

# УЧЕТ ВЛИЯНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ОТ ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

А. С. Золотухин<sup>1,2</sup>, Е. И. Давлетгареева<sup>2</sup>, Ф. А. Малышев<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29

<sup>2</sup> АО «Силловые машины», Россия, 195009, г. Санкт-Петербург, ул. Ватутина д. 3, лит. А

В работе представлены результаты учета производственных отклонений от формы проточной части — каверн, полученных в ходе механической обработки и последующей доработки лопаточного аппарата многоступенчатого осевого компрессора ГТЭ-65.1. Описан подход к математическому моделированию каверн, состоящий из четырех этапов и позволяющий поэтапно определить степень влияния рассматриваемого отклонения на интегральные характеристики компрессора. Для каждого из этапов проведен сравнительный анализ полученных интегральных характеристик компрессора относительно исходной геометрии. Также рассмотрено изменение запасов газодинамической устойчивости компрессора с учетом рассматриваемых каверн и проанализировано их влияние на выделенные характеристики ступеней компрессора, имеющие данные производственные отклонения.

**Ключевые слова:** осевой компрессор, ГТЭ-65.1, отклонение от формы, CFD, ANSYS CFX, математическое моделирование.

## Введение

Производство и сборка многоступенчатых осевых компрессоров являются сложными и комплексными задачами. Изготовление формы проточной части, согласно требованиям конструкторской документации, имеет важное значение, поскольку небольшие отклонения могут изменить характер обтекания профилей и оказать влияние на интегральные характеристики компрессора, на запасы устойчивой работы, а также на прочностные характеристики деталей.

Несмотря на это, можно наблюдать различные вариации отклонений и дефектов, вызванных как человеческими, так и машинными факторами. К таким отклонениям можно отнести: неточность угла установки пера лопатки, излишнее снятие материала ирезы на деталях трактовых полостей и лопаточного аппарата, а также деформация материала вследствие температурных градиентов или механического воздействия.

Рассматриваемые отклонения и характер их влияния на параметры компрессора газотурбинного двигателя (ГТД) в достаточно большом объеме описаны в научных работах многих специалистов с применением как средств вычислительной газодинамики, так и различных экспериментальных методов.

Так, Shuai Ma и др. в своей работе [1] проанализировали влияние отклонения угла установки единичной лопатки в венце рабочего колеса осевого компрессора. В зависимости от величины отклонения угла установки от номинального значения и его знака изменяется нагрузка на лопатки венца, коэффициент расхода и производительность осевого компрессора, что может привести к раннему запуску венца.

В публикациях [2–6] исследуется влияние отклонений величин радиальных и осевых зазоров в компрессорах, встречающихся при их производстве и сборке.

Однако отклонению от формы проточной части, описанному в данной работе, посвящено весьма малое количество публикаций. При этом данный дефект может привести к перераспределению нагрузки по ступеням осевого компрессора, снижению его интегральных характеристик, а также запасов устойчивой работы компрессора.

Наиболее близкую проблему, похожую на рассматриваемый дефект, исследуют в своей работе Guangfeng An и др. [7], в которой приводится анализ влияния величины радиального зазора в корне консольного направляющего аппарата на параметры осевой ступени компрессора с применением CFD методов. Варьирование величины зазора приводит к изменению характера течения во втулочном сечении и интенсификации или диссипации вторичных и отрывных течений, что, в свою очередь, оказывает влияние на работу венца, стоящего ниже по потоку.

Ввиду малой информированности и недостаточной научно-технической базы по вопросу влияния производственных отклонений от формы проточной части — каверн, в данной работе предлагается провести анализ влияния такого типа отклонения на параметры многоступенчатого осевого компрессора на примере 16-го ступенчатого компрессора газотурбинной установки ГТЭ-65.1.

## Описание объекта исследования

В качестве объекта исследования выступает 16-й ступенчатый осевой компрессор стационарной газотурбинной энергетической установки ГТЭ-65.1.

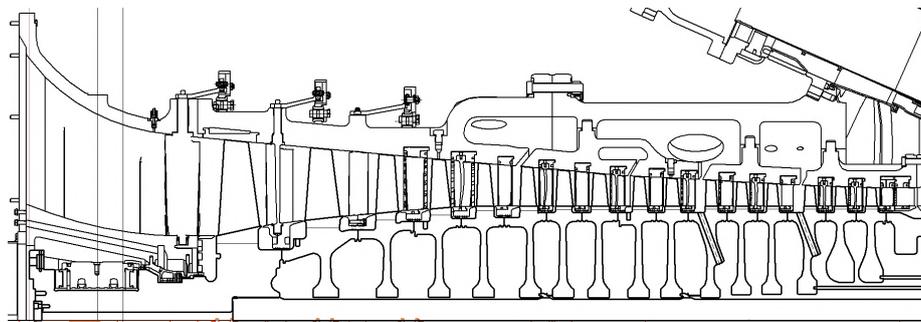


Рис. 1. Продольный разрез компрессора ГТЭ-65.1  
Fig. 1. GTE-65.1 meridional view

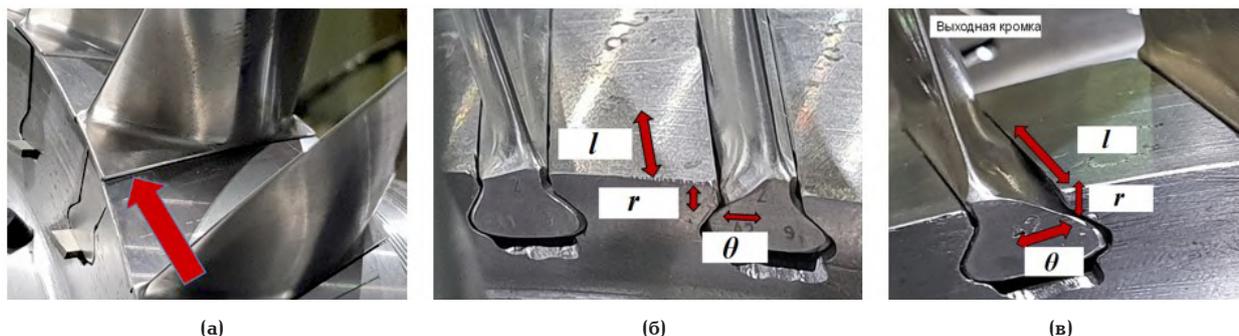


Рис. 2. Производственные отклонения: (а) — изначальное выступание полок хвостовиков над диском; рассматриваемые каверны со стороны входной (б) и выходной (в) кромок  
Fig. 2. The manufacturing defect: (a) — the initial protrusion of the root platform above the rotor disc; the considered manufacturing deviation from the shape from the leading (б) and trailing (в) edges

Данная газотурбинная установка среднего класса мощности предназначена для работы в составе простого или комбинированного цикла в качестве привода, либо для электрического генератора через редуктор с частотой вращения 3000 об/мин, либо как энергетический привод для промышленных устройств (компрессоров, насосов). Компрессор установки ГТЭ-65.1 имеет дозвуковой характер течения в основной группе ступеней [8].

Конструкция компрессора ГТЭ-65.1 включает в себя двухпорные направляющие аппараты, отборы воздуха на охлаждение турбинных лопаток, а также три регулируемых направляющих аппарата (рис. 1): входной направляющий аппарат (ВНА) и направляющие аппараты (НА) 1-й и 2-й ступеней.

При производстве исследуемого компрессора было допущено выступание замковой части лопатки над обводами диска в ряде ступеней. Наиболее значительные выступания в ходе замеров получены на рабочих лопатках 9-й и 16-й ступени. В процессе доработки полок рабочих лопаток произошло излишнее снятие материала с замковой части, в результате чего наблюдалось образование характерных углублений — каверн. Каверны характеризуются осевыми ( $l$ ), радиальными ( $r$ ) и угловыми ( $\theta$ ) размерами (рис. 2).

Предполагается, что каверны могут оказать на работу компрессора следующее влияние: снижение интегральных характеристик (КПД и степени повышения полного давления) и уменьшение запасов газодинамической устойчивости.

#### Описание методики исследования

Оценка подобного рода отклонений предполагает сопоставление результатов расчета исходной

геометрии проточной части с дефектной, поэтому методика исследования включала в себя следующие этапы:

- расчет исходной геометрии, без учета каверн с применением призматических сеточных элементов для построения исходных характеристик компрессора. Модель условно названа «Гекса»;
- расчет исходной геометрии, без учета каверн с применением тетраэдрических сеточных элементов для оценки влияния локальной тетраэдрической сетки в венцах с кавернами. Модель условно названа «Тетра»;
- расчет новой геометрии без каверн, включающей в себя привтулочные цилиндрические полости; расчет дефектной геометрии с учетом каверн с целью оценки их влияния на интегральные характеристики компрессора. Модель условно названа «Полости»;
- расчет геометрии с рассматриваемым производственным отклонением от формы проточной части. Модель условно названа «Каверны + Полости».

Расчет геометрии с привтулочными полостями представляет собой упрощенное представление каналов стока и подвода массы, являющихся конструктивной частью лабиринтных уплотнений под двухпорными направляющими аппаратами (рис. 3).

Учет данных полостей имеет важное значение для последующего моделирования каверн, так как при работе компрессора возможны перетечки воздуха не только в межлопаточном канале, но и от каверн в данные полости.

Для каждого из описанных этапов производился расчет компрессора в полной постановке — все 16 ступеней.

## Стратегия численного моделирования

Все расчеты проводились в пакете ANSYS CFX. При этом для всех вариантов постановки задачи справедливы следующие граничные условия:

- граничное условие Inlet: полное давление  $p_{in}^* = 101,325$  кПа и температура торможения  $T_{in}^* = 288$  К;
- граничное условие Outlet: в зависимости от режима задается статическое давление  $p_{out}$ ;
- тип ротор-статор взаимодействия задан Stage (Mixing-Plane) с указанием угла сдвига. Частота вращения ротора соответствует значению  $n = 5441$  об/мин.

Численная модель учитывает отборы воздуха из проточной части на охлаждение турбины, их доли на номинальном режиме и т.д.

Опираясь на опыт исследователей в данной области [9–12], в качестве способа разрешения турбулентности выбран метод дополнения системы уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу моделью турбулентности для определения связи между тензором рейнольдсовых напряжений и параметрами осредненных течений — RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). В качестве модели турбулентности выбрана модель Ментера — Shear Stress Transport (SST), которая позволяет получить удовлетворительные результаты как при разрешении ядра потока, так и пограничного слоя.

Расчетная область компрессора ГТЭ-65.1 включала в себя твердотельные модели лопаток исследуемого компрессора и его меридиональные обводы. Модели лопаток, их взаимное местоположение, а также радиальные зазоры соответствовали «горячему» состоянию на номинальном режиме работы компрессора.

### Построение сеточных моделей

Сеточная модель компрессора построена в пакете NUMECA AutoGrid5, позволяющем получать структурированные сетки хорошего качества для проточных частей турбомашин. Размер сеточной модели составил около 43 млн элементов. Количество элементов на каждый венiec варьируется в диапазоне 1–1,5 млн. Фактор роста пристеночных элементов не превышает величины 1,45.

Поскольку в работе используется низкорейнольдсовая модель турбулентности SST, то к сеточной модели предъявляются повышенные требования — к размеру первого пристеночного элемента. При этом его величина должна отвечать условию  $y^+ \leq 5$ . Данный параметр является аналогом числа Рейнольдса, определенного по размеру первого пристеночного элемента. Для большей точности разрешения пограничного слоя размер первого пристеночного элемента для каждой расчетной модели задан из расчета обеспечения условия  $y^+ \leq 1$  [13].

Так как рассматриваемые в работе каверны являются поверхностью сложной формы, то их реализация в сеточной модели NUMECA AutoGrid5 с использованием призматических сеточных элементов практически невозможна. Для решения проблемы с моделированием структурированной сетки всего компрессора вводится локально тетраэдрическая сетка в венцах с отклонениями. Неструктурированная тетраэдрическая сетка 9РЛ и 16РЛ построена во встроенном модуле ANSYS Meshing и только для данных венцов. Это решение вызвано тем, что каверны будут моделироваться только в двух кон-

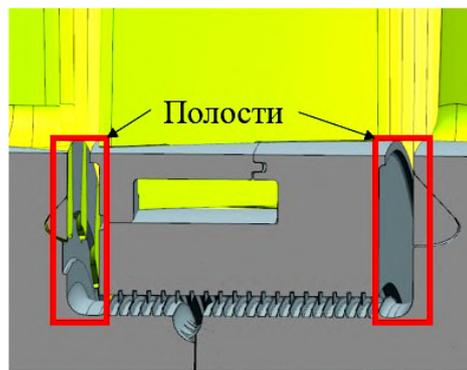


Рис. 3. Притрактовые цилиндрические полости  
Fig. 3. Cylindrical cavities near the hub



Рис. 4. Реализация каверн в венцах 9РК и 16РК  
Fig. 4. Realization of caverns in 9 and 16 rotor blade vanes

кретных венцах. Применение тетра-сетки во всей проточной части, в данном случае — лишено смысла: это приведет к нецелесообразному повышению вычислительных ресурсов.

В области входных и выходных кромок, в местах предполагаемого отклонения, а также в радиальном зазоре выполнена операция Body of Influence. Вдоль трактовых поверхностей и профилей лопаток смоделированы пристеночные призматические слои для разрешения пограничного слоя с соблюдением параметра  $y^+ \leq 1$ .

Кроме того, в расчетную модель 9-й и 16-й ступеней добавлены втулочные притрактовые полости для оценки влияния на поток (рис. 3), а также предполагаемого взаимного влияния с кавернами в виде перетечек между ними. С целью анализа полученного отклонения от формы проточной части при изготовлении (каверн) на эксплуатационные характеристики компрессора необходимо проводить расчеты проточной части, включающей все ступени с учетом ВНА и спрямляющего аппарата (СА). Каверны моделировались в венцах рабочих лопаток 9-й и 16-й ступеней.

Исследуемое отклонение формы в рассматриваемых ступенях характеризуется различными гео-

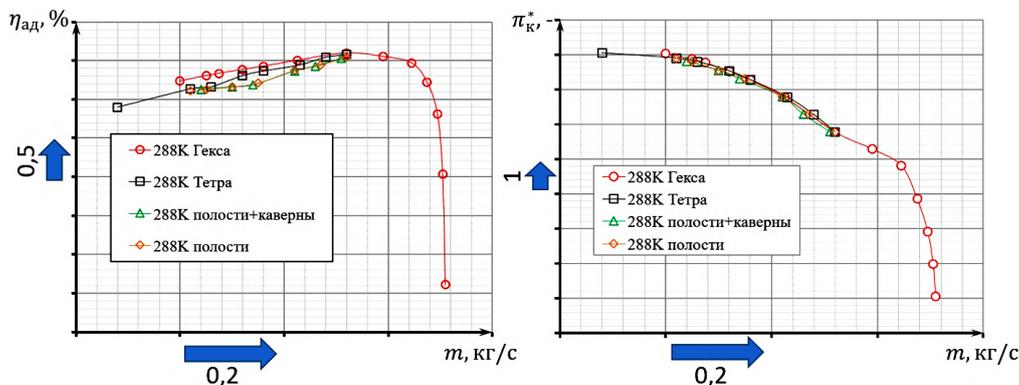


Рис. 5. Сопоставление характеристик  $\eta_{ад} = f(m)$  и  $\pi_k^* = f(m)$  компрессора ГТЭ-65.1 с различной компоновкой расчетной модели  
 Fig. 5. Comparison of the characteristics  $\eta_{ад} = f(m)$  and  $\pi_k^* = f(m)$  of a full-size compressor based on the results of all models

метрическими размерами в каждом из межлопаточных каналов. В расчетной модели реализовано максимальное отклонение для каждого из рассматриваемых венцов в качестве возможного наихудшего сценария (рис. 4).

### Результаты расчета

В ходе расчетов количество итераций для каждой расчетной точки составило 1500. Особое внимание уделялось графикам сходимости адиабатного КПД компрессора ( $\eta_{ад}$ ), степени повышения полного давления ( $\pi_k^*$ ) и массовому расходу на входе ( $m_{in}$ ). Расчет считался сошедшимся, если присутствовала цикличность в графиках данных параметров, при этом их амплитуда не превышала 0,5 % от среднего значения.

Качество построенной расчетной сетки оценивалось с помощью значения параметра  $y^+$ . Рассмотрен наиболее сложный в плане обеспечения качества сетки вариант — каверны и цилиндрические полости. Если в данной модели выполняются требования по сеточной модели, то и во всех остальных случаях данное условие тоже выполняется. Максимальное значение данного параметра составило  $y_{max}^+ = 2$ , при этом среднее значение по всем поверхностям удовлетворяет условиям  $y_{ave}^+ \leq 1$ . Данный факт указывает на то, что используемая сеточная модель достаточно подробная, чтобы разрешить задачи пограничного слоя.

Для анализа полученных результатов построены графики зависимости типа  $\eta_{ад}, \pi_k^* = f(m)$ . Сопоставление зависимостей для всех вариантов расчетов между собой приведено на рис. 5.

При использовании тетраэдрической сетки без учета каверн и цилиндрических полостей наблюдается незначительное снижение интегральных параметров, что наиболее заметно на характеристике компрессора  $\eta_{ад} = f(m)$ .

Это, в первую очередь, указывает на влияние сеточной модели: ненаправленность тетра-элементов по сравнению с гекса-элементами, различие фактора роста в пристеночных элементах, возросшее число элементов в венцах рабочих лопаток 9-й и 16-й ступеней.

При добавлении в расчетную модель притрактовых цилиндрических полостей наблюдается изменение интегральных характеристик компрессора относительно тетра-сетки, что вызвано увеличением потерь из-за усложнения геометрии. Наиболее

чувствительным параметром к данному воздействию является КПД компрессора.

В свою очередь, совокупность учета цилиндрических полостей и каверн дает наихудший вариант из рассмотренных. Однако наблюдается незначительное (<0,25 %) отклонение каждого параметра от модели, учитывающей только цилиндрические полости, что при первичном анализе указывает на незначительное влияние каверн на интегральные характеристики компрессора.

Для расчетных точек всех этапов построены графики распределения параметров  $\psi, \eta_{ад}$  по ступеням в соответствии с формулами:

— коэффициент напора ступени:

$$\Psi = \frac{H_{ад}}{U_{cp}^2 / 2} \pi_k^* = f(m),$$

где  $H_{ад}$  — адиабатический напор ступени;  
 $U_{cp}$  — окружная скорость на среднем диаметре;  
 — адиабатический КПД;

$$\eta_{ад} = \frac{\left[ \left( \frac{p_{out}^*}{p_{in}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\left( \frac{T_{out}^*}{T_{in}^*} - 1 \right)},$$

где  $p_{out}^*$  и  $p_{in}^*$  — полное давление на выходе и входе в ступень соответственно.

Распределение  $\psi$  и  $\eta_{ад}$  по ступеням компрессора ГТЭ-65.1 для точек, близких к расчетной каждого из этапов исследования, приведено на рис. 6.

### Анализ венца с рассматриваемым отклонением

Для качественной оценки результатов рассмотрены поля чисел Маха в относительном движении на выходе из венцов, имеющих отклонения. Анализируя полученную картину течения, можно отметить, что в корневом сечении наблюдается область пониженных скоростей. Однако причиной данного явления могут являться как имеющиеся отклонения в виде каверн, так и притрактовые цилиндрические полости. С целью проверки данного предположения были построены аналогичные поля чисел Маха для двух других моделей: с применением гекса-сетки

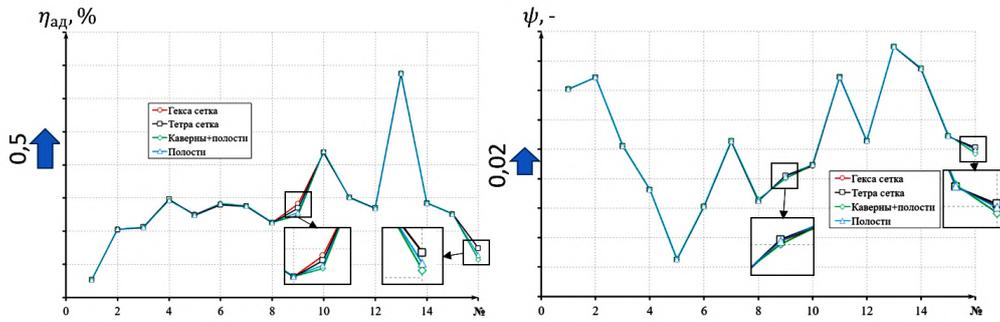


Рис. 6. Сравнение распределения параметров  $\eta_{ад}$  и  $\psi$  по ступеням компрессора ГТЭ-65.1 для каждого этапа расчетных исследований  
 Fig. 6. Distribution of parameters  $\eta_{ад}$  and  $\psi$  by compressor stages GTE-65.1 for all calculations

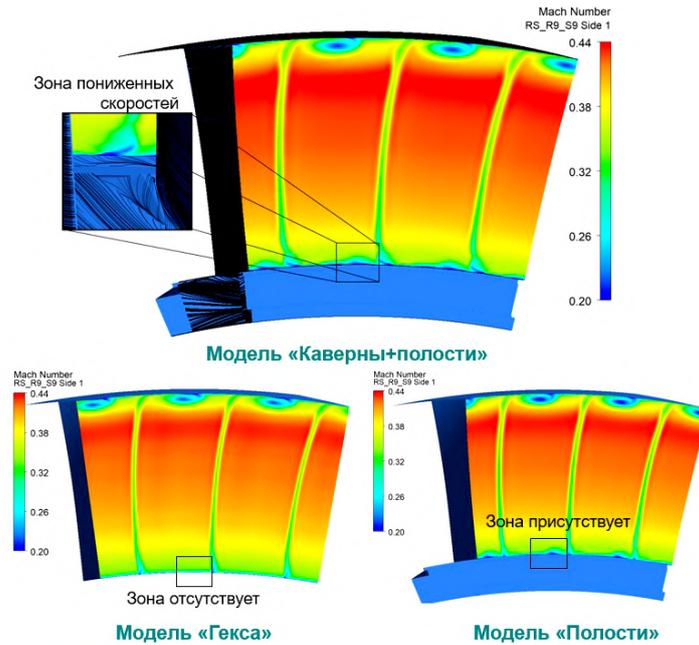


Рис. 7. Поля чисел Маха в относительном движении на выходе из рабочего колеса 9-й ступени  
 Fig. 7. Contours of Mach numbers in relative state at the exit of 9 rotor blade

Таблица 1. Сопоставление результатов расчета  
 Table 1. Comparing results

Расчетная модель	«Тетра»		«Полости»		«Каверны + полости» относительно «полости»	
	$\delta$	$\Delta, \%$	$\delta$	$\Delta, \%$	$\delta$	$\Delta, \%$
Массовый расход, кг/с	0	0	0,01	0,0052	0	0
$\eta_{ад}, \%$	0,021	0,024	0,068	0,0763	0,051	0,057
$\pi_k^*, -$	-0,003	-0,02	-0,008	-0,051	-0,005	-0,032
$\Delta k_y, \%$	0,164	1,182	-0,788	-5,68	-0,631	-4,882

без каверн — «Гекса» и притрактовых полостей модели с притрактовыми полостями без каверн «Полости» (рис. 7).

Как можно заметить, область пониженных скоростей отсутствует в модели с применением гекса-сетки, однако присутствует в двух других моделях и имеет схожий характер. В связи с этим можно сделать вывод, что данная область является результатом введения притрактовых цилиндрических по-

лостей, а не каверн, которые, в свою очередь, также оказывают влияние на характер течения, но его характер менее значителен.

### Закключение и выводы

В ходе работы был выполнен анализ влияния производственных отклонений от формы проточной части на интегральные характеристики ком-

прессора ГТЭ-65.1. В табл. 1 приведены результаты сопоставления полученных параметров для точки, наиболее близкой к расчетной.

Согласно этим данным, можно сделать вывод, что рассматриваемое отклонение от формы не оказывает существенного влияния на интегральные параметры компрессора ГТЭ-65.1:

— снижение адиабатического КПД проточной части компрессора с кавернами в рабочих венцах 9-й и 16-й ступеней составляет 0,051 % по абсолютной величине относительно модели без отклонений (с притрактовыми цилиндрическими полостями без каверн);

— снижение запасов устойчивой работы компрессора с кавернами в 9-й и 16-й ступенях составляет 0,631 % по абсолютной величине относительно модели без отклонений (с притрактовыми цилиндрическими полостями без каверн).

Величина относительного отклонения по всем интегральным параметрам не превышает 0,06 %, что находится в удовлетворительном диапазоне.

Коэффициент запаса устойчивой работы при этом уменьшился на 1,5 % по абсолютному значению относительно исходной геометрии. Однако такое изменение с большой долей вероятности будет являться не следствием рассматриваемого отклонения, а влиянием притрактовых цилиндрических полостей. В ходе дальнейших расчетных исследований по компрессору ГТЭ-65.1 с целью подтверждения данного влияния и его оценки на параметры компрессора планируется провести работу по учету в расчетной модели лабиринтных уплотнений.

#### Список источников

1. Ma Sh., Hu J., Wang X. [et al.]. Effect of Non-Uniformity of Rotor Stagger angle on the Stability of a Low-Speeds Axial Compressor // *Energies*. 2022. Vol. 15. 2714. P. 1–14.
2. Hosseini M., Sun Z., He X. [et al.]. Effects of Radial Gap Ratio between Impeller and Vaned Diffuser on Performance of Centrifugal Compressors // *Applied Sciences*. 2017. Vol. 7 (7). 728. DOI: 10.3390/app7070728.
3. Fernandez J. M. Oro, Perotti R. B., Vega M. G. [et al.]. Effect of the radial gap size on the deterministic flow in a centrifugal pump due to impeller-tongue interactions // *Energy*. 2023. Vol. 278 (3). 127820. DOI: 10.1016/j.energy.2023.127820.
4. Rannou C., Marty J., Tanguy G. [et al.]. Effect of Tip Gap Size on the Performance of an Axial Compressor Stage with and without Active Flow Control // *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*. 2023. Vol. 8 (3). 30. DOI: 10.3390/ijtp8030030.
5. Danish S. N., Qureshi Sh. R., Imran M. M. [et al.]. Effect of tip clearance and rotor–stator axial gap on the efficiency of a multistage compressor // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 99. P. 988–995.
6. Blinov V. L., Zubkov I. S. Influence of the axial compressor blade row defects on the industrial gas turbine performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1683. 042049. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042049.

7. An G., Fan Zh., Qiu Y. [et al.]. Numerical Investigation of the Effect of Hub Gaps on the 3D Flows Inside the stator of a Highly Loaded Axial Compressor Stage // *Energies*. 2022. Vol. 15 (19). 6993. DOI: 10.3390/en15196993.

8. Газовые турбины средней и большой мощности // *Силовые машины*. URL: <https://power-m.ru/customers/thermal-power/gas-turbines/> (дата обращения: 10.11.2023).

9. Wilcox D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. 3rd ed. California, DCW Industries, Inc., 2006. 536 p. ISBN 978-1-928729-08-2.

10. Kumar Avinash R., Shobhavathy M. T., Kumar A. R. Flow behaviour of transonic axial compressor stage with different turbulence models // *Proceedings of the Forty Second National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power*. December 14–16, 2015, NITK Surathkal, Karnataka, India. 2015. FMFP2015–PAPER NO.19.

11. Sun W. Assessment of advanced RANS turbulence models for prediction of complex flows in compressors // *Chinese Journal of Aeronautics*. 2023. Vol. 36 (372). P. 162–177. DOI: 10.1016/j.cja.2023.06.007.

12. Simões M. R., Montojos B. G., Moura N. R. [et al.]. Validation of turbulence models for simulation of axial flow compressor // *20th International Congress of Mechanical Engineering*. November 15–20, 2009. Gramado, RS, Brazil.

13. Körpe D. S., Kanat Ö. Ö., Oktay T. The Effects of Initial  $\gamma$  plus: Numerical Analysis of 3D NACA 4412 Wing Using  $\gamma$ -Re $\theta$  SST Turbulence Model // *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*. 2019. Vol. (17). P. 692–702. DOI: 10.31590/ejosat.631135.

**ЗОЛОТУХИН Антон Сергеевич**, аспирант Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, г. Санкт-Петербург; инженер-конструктор 3-й категории сектора расчетов отдела компрессоров СКБ ГТУ, АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: [zolotuhinant@yandex.ru](mailto:zolotuhinant@yandex.ru)

**ДАВЛЕТГАРЕЕВА Екатерина Игоревна**, ведущий инженер сектора расчетов отдела компрессоров СКБ ГТУ, АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: [Davletgareeva\\_EI@power-m.ru](mailto:Davletgareeva_EI@power-m.ru)  
**МАЛЫШЕВ Федор Александрович**, ведущий инженер сектора расчетов отдела компрессоров СКБ ГТУ, АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: [Malyshev\\_FA@power-m.ru](mailto:Malyshev_FA@power-m.ru)

#### Для цитирования

Золотухин А. С., Давлетгареева Е. И., Малышев Ф. А. Учет влияния производственных отклонений от формы проточной части многоступенчатого осевого компрессора // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2024. Т. 8, № 2. С. 45–51. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-45-51.

Статья поступила в редакцию 27.04.2024 г.

© А. С. Золотухин, Е. И. Давлетгареева, Ф. А. Малышев

# CONSIDERATION OF THE EFFECT OF MANUFACTURING DEVIATIONS FROM THE SHAPE OF A MULTISTAGE AXIAL COMPRESSOR

A. S. Zolotukhin<sup>1,2</sup>, E. I. Davletgareeva<sup>2</sup>, F. A. Malyshev<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,  
Russia, Saint Petersburg, Polytechnicheskaya Str., 29, 195251

<sup>2</sup> JSC «Power Machines», Russia, Saint Petersburg, Vatutina Str., 3A, 195009

The paper presents the results of influence for manufacturing deviations from the shape of the flow part – cavities obtained during the refinement of the material part of the multistage axial compressor GTE-65.1. An approach to the mathematical description of cavities is described, consisting of four steps. This approach allows us to gradually determine the influence of the deviation on the characteristics of the compressor. For each of the four steps the integral characteristics of the compressor deviations in efficiency and the total pressure ratio are compared to the base geometry. The change in the stability of the compressor is analyzed, taking into account the cavities under consideration. The analysis of changes in the parameters of the compressor stages is carried out.

**Keywords:** axial compressor, GTE-65.1, shape deviation, CFD, ANSYS CFX, mathematical modeling.

## References

1. Ma Sh., Hu J., Wang X. [et al.]. Effect of Non-Uniformity of Rotor Stagger angle on the Stability of a Low-Speeds Axial Compressor // *Energies*. 2022. Vol. 15. 2714. P. 1 – 14. (In Engl.).
2. Hosseini M., Sun Z., He X. [et al.]. Effects of Radial Gap Ratio between Impeller and Vaned Diffuser on Performance of Centrifugal Compressors // *Applied Sciences*. 2017. Vol. 7 (7). 728. DOI: 10.3390/app7070728. (In Engl.).
3. Fernandez J. M. Oro, Perotti R. B., Vega M. G. [et al.]. Effect of the radial gap size on the deterministic flow in a centrifugal pump due to impeller-tongue interactions // *Energy*. 2023. Vol. 278 (3). 127820. DOI: 10.1016/j.energy.2023.127820. (In Engl.).
4. Rannou C., Marty J., Tanguy G. [et al.]. Effect of Tip Gap Size on the Performance of an Axial Compressor Stage with and without Active Flow Control // *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*. 2023. Vol. 8 (3). 30. DOI: 10.3390/ijtp8030030. (In Engl.).
5. Danish S. N., Qureshi Sh. R., Imran M. M. [et al.]. Effect of tip clearance and rotor–stator axial gap on the efficiency of a multistage compressor // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 99. P. 988 – 995. (In Engl.).
6. Blinov V. L., Zubkov I. S. Influence of the axial compressor blade row defects on the industrial gas turbine performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1683. 042049. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042049. (In Engl.).
7. An G., Fan Zh., Qiu Y. [et al.]. Numerical Investigation of the Effect of Hub Gaps on the 3D Flows Inside the stator of a Highly Loaded Axial Compressor Stage // *Energies*. 2022. Vol. 15 (19). 6993. DOI: 10.3390/en15196993. (In Engl.).
8. Gazovyye turbiny sredney i bol'shoy moshchnosti [Medium and high capacity gas turbines] // *Silovyye mashiny. Power Machines*. URL: <https://power-m.ru/customers/thermal-power/gas-turbines/> (accessed: 10.11.2023). (In Russ.).
9. Wilcox D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. 3rd ed. California, DCW Industries, Inc., 2006. 536 p. ISBN 978-1-928729-08-2. (In Engl.).
10. Kumar Avinash R., Shobhavathy M. T., Kumar A. R. Flow behaviour of transonic axial compressor stage with different turbulence models // *Proceedings of the Forty Second National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power*. December 14–

16, 2015, NITK Surathkal, Karnataka, India. 2015. FMFP2015–PAPER NO.19. (In Engl.).

11. Sun W. Assessment of advanced RANS turbulence models for prediction of complex flows in compressors // *Chinese Journal of Aeronautics*. 2023. Vol. 36 (372). P. 162 – 177. DOI: 10.1016/j.cja.2023.06.007. (In Engl.).

12. Simões M. R., Montojos B. G., Moura N. R. [et al.]. Validation of turbulence models for simulation of axial flow compressor // *20th International Congress of Mechanical Engineering*. November 15–20, 2009. Gramado, RS, Brazil. (In Engl.).

13. Körpe D. S., Kanat Ö. Ö., Oktay T. The Effects of Initial  $\gamma$  plus: Numerical Analysis of 3D NACA 4412 Wing Using  $\gamma$ -Re $\theta$  SST Turbulence Model // *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*. 2019. Vol. (17). P. 692 – 702. DOI: 10.31590/ejosat.631135. (In Engl.).

**ZOLOTUKHIN Anton Sergeevich**, Graduate Student of Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg; CFD Engineer of SKB GTU Compressor Department, JSC «Power Machines», Saint Petersburg.

Correspondence address: zolotuhinant@yandex.ru  
**DAVLETGAREEVA Ekaterina Igorevna**, CFD Leading Engineer of SKB GTU Compressor Department, JSC «Power Machines», Saint Petersburg.

Correspondence address: Davletgareeva\_EI@power-m.ru  
**MALYSHEV Fedor Aleksandrovich**, CFD Leading Engineer of SKB GTU Compressor Department, JSC «Power Machines», Saint Petersburg.

Correspondence address: Malyshev\_FA@power-m.ru

## For citations

Zolotukhin A. S., Davletgareeva E. I., Malyshev F. A. Consideration of the effect of manufacturing deviations from the shape of a multistage axial compressor // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 45 – 51. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-45-51.

Received April 27, 2024.

© A. S. Zolotukhin, E. I. Davletgareeva, F. A. Malyshev