

УДК 514.18:692

## МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТКИ ГТУ

Баранюк А.В.,  
Рачинский А.Ю.

*Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского» (Украина)*

*В работе предлагается методика приближенного расчета температурного поля турбинной лопатки при нестационарном режиме средствами CFD-моделирования. В качестве средства моделирования использовалась академическая версия программного комплекса ANSYS-Fluent.*

*В работе были рассчитаны локальные значения коэффициента теплоотдачи по контуру профиля лопатки. Предварительно был проведен расчет скорости течения газа в криволинейном межлопаточном канале для определения распределения скорости потока газа вдоль выпуклой и вогнутой поверхностей лопатки. Сравнение полученных таким образом данных с результатом обработки опыта, проведенного на турбине, показывает, что в условиях реальной вращающейся установки теплообмен к поверхности лопатки был приблизительно в 2 раза выше. Наиболее вероятной причиной такого расхождения является более раннее начало перехода к турбулентному пограничному слою на поверхности лопатки в реальных условиях высокой турбулентности набегающего потока. Расчеты свидетельствуют, что в случае резкого изменения температуры газа наибольшая разность температур в лопатке возникает через несколько секунд и достигает 50...90% от величины изменения температуры газа, а в лопатках с тонкими кромками – близка к этой величине. Увеличение толщины кромок позволяет значительно снизить неравномерность температуры в лопатках при резких изменениях температуры газа.*

*С целью выявления характера напряженного состояния лопаток при различных режимах работы газотурбинной установки, были рассчитаны температурные напряжения в лопатке. Расчет проводился для осредненных по Мизесу напряжений  $\sigma$  в поперечном сечении неравномерно нагретой лопатки. При запуске установки максимум напряжений возникал через 30...40 секунд после начала разворота ротора почти одновременно с возникновением максимума разности температур кромок и центральной части сечения. Наибольшие значения напряжений имели место в области входной*

кромки, где они превышали 680 МПа на сжатие. В дальнейшем температурные напряжения уменьшались и даже меняли знак из-за процесса охлаждения лопатки, перегретой при забросе температуры газа.

*Ключевые слова:* CFD-модель, твердотельное моделирование, температурное поле, перо лопатки, теплоотдача, газотурбинная установка.

**Постановка проблемы.** За последние годы газотурбостроение получило большое развитие в Украине и за рубежом. При создании и освоении мощных газотурбинных установок, рассчитанных на длительную работу в условиях высоких температур, возникает ряд задач, без решения которых трудно обеспечить надежную работу турбоагрегатов, особенно при быстрых пусках, остановках и частых колебаниях нагрузки. В практике эксплуатации газотурбинных установок (ГТУ) неоднократно встречаются случаи появления трещин в лопатках турбин из-за неравномерного прогрева (или охлаждения) тонких кромок и массивной центральной части лопаток процессе быстрого и значительного изменения температуры газа. Неравномерность температурного поля в перемычке лопаток в ряде случаев может быть очень большой. В этом случае соответствующие температурные напряжения и деформации при многократном их повторении вызывают температурные разрушения лопаток.

**Анализ последних исследований и публикаций.** К настоящему времени в технической литературе опубликовано много работ посвященных нестационарному температурному полю лопаток [1, 2]. Однако при пуске-останове ГТУ нестационарное поле лопаток остается малоисследованным. Имеющиеся расчеты подтверждают расчеты [3, 4] подтверждают возможность возникновения значительной разности температуры в лопатках турбин, а также свидетельствуют о заметном влиянии ряда конструктивных и эксплуатационных факторов.

В опубликованной литературе по этому вопросу отсутствуют сведения о экспериментальных исследованиях натуральных лопаток на действующих газотурбинных установках. Из-за этого до сих пор и нет надежных данных о величине и характере изменения нестационарного температурного поля и напряженного состояния лопаток, возникающих в реальных условиях при различных переходных режимах ГТУ. В то же время имеющихся теоретических и опытных данных по теплообмену к поверхности лопаток недостаточно для надежного расчета нестационарного температурного поля.

**Формулировка целей статьи.** На основе анализа различных

переходных режимов работы ГТУ разработать методику создания компьютерной модели теплонапряженного состояния лопатки ГТУ, позволяющей без применения громоздких методов и моделирующих устройств оценить неравномерное поле температуры пера лопатки. Разработанная модель позволит выявить основные факторы, влияющие на эту неравномерность температурного поля при пуске-останове ГТУ, а также теоретически оценить степень влияния этих факторов.

**Основная часть.** Трудности точного решения задачи нестационарной теплопроводности для тел такой сложной формы как лопатки турбин требуют корректного задания граничных условий способов моделирования течения в межлопаточном вращающемся канале. В представленной работе внутренние области моделировались с использованием сложной (составной, множественной) вращающейся системы отсчёта (multiple reference frame (MRF)). Разработанная CFD-модель, представляющая собой решетку из 18-ти направляющих лопаток, расположенную за камерой сгорания. В камеру сгорания непрерывно подавался воздух от компрессора и периодическое включение и выключение ее позволяло имитировать условия пуска или остановки ГТУ по любому задаваемому режиму подъема или снижения температуры газа. Для уменьшения времени расчета, средствами ANSYS-Fluent возможно провести моделирование одной лопатки, ограниченной движущимся потоком дымовых газов при условии задания периодических граничных условий. При моделировании в первую очередь проводился расчет характеристик течения вокруг вращающейся лопатки газовой турбины средствами ANSYS-Fluent, затем температурное поле потока, поле скоростей потока и коэффициенты теплоотдачи на поверхности лопатки конвертировались в расчетный модуль ANSYS Transient Thermal, где проводился расчет характеристик течения вокруг вращающейся лопатки газовой турбины (рис. 1). На рисунке также показаны характерные сечения, по каким была построена форма лопатки. Эти сечения также необходимы для визуализации температурных полей в них и дальнейшего анализа.

Опыты проходили в следующей последовательности: продувка установки холодным воздухом, включение камеры сгорания и равномерный подъем температуры газа за заданное время  $\tau^*$  до температуры  $t_2^* = 800^\circ\text{C}$ , работа установки при этой температуре, снижение температуры газа за время  $\tau^*$  вплоть до выключения камеры сгорания, продувка установки холодным воздухом. Опыты были проведены при различных расходах воздуха и различной длительности переходного режима  $\tau^*$  (от 0 до 300 секунд).

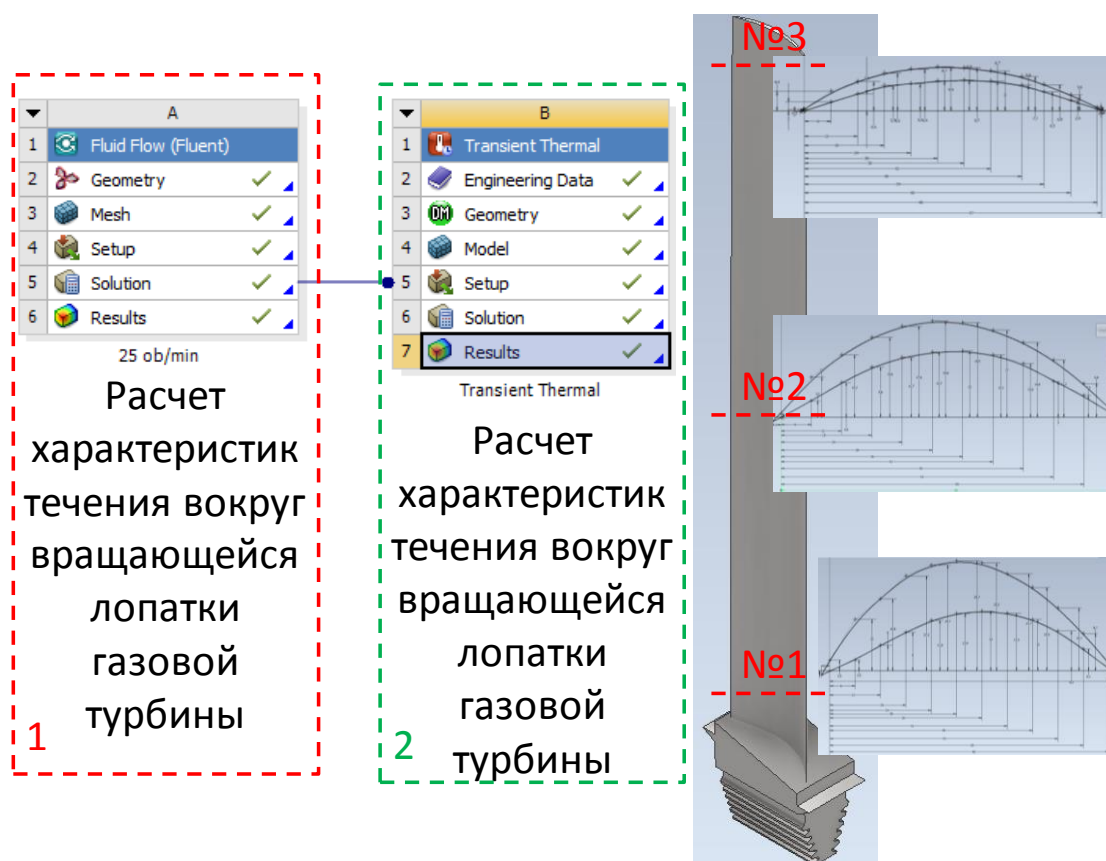


Рис. 1. Последовательность расчета CFD-модели лопатки

При создании твердотельной расчетной модели использовались две формы конечных элементов – тетраэдр и призма. Максимальное расстояние между узлами конечного элемента составляло 1 мм. Минимальное – 0,1. Применение конечного элемента в форме призмы аргументировано тем, что при одинаковом расстоянии между узлами, расчетная сетка с конечными элементами в форме параллелепипеда требует для расчетов в три раза меньше памяти, чем аналогичная тетраэдрическая. В представленной задаче, ступица лопатки аппроксимирована при помощи тетраэдрической расчетной сетки, поверхность лопатки.

При мгновенных изменениях температуры газа ( $\tau^* = 0$ ) наибольшая разность температуры в лопатке возникала через несколько секунд после начала процесса. Эта разность слабо зависела от расхода газа через установку: уменьшение расхода в 7 раз снизило неравномерность температуры всего лишь на 30%. Максимальная относительная разность  $\Delta\theta_{\text{макс}}$  температур кромки и центра сечения была близкой в опытах с подъемом и снижением  $t_2$ .

В проведенных опытах увеличение времени  $\tau^*$  до 300 секунд снижало  $\Delta\theta_{\text{макс}}$  в 2...3 раза по сравнению с мгновенным изменением  $t_2$  и это снижение было тем существеннее, чем больше был расход газа через установку.

Проведенные расчеты свидетельствуют (рис. 2), что при таком запуске лопатка прогревается до очень высоких температур, превышающих на кромке  $870\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При этом температура центральной части лопатки более чем на  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$  отставала от температуры кромок.

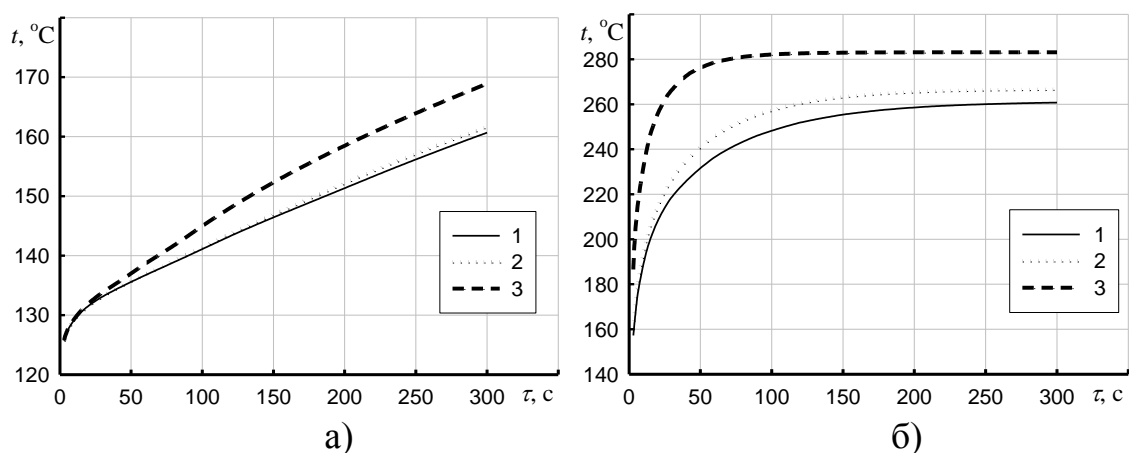


Рис. 2. Максимальная разность температур в сечении у корня лопатки (а) и у ее вершины (б)

Результаты обработки данных выявили неравномерное распределение  $\alpha$  вдоль поверхности лопатки: в области входной кромки коэффициент теплоотдачи в  $1,51\dots 2,0$  раза выше среднего значения  $\alpha_{cp}$  ко всей поверхности. Повышенное значение коэффициента теплоотдачи в зоне входной, а также выходной кромки наблюдалось при всех режимах работы.

По кривым распределения локальных значений коэффициента теплоотдачи были определены его средние значения  $\alpha_{cp}$  к поверхности лопаток и оценено изменение  $\alpha_{cp}$ , в процессе запуска и остановки ГТУ. Коэффициент теплоотдачи к лопатке в условиях вращения ротора довольно высок даже в самом начале запуска ( $\alpha_{cp} \approx 30\text{ Вт/м}^2\text{К}$ ), когда число оборотов ротора и расход газа через установку еще относительно малы. С увеличением числа оборотов и расхода интенсивность теплообмена растет и к моменту выхода установки на холостой ход  $\alpha_{cp} = 300\text{ Вт/м}^2\text{К}$ . Аналогичная картина наблюдалась и в процессе остановки ротора после выключения камеры сгорания. Уменьшение скорости вращения ротора и расхода воздуха сопровождалось уменьшением коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{cp}$  от  $330\text{ Вт/м}^2\text{К}$  до  $280\text{ Вт/м}^2\text{К}$ .

На основании проведенного анализа можно сделать вывод, что в условиях промежуточной ступени ГТУ пограничный слой является турбулентным почти на всей поверхности лопаток. В связи с этим применение эмпирических зависимостей, основанных на опытах с малой турбулентностью набегающего потока, может привести к

существенной ошибке в распределении локальных значений коэффициента теплоотдачи и в величине среднего значения  $\alpha_{ср}$  поверхности лопатки. По этой же причине надо критически оценивать возможность переноса результатов по теплообмену к лопаткам, полученных в опытах с неподвижными решетками, на условия работы вращающихся установок.

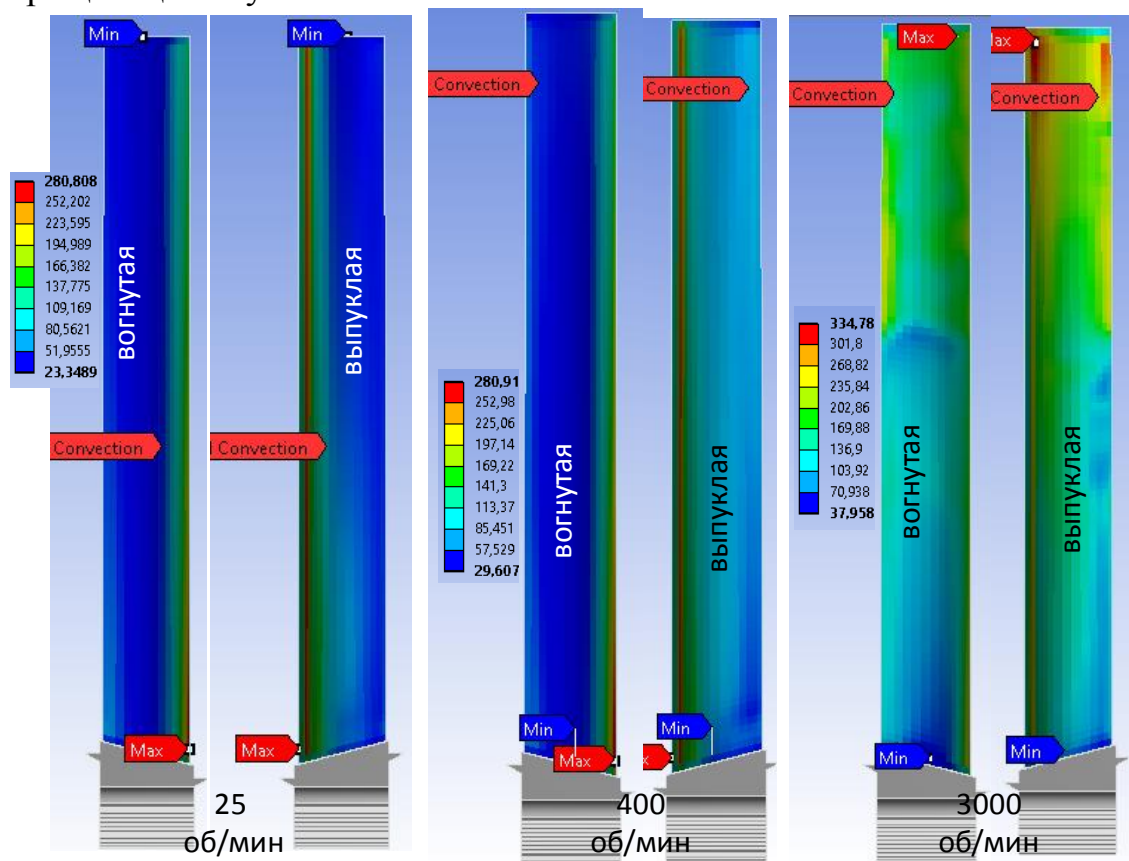


Рис. 3. Распределение коэффициентов теплоотдачи по высоте лопатки в зависимости от скорости вращения ротора

Для выявления характера напряженного состояния лопаток при различных режимах работы установки по кривым распределения температуры в сечении, полученным в опытах, были рассчитаны температурные напряжения в лопатке. Расчет проводился для осредненных по Мизесу напряжений  $\sigma$  в поперечном сечении неравномерно нагретой лопатки.

Как показывают расчеты, значительная неравномерность температуры в сечении лопаток, выявленная в опытах, особенно при запуске ГТУ, вызывала большие температурные напряжения в лопатках.

При запуске установки максимум напряжений возникал через 30...40 секунд после начала разворота ротора почти одновременно с возникновением максимума разности температур кромок и центральной части сечения. Наибольшие значения напряжений имели

место в области входной кромки, где они превышали  $7000 \text{ кг/см}^2$  на сжатие. В дальнейшем температурные напряжения уменьшались и даже меняли знак из-за процесса охлаждения лопатки, перегретой при забросе температуры газа. Такая картина изменения напряженного состояния лопатки получена в предположении, что материал лопатки сохраняет упругие свойства. В действительности расчетные напряжения в лопатке значительно превышают величину предела текучести материала и, следовательно, в опыте имело место пластическое деформирование материала лопатки и после выравнивания температурного поля в лопатке должны были сохраниться остаточные напряжения другого знака.

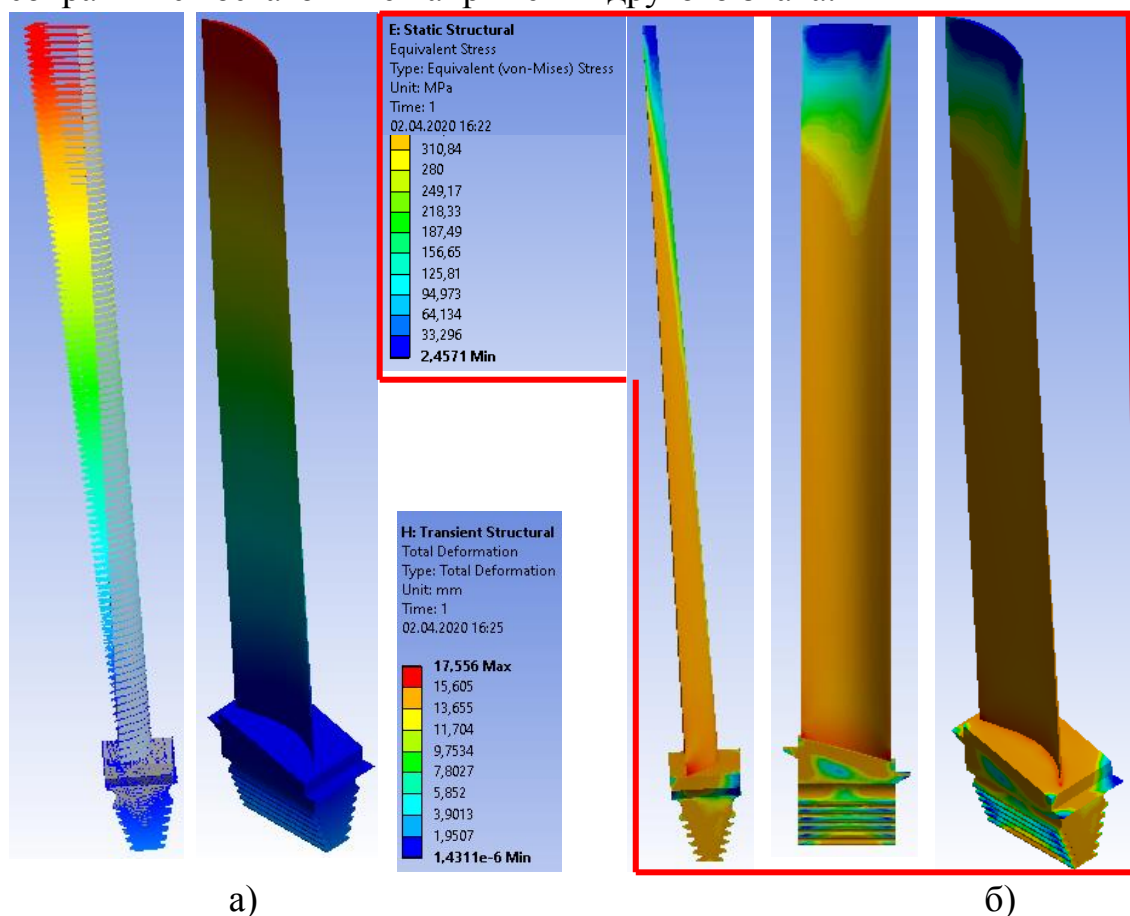


Рис. 4. Распределение и направление перемещения (а) и термоупругие напряжения, возникающие в лопатке (б) при вращении ротора с угловой скоростью 3000 об/мин

Появление пластических деформаций в лопатках может быть причиной термоусталостного разрушения лопаток в случае многократного повторения таких пусков, в связи с чем недопустимы подобные забросы температуры газа. Уменьшение заброса  $t_2$  предотвратит перегревы кромок до температур, при которых резко падают прочностные свойства сплавов, а также обеспечит относительно невысокие термические напряжения в лопатках.

### **Выводы:**

1. Проведенное численное исследование подтверждает возникновение высокой разности температур в лопатках. Выявлено, что основной причиной высокой неравномерности температуры в лопатках являются резкие (за несколько секунд) изменения температуры газа.

2. Определено, что в случае резкого изменения температуры газа наибольшая разность температур в лопатке возникает через несколько секунд и достигает 50...90% от величины изменения температуры газа, а в лопатках с тонкими кромками – близка к этой величине. Увеличение толщины кромок позволяет значительно снизить неравномерность температуры в лопатках при резких изменениях температуры газа.

3. Проведено расчетное исследование напряженного состояния лопаток при таких режимах. Выявлена картина распределения нормальных радиальных напряжений и показано, что оценка температурных напряжений без учета термоупругого изгиба лопатки приводит к серьезной ошибке в величине и характере распределения напряжении.

4. Термоупругий изгиб лопатки существенно снижает уровень наибольших напряжений, наблюдающихся в области входных и выходных кромок. При конструкции направляющего аппарата, допускающего свободный изгиб лопаток, уровень температурных напряжений в лопатках значительно ниже, чем при «жесткой» конструкции.

### ***Литература***

1. Tim J. Carter. Failures in gas turbine blades Engineering Failure Analysis 12 (2005). P. 237-247.
2. Трощенко В.Т., Грязнов Б.А., Маковецкая И.А. Влияние температурно-временных факторов на повреждение металла и характеристики выносливости рабочих лопаток ГТД. Промышленная теплотехника, 1982. №4, № 2, С. 65-68.
3. Осипов М.И., Веретельник А.В. Моделирование сопряженной задачи трения и теплообмена при транспирационном охлаждении лопаток газовых турбин. Вестник МГТУ им. Баумана, сер «Машиностроение», №1, 2007. С. 64-71.
4. Сидоров А.А., Киселев С.В., Полникова Т.В. Результаты численных исследований неоднородности высокотемпературного потока, вызванной кромочными следами за сопловыми лопатками с пленочным охлаждением. Известия высших учебных заведений. Машиностроения, №11(680), 2016, С. 26-33.



## МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЛОПАТКИ ГТУ

Баранюк А.В., Рачинский А.Ю.

*У роботі пропонується методика наближеного розрахунку температурного поля турбінної лопатки при нестационарному режимі засобами CFD-моделювання. Як засіб моделювання використовувалася академічна версія програмного комплексу ANSYS-Fluent.*

*У роботі були розраховані локальні значення коефіцієнта тепловіддачі по контуру профілю лопатки. Попередньо було проведено розрахунок швидкості течії газу в криволінійному міжлопатковому каналі для визначення розподілу швидкості потоку газу уздовж опуклої й увігнутої поверхонь лопатки. Порівняння отриманих таким чином даних з результатом обробки досвіду, проведеного на турбіні, показує, що в умовах реальної обертається установки теплообмін до поверхні лопатки був приблизно в 2 рази вище. Найбільш імовірною причиною такої розбіжності є більш ранній початок переходу до турбулентному прикордонному шарі на поверхні лопатки в реальних умовах високої турбулентності набігаючого потоку. Розрахунки свідчать, що в разі різкої зміни температури газу найбільша різниця температур в лопатці виникає через кілька секунд і досягає 50 ... 90% від величини зміни температури газу, а в лопатках з тонкими крайками - близька до цього значення. Збільшення товщини кромки дозволяє значно знизити нерівномірність температури в лопатках при різких змінах температури газу.*

*З метою виявлення характеру напруженого стану лопаток при різних режимах роботи газотурбінної установки, були розраховані температурні напруги в лопатці. Розрахунок проводився для усереднених по Мизесу напруг  $\sigma$  в поперечному перерізі нерівномірно нагрітої лопатки. При запуску установки максимум зусиль виникав через 30 ... 40 секунд після початку розвороту ротора майже одночасно з виникненням максимуму різниці температур кромки та центральній частині перетину. Найбільші значення напруг мали місце в області вхідної крайки, де вони перевищували 680 МПа на стиск. Надалі температурні напруги зменшувалися і навіть міняли знак через процес охолодження лопатки, перегрітої при закиданні температури газу.*

*Ключові слова: CFD-модель, твердотільне моделювання, температурне поле, перо лопатки, тепловіддача, газотурбінна установка.*

## SIMULATION OF UNSTATIONAL THERMO SHOCKED STATE GTU

Baranyuk A., Rachinsky A.

*The paper proposes a method of approximate calculation of the temperature field of the turbine blade in non-stationary mode by means of CFD-modeling. The academic version of the ANSYS-Fluent software package was used as a modeling tool.*

*The local values of the heat transfer coefficient along the contour of the blade profile were calculated in the work. Previously, the gas flow velocity in the curved interscapular channel was calculated to determine the distribution of the gas flow velocity along the convex and concave surfaces of the blade. Comparison of the data thus obtained with the result of processing the experience conducted on the turbine, shows that in the conditions of the real rotating installation, the heat transfer to the surface of the blade was approximately 2 times higher. The most probable reason for this discrepancy is the earlier beginning of the transition to the turbulent boundary layer on the surface of the blade in real conditions of high turbulence of the oncoming flow. Calculations show that in the case of a sharp change in gas temperature, the largest temperature difference in the blade occurs after a few seconds and reaches 50 ... 90% of the change in gas temperature, and in blades with thin edges - close to this value. Increasing the thickness of the edges can significantly reduce the uneven temperature in the blades with sharp changes in gas temperature.*

*In order to identify the nature of the stress state of the blades at different modes of operation of the gas turbine unit, the temperature stresses in the blade were calculated. The calculation was performed for Mises averaged stresses  $\sigma$  in the cross section of an unevenly heated blade. When starting the installation, the maximum force occurred 30 ... 40 seconds after the start of the rotation of the rotor almost simultaneously with the maximum temperature difference between the edges and the central part of the section. The highest stress values occurred in the region of the inlet edge, where they exceeded 680 MPa per compression. In the future, the temperature stresses decreased and even changed sign due to the cooling process of the blade, overheated when throwing the gas temperature.*

*Keywords: CFD-model, solid-state modeling, temperature field, blade, heat transfer, gas turbine installation.*