION DIAGRAM TO CAD «TURBOAGGREGATE»	111
Gerasimenko V.P., Kucheruk N.V., Mandra A.S., Nalesny N.B., Nurmukhametov T.M.	
ALGORITHMS DEFINITION MAIN PARAMETERS GAS TURBINE GAS PUMPING AGGREGATES IN EXPLOITATION	116
Tarasov A.I., Dolgov A.I.	
HEAT TRANSFER ANALYSIS AT JET COOLING OF THE BLADE LEADING EDGE OF A GAS TURBINE	122
Bratuta E.G., Ganzha A.N., Marchenko N.A.	
THE EFFECTIVENESS INCREASE HEATERS TRANSFER OF GAS TURBINE UNITS ON BASIS OF SYSTEM ANALYSES AND POLYVALENT OPTIMIZATION	128
Ivanchenko L.N.	
CALCULATION OF A BOUNDARY LAYER ON A BLADE OF A GAS TURBINE USING THE MODIFICATION OF THE CEBECI-SMITH TURBULENCE MODELS	134
Tarasov A.I., Tran Cong Sang	
CENTRIFUGAL EFFECT IN COOLING SYSTEMS CALCULATIONS FOR THE GAS TURBINES ROTORS	138
Litvinenko O., Mihaylova I.	
THE MATHEMATICAL AND NUMERICAL MODELING OF THE THERMO PHYSICAL PROCESSES ON THE EXAMPLE OF TWO-PHASE HEAT EXCHANGE IN A POROUS ENVIRONMENT	144
Mihailov V.E., Strashnikov A.A., Sevastyanova T.V.	
MODELLING INTAKE DUKT GTE-110 IVANOVO POWER STATION IN PROGRAM COMPLEX FLOWVISION	148
Shelepov I.G., Safronyuk M.A.	
DYNAMICS ANALYSIS OF HYDRAULIC RESISTANCE OF CONDENSERS IN TECHNICAL DIAGNOSTICS SYSTEMS	152
Bratyta E.G., Borovok S.V.	
MATHEMATICAL MODEL OF CURRENT THE BIPHASE STREAM IN DROPCATCHER CONTACT DEVICES	156
Shevelev A.A., Tarasenko A.N.	
EFFECTIVE NUMERICAL METHOD OF DETERMINATION OF DYNAMIC DESCRIPTIONS OF TUBULAR HEAT-EXCHANGE VEHICLES	163
Peresylov A.R.	
HEAT EXCHANGE UNDER COOLING OF HIGH TEMPERATURE SURFACE BY DISPERSSED WATER	168
Pustovalov V.N., Chizhev D.A.	
TO USE OF THE APPROXIMATE CALCULATION OF A TEMPERATURE FIELD OF THE ROD FIXED FROM ONE END	171
Gaponov V., Maz V., Naumov A.	
ESTIMATION OF VIBROACTIVITY OF COMPRESSOR OPTIONS OF MOVABLE COMPRESSOR STATIONS	175
Gorbov V.M., Mitenkova V.S.	
THE SUBSTANTIATION OF SPP FUEL SYSTEMS RATIONAL PARAMETERS WITH BIODIESEL FUELS UTILIZING	180
Potetenko O.V., Krupa E.S., Drankovskiy V.E.	
CALCULATION RESEARCH OF BLADE SYSTEMS OF THE DUAL STRAIGHT FLOW HYDROUNIT OF CAPSULE TYPE	187
Gapon G.A.	
VARIABLE MASS DYNAMICS OF VORTICAL FLOWS	193

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

«ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ»

№ 3, 2009р.

Науковий редактор А.В. Бойко
Технічний редактор С.П. Науменко

Відповідальний за випуск
Г.Б. Обухова, канд. техн. наук

Видання російською мовою

Підписано до друку 19.03.2009 р. Формат 60 x 90 ¹/₈. Папір офсетний 80 г/м².
Друк – різнографія. Обл. – вид. арк. 9,9.
Наклад 200. Зам. № 0501.

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 СУНП «Бруксафоль-Курсор Фолієн»
Харків, пр. Театральний 11/13
т. (0572) 714-38-74, 706-31-73
