

03

# Моделирование нестационарного теплообмена и температурной сепарации на рабочих лопатках газовой турбины при изменении положения форсунок камеры сгорания

© Д.К. Попова, Н.Н. Кортиков

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
195251 Санкт-Петербург, Россия  
e-mail: daria\_well96@mail.ru

Поступило в Редакцию 11 октября 2023 г.  
В окончательной редакции 24 июля 2024 г.  
Принято к публикации 29 июля 2024 г.

В рамках URANS-подхода разработана численная модель, на основе которой предсказано снижение температурной сепарации и динамического нагружения на рабочих лопатках турбинной ступени за счет регулировки положением форсунок на выходе камеры сгорания. Снижение величины температурной сепарации (на 7.2% по осредненному по времени числу Нуссельта) и динамического нагружения (на 81.6%) на поверхности рабочей лопатки возможно за счет регулирования положения центра форсунки относительно входа в межлопаточный канал сопловой решетки.

**Ключевые слова:** ротор-статор взаимодействие, нестационарный теплообмен, температурная сепарация, клокинг-эффект, динамическое нагружение.

DOI: 10.61011/JTF.2024.10.58855.262-23

## Введение

Потоку газа в турбомашине присущ нестационарный характер, обусловленный газодинамическим взаимодействием соседних неподвижных и вращающихся решеток профилей (статор-ротор взаимодействием) [1]. Основными источниками нестационарности при взаимодействии статор-ротор являются: дозвуковое потенциальное взаимодействие, взаимодействие ударных волн и взаимодействие следа [2], а также температурная неравномерность на выходе камеры сгорания [3].

Дозвуковое потенциальное взаимодействие возникает вследствие взаимного перемещения лопаток статора и ротора и проявляется в виде нестационарных волн давления, распространяющихся вниз и вверх по потоку и соответственно периодически изменяющих кинематику потока газа.

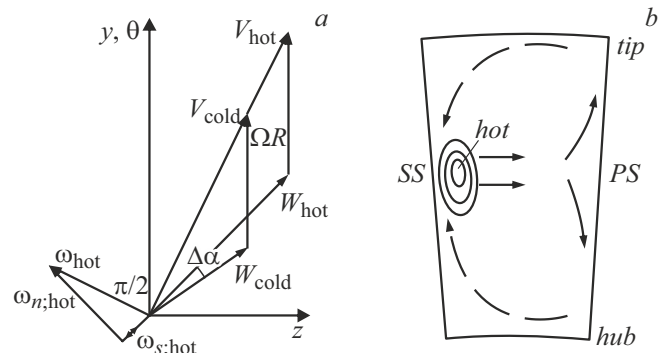
Следствием этого нестационарного потенциального взаимодействия (распространение волн давления в продольном направлении) является и периодическое изменение толщины пограничного слоя и соответственно интенсивности вихревого следа за выходными кромками лопаток. Если поток становится сверхзвуковым в районе выходной кромки лопатки, то формирующая система ударных волн будет взаимодействовать с входной кромкой лопатки вниз по потоку, увеличивая амплитуду пульсаций давления.

Экспериментально установлено [4], что неравномерность температурного поля на входе в решетку соплового аппарата (выход камеры сгорания) влияет на тепловое нагружение лопаток ротора: в межлопаточных каналах ротора поток сегрегируется (разделяется): „горячие“

слои перемещаются к поверхности корыта лопатки, а „холодные“ — к поверхности спинки.

Впервые качественное объяснение этого эффекта (температурная сепарация) дается в работе [5] и увязывается с рассмотрением треугольника скоростей в турбинной ступени (рис. 1). На рисунке:  $V$  — абсолютная скорость,  $W$  — относительная скорость,  $\omega$  — вектор завихренности,  $\Omega$  — угловая скорость,  $R$  — радиус; нижние индексы: hot — горячий газ, cold — холодный газ,  $n$  — нормальная проекция,  $s$  — тангенциальная проекция.

Так, при равной приведенной скорости газа на выходе из соплового аппарата зоны с большей температурой будут иметь большую абсолютную скорость  $V_{hot}$  по сравнению с зоной с меньшей температурой ( $V_{hot} > V_{cold}$ ) при неизменной величине относительной скорости ( $W_{hot} = W_{cold}$ ). Это приведет к уменьшению



**Рис. 1.** Схемы треугольников скорости (a) и завихренности (b) на границе раздела статор/ротор [5].

угла на величину  $\Delta\alpha$ , т.е. к увеличению угла атаки и смещению горячего газа на корыто рабочей лопатки (рис. 1, *a*). Аналогично холодный газ может смещаться на спинку. В результате осредненная по времени температура корыта лопатки выше температуры спинки.

В работах [6,7] отмечается, что количественно температурная сепарация связана с процессами, вызванными периодической нестационарностью и воздействием массовых сил (центробежные силы и сила Кориолиса), которые способны генерировать трехмерные вторичные течения (рис. 1, *b*).

В результате на стороне давления ( $PS$ ) горячий газ распространяется от середины канала ко втулке и периферии, что приводит к нагреву верхней и нижней стенок. На выпуклой стороне ( $SS$ ) холодный газ от торцевой стенки течет к середине канала.

В работе [8] рассматриваются особенности переноса температурной неравномерности в проточной части ступени в зависимости от окружного расположения теплового пятна на входе в турбинную ступень (*clocking effect*). В этих работах отмечается, что регулировкой окружного положения форсунки на выходе камеры сгорания относительно входной кромки сопловой лопатки возможно изменять температурное состояние и амплитудно-частотный спектр потока при обтекании рабочей лопатки (динамическое нагружение).

В работе [9] „горячая струя“ (тепловое пятно) располагалась в четырех положениях по окружности, что изменяло положение пятна относительно входной кромки сопловой лопатки. На основе результатов измерений полей температуры и полного давления в проточной части ступени было обнаружено, что окружной сдвиг положения форсунки оказывает слабое влияние на поле полного давления. В то же время отмеченный сдвиг заметно влиял на поле завихренности (в сторону усиления) и нестационарную тепловую нагрузку на рабочую лопатку турбинной ступени.

Было показано, что направление горячего пятна прямо на входную кромку сопловой лопатки приводит к резкой деформации горячей струи. Попадание температурного пятна на переднюю кромку является наихудшим из возможных условий эксплуатации сопловой лопатки. Отмечается, что расположение горячего пятна по середине шага между форсунками гарантирует наименьшее взаимодействие с входной кромкой и обеспечивает максимальную диффузию температуры в проточной части.

В работах [10,11] рассмотрено комбинированное воздействие закрутки потока и положения температурного пятна на входе в ступень на нестационарное течение газа внутри рабочего колеса. На основе амплитудно-частотного анализа результатов численного расчета получено, что максимальное значение амплитуды колебания потока в проточной части рабочего колеса соответствует фундаментальной частоте турбинной ступени.

В зависимости от направления (знака) закрутки протекание нестационарных процессов различно: амплитуда колебания тепловой нагрузки на поверхности рабочей

лопатки на 40% больше при положительной закрутке, чем при отрицательной.

В работе [12] не ограничивались исследованием влияния температурной неравномерности на входе в ступень только на интегральные характеристики турбинной ступени, а именно тепловую и силовую нагрузки. В них применялся сопряженный подход при численном моделировании температурного состояния рабочей лопатки при конвективно-пленочном охлаждении. При такой постановке возможно определять локальные перегревы металла профиля лопатки.

Однако детального исследования эффекта температурной сепарации не проводилось; упоминается только о снижении адиабатической температуры выходной кромки на 24 К при перемещении горячего пятна на 10% в сторону корыта.

В работе [13] LES (Large Eddy Simulation) подход применялся только при анализе взаимодействия в системе „камера сгорания–сопловой аппарат“ при одном расположении форсунки относительно входа в турбинную ступень. Особенности ротор–статор взаимодействия при наличии входной температурной неравномерности не рассматривались.

Целью настоящей работы является численное моделирование и анализ нестационарных газодинамических и тепловых явлений в турбинной ступени при наличии входной температурной неравномерности, на основе которого рассматривается влияние окружного сдвига форсунок камеры сгорания (*clocking effect*) на температурную сепарацию и динамическое нагружение на рабочих лопатках турбинной ступени.

## 1. Постановка задачи и вычислительные аспекты

Расчет газодинамических процессов в турбинной ступени был проведен в программном комплексе STAR CCM+ (17.06.007-R8) [14] в трехмерной постановке. Решалась система уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу, описывающая нестационарное течение совершенного сжимаемого газа с переменной динамической вязкостью (Sutherland's Law), переменной теплоемкостью и теплопроводностью. В качестве модели турбулентности выбрана модель Ментера  $k-\omega$ SST с поправкой на кривизну линий тока. Применялся решатель (Coupled) со вторым порядком точности.

Расчетная модель состоит из двух областей: один межлопаточный канал для статорной области; два канала для роторной (рис. 2). Ступень ЛПИ [15,16] состоит из 24 сопловых лопаток ( $Z_S = 24$ ) и 48 рабочих лопаток ( $Z_R = 48$ ). На входе в турбину задано граничное условие типа Stagnation Inlet (давление и температура торможения). На выходе из расчетной области задано условие типа Pressure Outlet. На боковых границах секторов задается условие периодичности. На поверхностях, соответствующих перу рабочей лопатки, была задана по-

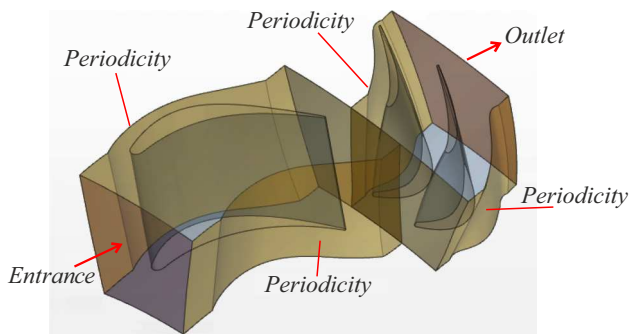


Рис. 2. Расчетная область.

стоянная температура  $T = 500 \text{ K}$ , все остальные твердые поверхности заданы адиабатическими.

Было рассмотрено три положения форсунок камеры сгорания относительно межлопаточного канала соплового аппарата: центр форсунки вблизи корыта лопатки ( $PS$ ), по центру межлопаточного канала ( $CC$ ) и вблизи спинки лопатки ( $SS$ ). На рис. 3 центр теплового пятна совпадает с осью форсунки.

Неравномерность температуры торможения на входе в ступень представляется в виде цилиндрической области, внутренняя граница которой имеет температуру  $T = 420 \text{ K}$ , если  $r \leq 0.01$ ; внешняя —  $T = 350 \text{ K}$ , если  $r \geq 0.015$ . В переходной области  $0.01 \leq r \leq 0.015$  сопряжение в эюре температуры осуществляется полиномом третьей степени. Полное давление на входе в ступень  $P^* = 1.4 \text{ bar}$ , статическое давление на выходе из ступени  $P = 1 \text{ bar}$ .

Турбинная ступень ЛПИ имеет кинематические и режимные параметры, которые подобны соответствующим характеристикам ступени  $ACE$  [17]. Поэтому для валидации расчетной модели в работе были приняты опытные данные данной ступени при следующих значениях чисел подобия: число Рейнольдса  $Re = \frac{Vl}{\nu} = 3.4 \cdot 10^5$ ;

число Струхала  $Sh = \frac{fl}{V} = 1.05$ ; параметр вращения  $K = \frac{\omega d_{eq}}{w} = 0.12$ ; температурная неравномерность, равная отношению разницы между максимальной и средней температурами к перепаду температур в камере сгорания,  $TD = 0.14$ , где  $V$  — характерная скорость,  $[m/s]$ ,  $l$  — длина хорды рабочей лопатки,  $[m]$ ,  $\nu$  — кинематическая вязкость,  $[m^2/s]$ ,  $f$  — фундаментальная частота  $CA$ ,  $[Hz]$ ,  $\omega$  — угловая скорость вращения РК,  $[rpm]$ ,  $d_{eq}$  — эквивалентный диаметр проточной части РК,  $[m]$ ,  $w$  — относительная угловая скорость потока,  $[m/s]$ .

Базовая расчетная сетка составила около 1.3 миллиона призматических ячеек, а типичные значения  $y^+$  в первой пристенной ячейке не превышают 5. Предварительно были проведены исследования сеточной сходимости, которые показали, что дальнейшее измельчение сетки не является целесообразным.

## 2. Сравнение результатов расчета с опытными данными

На рис. 4 дается сравнение результатов численного расчета и опытных данных [17] для плотности теплового потока на поверхности лопатки (в центральном по высоте сечении) с течением времени в точке мониторинга Point 1. Оно показывает их удовлетворительное совпадение (неопределенность, рассчитанная как разница между результатами расчета и экспериментальными данными, деленная на значение экспериментальных данных, не превышает 10%).

Здесь на оси абсцисс представлено безразмерное время, масштабированное на промежуток времени, когда одна рабочая лопатка проходит в окружном направлении от центра одной форсунки до центра следующей.

На рис. 5 представлено распределение расчетных и опытных данных для осредненного по времени теплообмена по обводу рабочей лопатки. На рисунке дается сопоставление результатов расчета при постоянной и

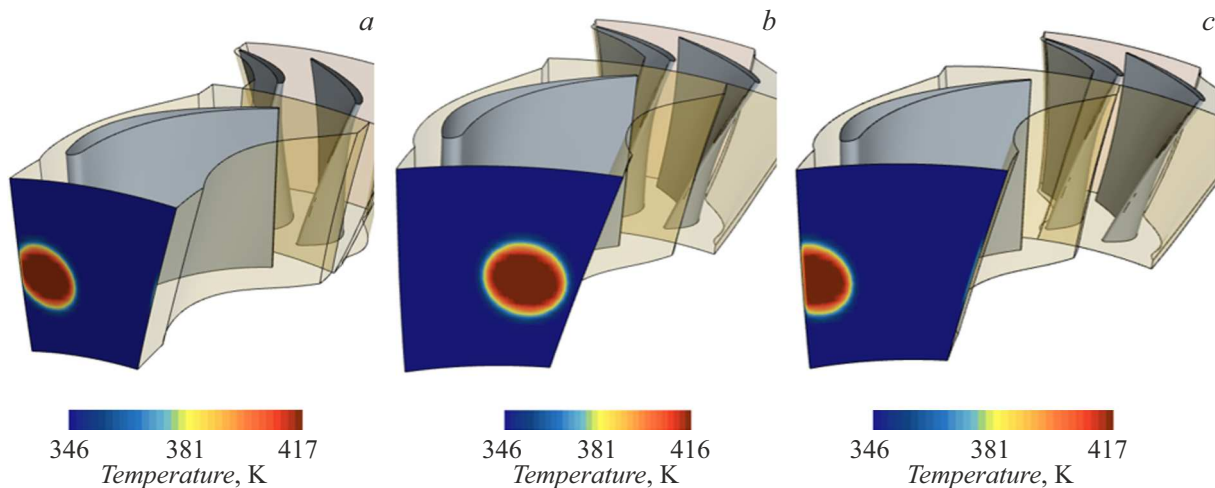


Рис. 3. Положения форсунок относительно соплового аппарата:  $a$  — вблизи корытной части лопатки ( $PS$ );  $b$  — по центру межлопаточного канала ( $CC$ );  $c$  — вблизи спинки лопатки ( $SS$ ).

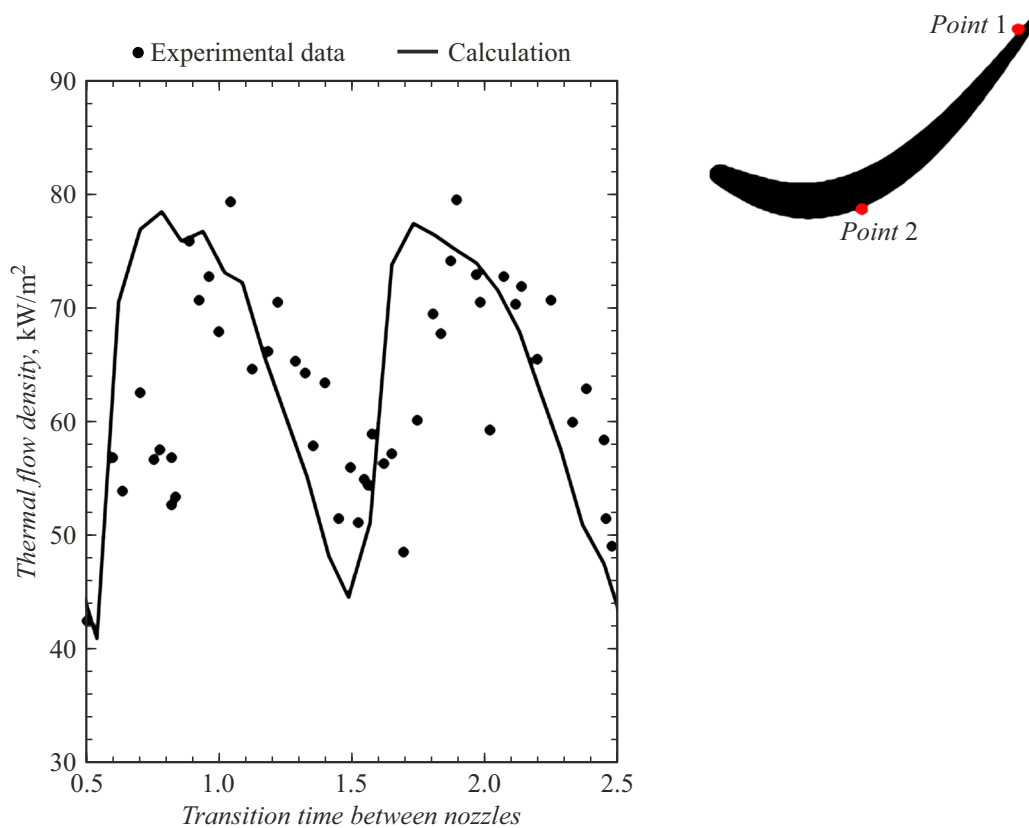


Рис. 4. Колебание плотности теплового потока на поверхности рабочей лопатки (расчет и эксперимент [17]).

переменной теплопроводности. Обвод рабочей лопатки (ось абсцисс) представляет собой безразмерную дуговую координату, отнесенную к хорде лопатки.

Модель с переменной теплопроводностью (при задании полиномиальной зависимости от температуры в третьей степени) дает лучший результат (круглые точки) по сравнению с расчетом при постоянном значении теплопроводности (сплошная линия на рис. 5). Это выражается в монотонном распределении локального коэффициента теплоотдачи на спинке лопатки, что характерно для безотрывного режима обтекания профиля. Кроме того, использование модели с переменной теплопроводностью приводит к лучшему согласованию расчетных и опытных данных для корытной части профиля лопатки.

### 3. Управление температурной сепарацией

Генерация трехмерных вторичных течений, распространяющихся от середины канала ко втулке и периферии под воздействием массовых сил, наблюдается для всех рассмотренных положений форсунки (рис. 6). Наименее интенсивные вторичные течения наблюдаются при расположении форсунки по центру межлопаточного канала соплового аппарата [6,7].

Для этого случая на рис. 6 (фрагмент в виде изоповерхности температуры, крайний справа) представлена

структура тепловой струи, и ее взаимодействие с рабочей лопаткой.

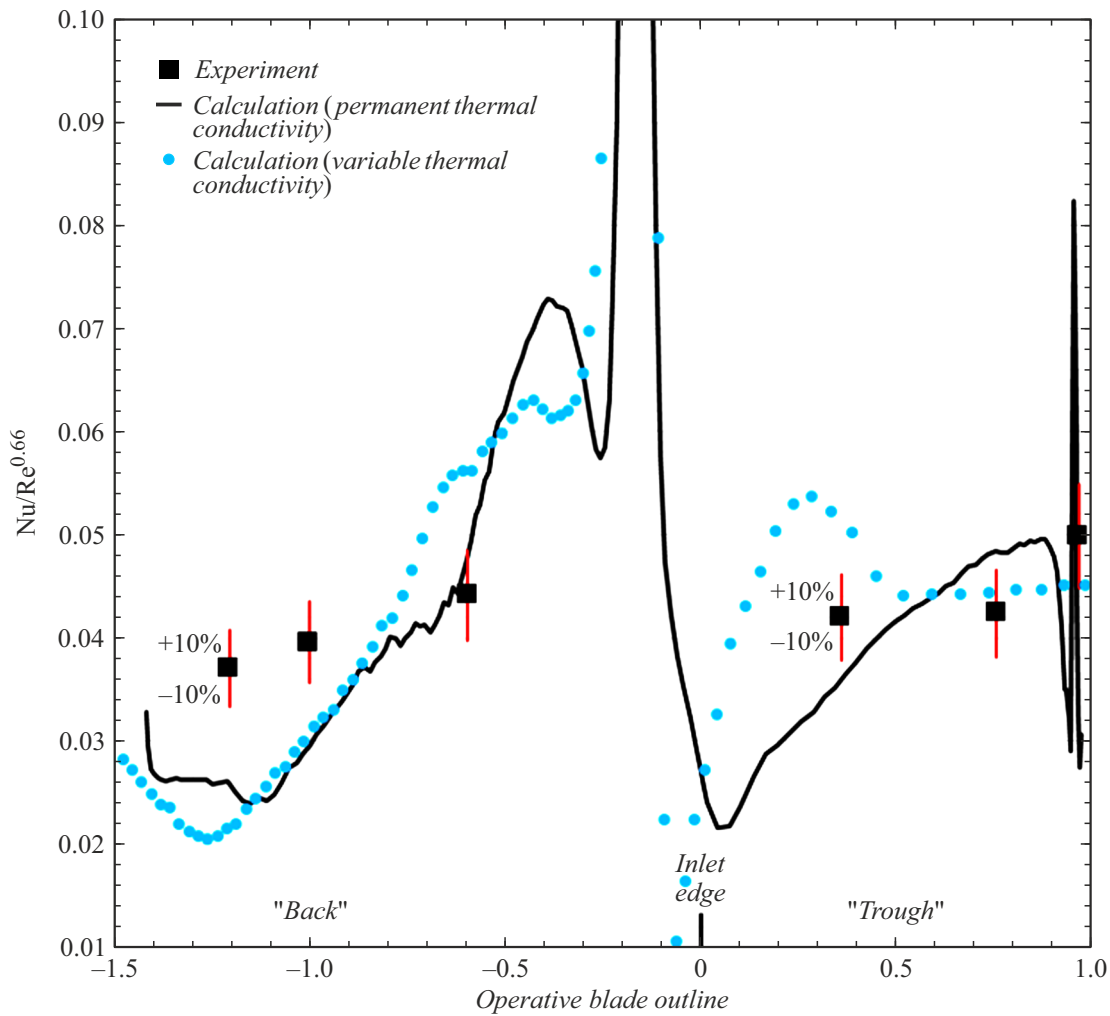
Исходя из уравнения теплового баланса для плоской стенки, при задании граничных условий третьего рода с различными значениями коэффициентов теплоотдачи спинки и корыта ( $\alpha_{back}$  и  $\alpha_{trough}$  соответственно) было получено выражение для отношения температур на противоположных поверхностях пластины:

$$\frac{t_{trough}}{t_{back}} = \frac{1 + Bi \left[ 1 + \frac{t_g}{t_{back}} \left( \frac{\alpha_{trough}}{\alpha_{back}} - 1 \right) \right]}{\left( 1 + Bi \cdot \frac{\alpha_{trough}}{\alpha_{back}} \right)},$$

$$Bi = \frac{\alpha_{back} \delta}{\lambda}. \quad (1)$$

Здесь  $Bi$  — число Био,  $t$  — температура, [°C],  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от поверхности тела к окружающей среде, [W/(m<sup>2</sup> · K)],  $\delta$  — коэффициент теплопроводности материала тела, [W/(m · K)],  $\delta$  — характерный размер (толщина) твердого тела, [m]; нижние индексы:  $trough$  — корыто,  $back$  — спинка,  $g$  — газ.

Число Био для материала лопаток авиационных турбин при реальных условиях их эксплуатации составляет 0.2 [18]. В таблице приведены значения отношения (осредненного по поверхности лопатки) чисел Нуссельта на корыте и спинке, а также отношение температур на корыте лопатки и спинке для трех вариантов расположения форсунки, рассчитанные по формуле (1).



**Рис. 5.** Теплообмен на поверхности рабочей лопатки в среднем по высоте сечения (форсунка напротив входной кромки сопловой лопатки). (Расчет и эксперимент [17]).

Величина температурной сепарации в зависимости от расположения форсунок

	PS	SS	CC
$Nu_{trough}/Nu_{back}$	1.49	1.42	1.39
$t_{trough}/t_{back}$	1.026	.023	1.021

Эффект температурной сепарации имеет свой минимум при расположении форсунки по центру (CC) межлопаточного канала сопловой решетки. Спектральный анализ нестационарного теплового потока в точках мониторинга на корыте (Point 1) и спинке (Point 2) в виде амплитудно-частотной характеристики представлен на рис. 7. Фундаментальная частота возбуждения потока (вследствие вращения рабочей решетки) для сопловой решетки составляет  $f_s = \frac{5000rpm}{60} \cdot Z_R = 4.0 \text{ kHz}$ , для рабочей —  $f_R = 2.0 \text{ kHz}$ .

Результаты расчетов показали, что доминирующим пиком в значении интенсивности колебаний теплового потока на поверхности лопатки  $S$  является фундаментальная частота, равная 2.0 kHz. Следующие пики интенсивности имеют значения в 5 и 10 раз меньше по сравнению с доминирующей величиной, и наблюдаются при больших, но кратных значениях фундаментальной частоты (4.0 и 6.0 kHz соответственно).

Клокинг-эффект влияет на амплитуду колебаний теплового потока на поверхности рабочей лопатки. Расположение форсунки в центре межлопаточного канала сопловой решетки (CC1 и CC2, рис. 7) обеспечивает наименьшее динамическое нагружение (колебательную добавку) на величину теплового потока.

В свою очередь, сдвиг центра форсунки в сторону поверхности разрезания (спинки сопловой лопатки) (SS1 и SS2, рис. 7) способствует увеличению динамического нагружения. Промежуточное значение имеет место при сдвиге форсунки в сторону корыта сопловой лопатки (PS1 и PS2).



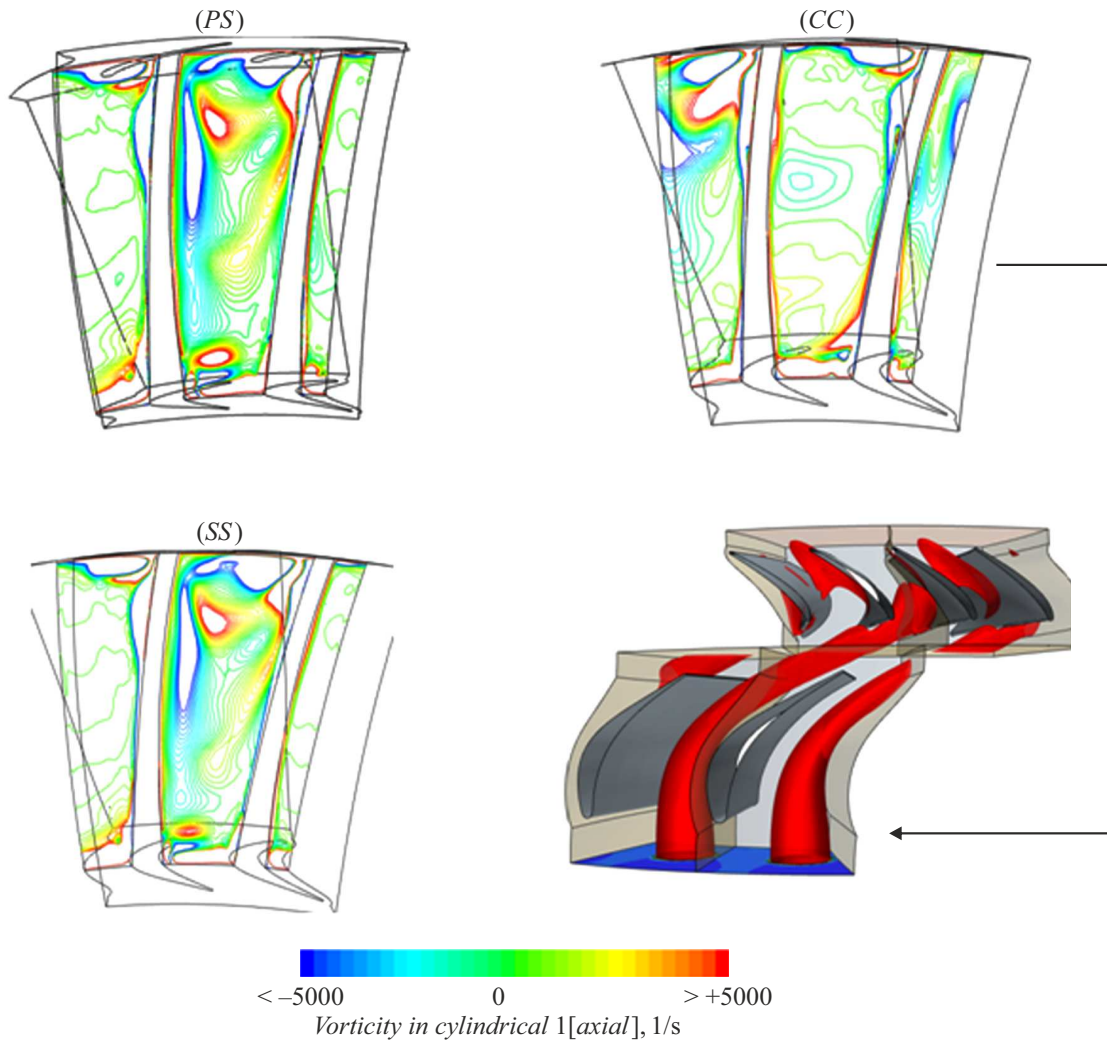


Рис. 6. Изолинии продольной компоненты вектора завихренности и изоповерхность тепловой струи.

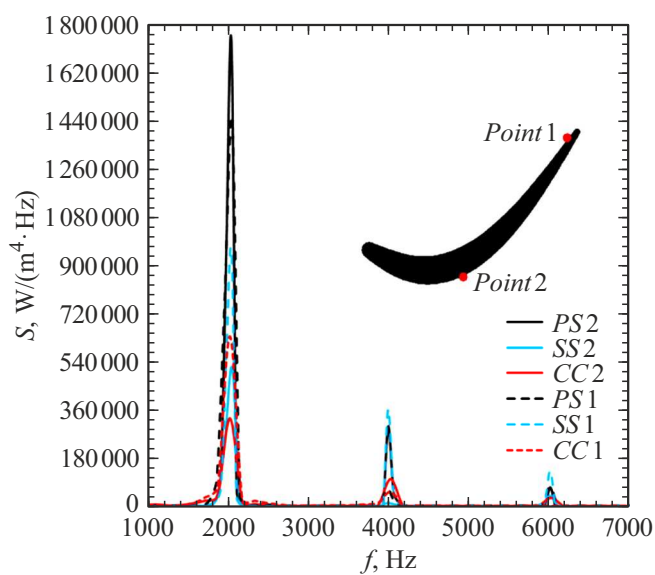


Рис. 7. Амплитудно-частотная характеристика нестационарного теплового потока.

Более того, амплитудно-частотная характеристика подтверждает правомерность использования в данной задаче подхода URANS. Диапазон частот, адекватно воспроизводимых численным решением URANS, крайне узок. Метод URANS не ставит целью воспроизвести реальный спектр турбулентных пульсаций. Этот метод используют, чтобы воспроизвести крупномасштабные периодические пульсации потока [19]. В подобных задачах частоты турбулентных пульсаций составляют от 7 до 35 kHz [17], что существенно выше характерных частот, представленных на рис. 7.

### Заключение

При создании современных и конкурентноспособных образцов техники важной проблемой является не только разработка математических моделей, но и выбор проектного параметра (к числу которых относится положение форсунки), обеспечивающего получение требуемых показателей эффективности для моделируемой системы.

На основании результатов численного моделирования отмечается снижение величины температурной сепарации (на 7.2% по числу Нуссельта) и динамического нагружения (на 81.6%) на поверхности рабочей лопатки в случае расположения форсунки по центру относительно входа в межлопаточный канал сопловой решетки.

### Конфликт интересов

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

### Список литературы

- [1] Г.С. Самойлович. *Нестационарное обтекание и колебания лопаток в турбомашинах* (Наука, М., 1969)
- [2] В.Г. Августиневич, Ю.Н. Шмотин. *Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях* (Машиностроение, М., 2005)
- [3] T. Shang, A.H. Epstein. *ASME J. Turbomachinery*, **119** (7), 543 (1997).
- [4] A.P. Saxer, H.M. Fend. *Numerical Analysis of 3-D Unsteady Hotstreak Migration and Shock Interaction in Turbine Stage* (International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition The Hague, Netherlands — June 13–16, 1994), 12 p.
- [5] T. Shang, G.R. Guenette, A.H. Epstein, A.P. Saxer. *The Influence of Inlet Temperature Distortion on Rotor Heat Transfer in a Transonic Turbine*. (31st AIAA/ASME/SAE/ASEE. Joint Propulsion Conference and Exhibit, 1995), AIAA 95-304, 11 p.
- [6] B.T. An, J.-J. Liu, H. De Jiang. *ASME J. Turbomachinery*, **131**, 031015 (2009).
- [7] A.M. Basol, P. Jenny, M. Ibrahim, A.I. Kalfas, R.S. Abhari. *J. Eng. Gas Turbines Power*, **133**, 061901 (2011).
- [8] J. Ong, R.J. Miller. *ASME J. Turbomachinery*, **134**, 051002 (2012).
- [9] P. Gaetani, G. Persico. *Hot Streak Evolution in an Axial HP Turbine Stage* (Proceed. 12th Europ. Conf. Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, Stockholm, Sweden, 2017), 14 p.
- [10] B. Khanal, L. He, J. Northall, P. Adami. *Unsteady Aerothermal Behavior of HP Turbine Stage Under Influence of Combustor hot Streak and Swirl* (Proceed. ISUAAAT. ISUAAAT-18-59-1. 2013), 9 p.
- [11] M.G. Adams, P.F. Beard, M.R. Stokes, F. Wallin, K.S. Chana, Th. Povey. *ASME J. Turbomachinery*, **143**, 021011 (2021).
- [12] D. Griffini, M. Insinna, S. Salvadori, F. Martelli. *ASME J. Turbomachinery*, **138**, 021006 (2016).
- [13] C. Koupper, G. Bonnau, L. Gicquel, F. Duchaine. *Large Eddy Simulations of the Combustor Turbine Interface: Study of the Potential and Clocking Effects* (Proceed. ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. GT2016-56443), 12 p.
- [14] Simcenter STAR-CCM+ 2022.1 User Guide. 10756 p.
- [15] A.V. Grigoriev, A.I. Iakunin, N.B. Kuznechov, V.F. Kondratiev, N.N. Kortikov. *Application of Harmonic Balance Method to the Simulation of Unsteady Rotor/Stator Interaction in the Single Stage* (Proceed. 10th Europ. Conf. Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics. ETC10, 2013, Lapperanta. Finland), p. 854–864.
- [16] N. Kortikov. *Simulation of the Joint Effect of Rotor-Stator Interaction and Circumferential Temperature Unevenness on Losses in the Turbine Stage* (MATEC Web of Conf. 2018. 245. 04006), DOI: 10.1051/mateconf/201824506008 ECEE-2018
- [17] T. Shang. *Influence of Inlet Temperature Distortion on Turbine Heat Transfer* (PhD diss., Massachusetts Institute of Technology, 1995), 224 p.
- [18] А.В. Шукин, А.В. Ильинков, В.В. Такмовцев, Т.А. Ильинкова, И.И. Хабибуллин. *Теплофизика рабочих процессов в охлаждаемых лопатках газовых турбин* (КНИТУ-КАИ, Казань, 2020)
- [19] А.Ю. Снегирев. *Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений*: учебное пособие (Изд-во Политех. унта, СПб., 2009)