



ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ ВЫРАВНИВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА ВО ВХОДНЫХ ПАТРУБКАХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

А.Е. Зарянкин¹, Т. Падашмоганло², М.С. Постникова³

¹Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия
Tohid.padashi@gmail.com

Резюме: Рассматривается проблема обеспечения равномерного поля скоростей при входе воздуха в первую ступень компрессора газовой турбины SGT5-2000E с угловым входным трактом, содержащим фильтр, шумоглушитель и патрубков. На основе проведенного математического моделирования течения в этом патрубке установлено, что при входе в компрессор максимальная скорость на 36% превышает среднерасходную скорость, что серьезно сужает диапазоны устойчивой работы компрессора. Для решения указанной проблемы предлагается изменить конструкцию входного патрубка таким образом, чтобы в его проточную часть можно было установить разработанный новый эффективный гаситель неравномерности полей скоростей. Проведенные исследования показали, что таким образом коэффициент неравномерности удалось снизить с указанных выше 36% до 6%.

Ключевые слова: объемный гаситель неравномерности, коэффициент неравномерности, входной патрубок, компрессор, коэффициент сопротивления.

Для цитирования: Зарянкин А.Е., Падашмоганло Т., Постникова М.С. Исследование способов выравнивания параметров потока во входных патрубках осевых компрессоров // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. № 6. С. 72-83. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-6-72-83.

INVESTIGATION OF METHODS FOR EQUALIZING THE FLOW PARAMETERS IN THE AXIAL COMPRESSOR INTAKE FLARE

AE Zaryankin¹, T Padashmoghlanlo¹, MS Postnikova¹

¹Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russia
Tohid.padashi@gmail.com

Abstract: The problem of ensuring a uniform velocity field at the air inlet to the first stage of the gas turbine compressor SGT5-2000E with an angular inlet path, that contains an inlet filter, a silencer and an angular intake flare, is considered. Based on the mathematical modeling of the flow in this flare, it was found that the maximum speed at the compressor inlet is 36% higher than the average flow rate. It leads to the fact that the range of stable operation of the compressor seriously narrows. To solve this problem, it is proposed to change the intake flare design so that a newly developed effective damper of uneven velocity fields is installed in its flow part. Studies have shown that in this way the nonuniformity coefficient was reduced from the above 36% to 6%.

Keywords: volumetric nonuniformity damper, nonuniformity coefficient, intake flare, compressor, resistance coefficient.

For citation: Zaryankin AE, Padashmoghlanlo T, Postnikova MS. Investigation of methods for equalizing the flow parameters in the axial compressor intake flare. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2019;21(6):72-83. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-6-72-83.

Введение

При угловом подводе воздуха к осевому компрессору газотурбинных установок характер течения воздуха во входном тракте имеет весьма сложную картину и

характеризуется большой окружной и радиальной неравномерностью потока в сечении выхода из тракта, причиной которой является конструктивная особенность входного тракта. Следует отметить, что неравномерность потока в окружном направлении оказывает большое влияние на механические напряжения в рабочих лопатках первой ступени компрессора вследствие возникновения циклических нагрузок. Характер течения воздуха в стандартных угловых входных патрубках ГТУ исследовался в работах [1-5] при неизменной конструкции входного патрубка.

Имеется крайне ограниченное количество работ, касающихся вопроса оптимизации входных патрубков газотурбинных установок с целью не только снижения гидравлического сопротивления всего тракта, но и выравнивания поля скоростей потока воздуха, поступающего из входного тракта в компрессор. Эти работы можно свести к двум основным направлениям. Первое направление сводится к чисто конструктивным изменениям проточной части входного тракта с целью исключения причин возникновения отрывного течения с формированием вихревых образований в потоке. Здесь большой интерес представляют практические решения, предложенные фирмой *M&I Power Tech (CDN), INC(Ontario, Canada)* и содержащиеся в [3], где в проточной части входного тракта были установлены различные конструктивные исполнения направляющих лопаток, предотвращающих отрыв потока от стенок и образование вихревых зон (рис.1).

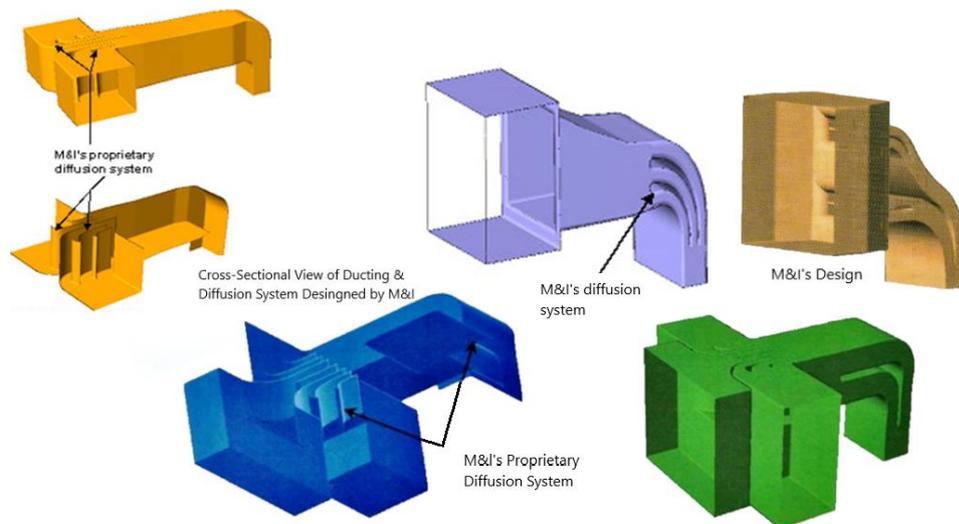


Рис.1. Установка направляющих лопаток в проточной части входного тракта ГТУ [3]

Приведенные в [4] результаты показали, что установка аэродинамических решеток с изменяющимися размерами по линии изгиба канала входного тракта газовой турбины W501D5с боковым подводом воздуха к компрессору ведет к выравниванию распределения скоростей по сечению за поворотом.

Весьма интересными оказались результаты работы [5], где наряду с численными исследованиями проводился подробный физический эксперимент на модельных входных трактах газовых турбин на специально созданном стенде. Показано, что течение воздуха в исходном входном тракте обладает нестабильным, пульсирующим характером и сопровождается интенсивными колебаниями всех параметров воздуха. В целом исследуемый входной тракт по исходному варианту оказался непригодным для ГТУ ни по надежности, ни по экономичности. Анализируя причины нестабильности течения, в [5] делается вывод о том, что причиной зафиксированных низкочастотных пульсаций давления могут быть: отрыв потока в поворотном прямоугольном колене в области малого радиуса после поворота на 90° к оси установки и срывные явления на опорных ребрах в выходной кольцевой части тракта, где скорости течения максимальны.

В процессе оптимизации геометрии входного тракта в [5] с целью снижения уровня потерь кинетической энергии входного тракта, уменьшения интенсивности пульсаций давления в его элементах и выравнивания структуры потока в сечении выхода из входного патрубка в его проточную часть устанавливались тонкостенная разделительная перегородка в плоскости симметрии патрубка, уменьшенная в радиальном направлении тонкостенная разделительная перегородка, специально спрофилированный кольцевой обтекатель типа *bell mouth* и модифицированный, более развитого в радиальном направлении, обтекатель типа *bell mouth*.

Для количественной оценки всех рассмотренных вариантов в [5] был использован коэффициент потерь кинетической энергии потока во входном тракте, определяемый как отношение перепадов давления полного торможения между входным и выходным сечениями тракта к скоростному напору потока в кольцевом сечении перед входным направляющим аппаратом (далее ВНА) компрессора. Рассматривая приведенные в [5] результаты можно отметить, что конечные результаты всех вариантов оказались достаточно скромными. Если при установке в проточную часть патрубкатонкостенной разделительной перегородки удалось снизить коэффициент потерь с 34% (для исходного варианта) до 12,29%, то применение остальных мер позволило снизить этот коэффициент лишь до 11,34%. При этом на входе в компрессор сохранилась высокая нестационарность и неравномерность входного поля скоростей.

С практической точки зрения представляет особый интерес работа [6], где представлены результаты комплексного исследования характеристик входного патрубка газотурбинной установки ГТЭ-110 на основе физических экспериментов. В результате было показано, что амплитуда колебаний статического давления в боковом сечении модели исходного входного патрубка ГТЭ-110 за кожухом вала составляет 300 Па, говорится о наличии значительной нестационарности течения при обтекании кожуха вала. Проведенная модернизация входного патрубка ГТЭ-110 позволила существенно снизить коэффициент потерь полного давления потока во входном тракте по сравнению с его исходным вариантом (от 0,3794 до 0,0941), снизила степень неравномерности потока до 4,9% и обеспечила нормальный уровень пульсаций параметров потока на входе в лопаточный аппарат компрессора. Существенное снижение амплитуд пульсаций давления было получено при установке в нижней части камеры патрубка разделительного ребра. Аналогичный вывод был сделан и в [5].

Анализ литературных данных показал, что выравнивание распределения скоростей воздуха в выходном сечении патрубка перед лопаточным аппаратом компрессора лишь чисто конструктивным изменением проточной части патрубка представляет собой сложную задачу. В связи с этим представляется целесообразным ввести в его проточную часть специальный гаситель неравномерности (второе направление по решению указанной выше проблемы). Такой подход выравнивания поля скоростей воздуха перед его входом в компрессор видимо впервые рассматривается в настоящей работе.

Материалы и методы

В качестве базы для исследования нами был выбран угловой входной патрубок компрессора турбины фирмы *Siemens (Berlin, Germany)* типа SGT5-2000E (рис.2). Характеристики ГТ и параметры забираемого компрессором воздуха из атмосферы приведены в табл.1 по условиям *ISO (International Organization for Standardization)* [7].

Таблица 1

Характеристики ГТ и параметры наружного воздуха по условиям ISO

Мощность ГТУ	187 МВт
КПД установки	36,5%
Степень сжатия воздуха в компрессоре	12,8
Расход воздуха через компрессор	558 кг/с
Температура атмосферного воздуха	15°C
Давление полного торможения наружного воздуха	101325 Па
Относительная влажность воздуха на входе	60%
Доля водяного пара H ₂ O в воздухе	0,0063 кг/кг
Доля O ₂ в воздухе	0,2285 кг/кг
Доля N ₂ в воздухе	0,7652 кг/кг

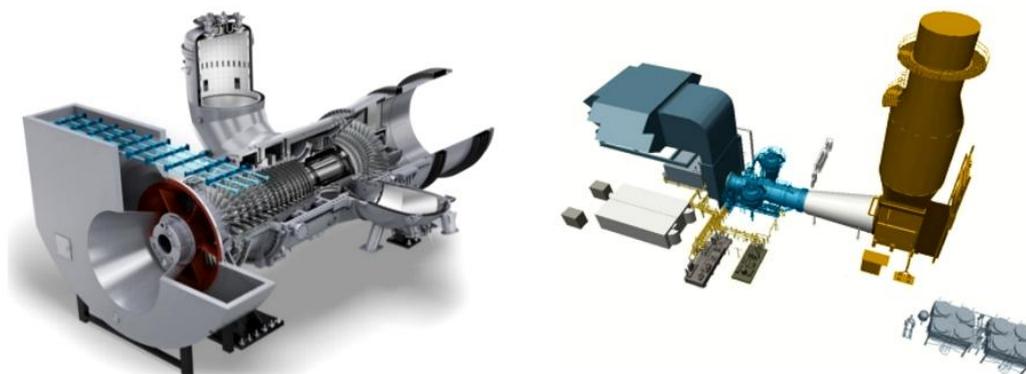


Рис.2. Газовая турбина SGT5-2000E с базовым угловым входным трактом

Трехмерная модель базового входного тракта газотурбинной установки SGT5-2000E представлена на рис.3. Расчеты проводились для натурального входного тракта компрессора, где воздух поступает в тракт не только по осевому прямоугольному входу проходной площадью $50,9\text{ м}^2$ ($7,7 \times 6,6$ м), но и по двум боковым прямоугольным входам проходной площадью $2 \times 49,5\text{ м}^2$ ($2 \times 7,5 \times 6,6$ м). Кроме того, проходная площадь выходного сечения кольцевого конфузора (на входе в ВНА компрессора) составляет $6,5\text{ м}^2$. Ширина входного патрубка принималась равной $7,7$ м. Исходя из предположения, что течение симметрично относительно плоскости геометрической симметрии расчетной области, все расчеты проводились для половины исследуемого патрубка (рис.3).

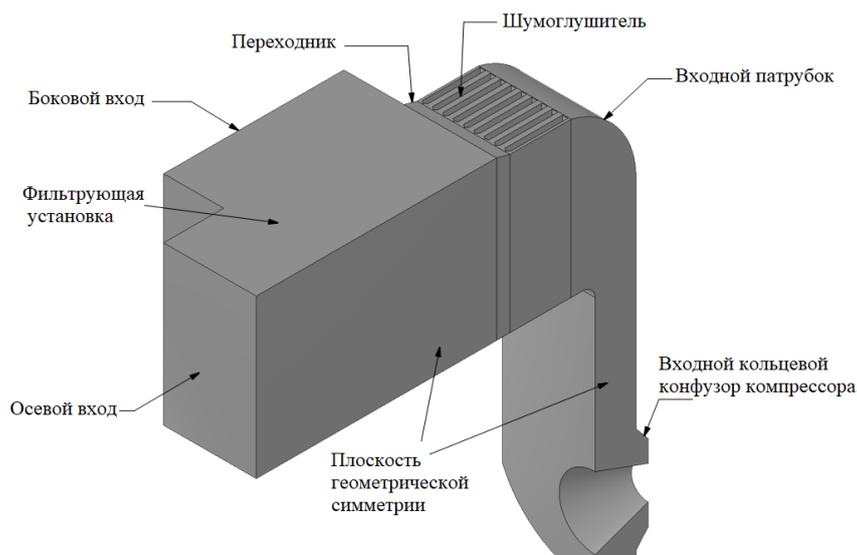


Рис.3. Расчетная модель базового входного тракта

Сетки расчетных областей были построены с помощью генератора сетки *ANSYSICEMCFD* с соблюдением необходимого требования к выбранной модели турбулентности по значению y^+ . В качестве примера на рис.4 показана гибридная сетка расчетной области базового входного тракта, состоящая из 2,6 млн гексаэдрических и тетраэдрических ячеек.

Расчетные модели входных угловых патрубков компрессора с установленным в их проточную часть объемным гасителем неравномерности.

На рис.5 представлен первый вариант новой конструкции входного углового патрубка, отличающийся от базового патрубка (рис.3) выполнением на месте поворота потока кромок задней и передней стенок с плавной кривизной больших радиусов и установкой в его проточную часть объемного гасителя неравномерности с одновременным увеличением проходных площадей входного патрубка и при входе потока воздуха в гаситель. За гасителем установлен профилированный кольцевой конфузор, выходной наружный диаметр которого равен наружному диаметру сечения входа воздуха в лопаточный аппарат компрессора.

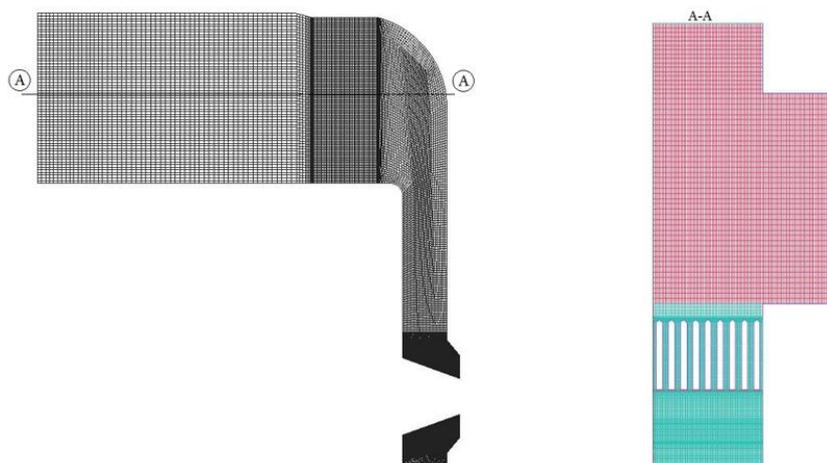


Рис.4. Расчетная сетка базового входного тракта (половина модели)

В приведенном на рис.5 варианте, гаситель представлял собой две конические перфорированные поверхности с углами при вершине 45° , соединенные между собой своими основаниями. Такая конструкция предусматривает расположение опорных ребер переднего подшипника ротора турбокомпрессора во внутренней полости объемного гасителя. Более того, гаситель в системе подвода воздуха к компрессору служит дополнительным фильтром, исключающим попадание в проточную часть компрессора инородных твердых тел.

В результате дальнейшей модернизации проточной части патрубка с гасителем рассматривался его вариант с входной конической поверхностью больших диаметров перфорации с углом при вершине 60° и выходной конической перфорированной поверхностью с углом при вершине 45° .

Отличительные особенности всех рассмотренных вариантов входного углового патрубка наглядно видны на рис.6-8.

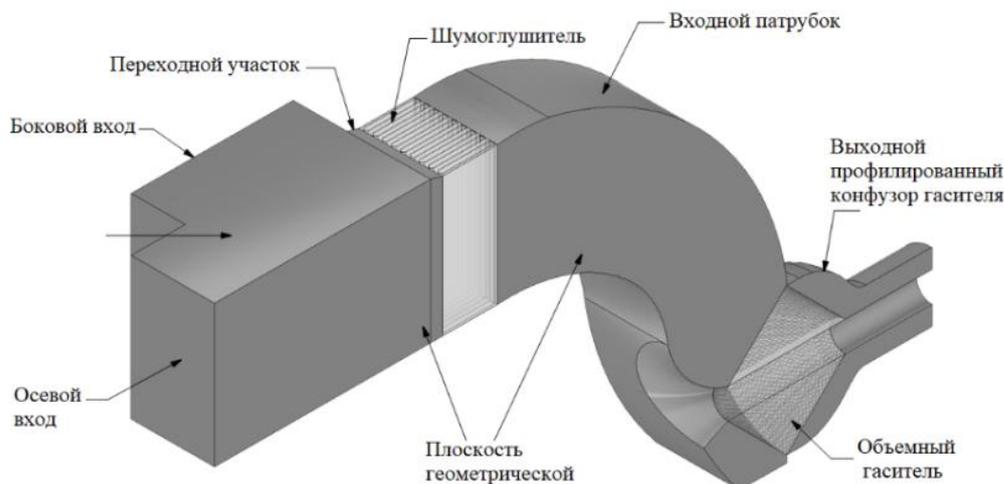


Рис.5. Расчетная модель входного тракта с объемным гасителем с двумя коническими перфорированными поверхностями с углами при вершине 45° (первый вариант)

При исследовании рассмотренных вариантов входных трактов приняты следующие допущения: так как во входном тракте при входе в компрессор число Маха воздуха достигает величин $0,3-0,4$, то расчеты велись с учетом сжимаемости рабочего тела (воздуха); рабочее тело подчинялось уравнению состояния идеального газа; течение рабочего тела – адиабатное и установившееся (*Steady State*); режим течения – турбулентный.

Моделирование турбулентного режима рабочего тела в настоящей работе производилось с помощью программного комплекса *ANSYS FLUENT*, базирующего на численном решении осредненных по времени уравнений Навье-Стокса (*RANS*) с учетом уравнений неразрывности и энергии.

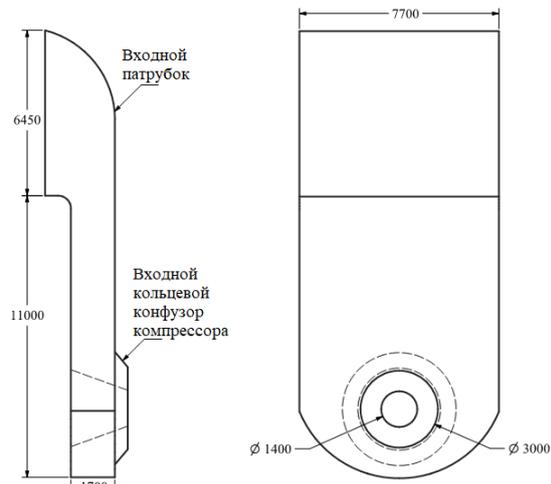


Рис.6. Конструктивная схема входного базового углового патрубка

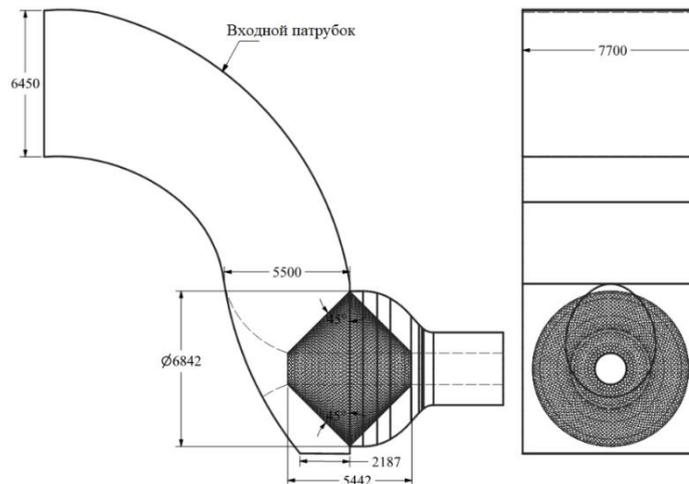


Рис.7. Конструктивная схема входного углового патрубка с объемным гасителем 1-го варианта

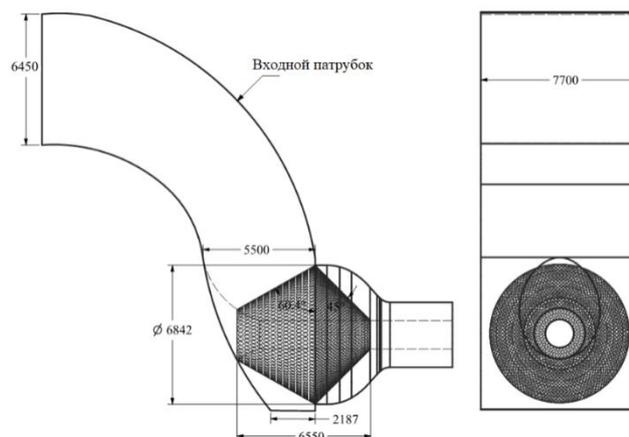


Рис.8. Конструктивная схема входного углового патрубка с объемным гасителем 2-го варианта

Уравнение неразрывности для стационарного течения сжимаемой жидкости:

$$\nabla(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Осредненные по Рейнольдсу (по времени) уравнения Навье-Стокса:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u_i u_j}) \quad (2)$$

Для замыкания осредненной по Рейнольдсу системы уравнений Навье-Стокса, необходимо определить связь между напряжениями по Рейнольдсу и параметрами осредненного течения. Эту связь определяют с помощью различных моделей

турбулентности. В настоящей работе для этой цели применялась двухпараметрическая модель турбулентности *k-εstandard* с использованием пристеночной функции (*Wallfunction*):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} G_k \frac{\epsilon}{k} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

В данной системе уравнений термин G_k , представляющий собой турбулентную кинетическую энергию, которая определяется следующей формулой:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (5)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

Константы $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, C_μ , σ_k и σ_ϵ имеют следующие значения: $C_{1\epsilon}=1,44$, $C_{2\epsilon}=1,92$, $C_\mu=0,09$, $\sigma_k=1$ и $\sigma_\epsilon=1,3$ [8].

Алгоритм решения (*Solver type*) выбран *Pressure Based* (алгоритм установления). Для повышения точности решений расчеты были выполнены с использованием дискретизации второго порядка точности (*Second Order Upwind*). Кроме того, алгоритм решения связки уравнений движения и неразрывности (*Pressure-Velocity Coupling*) выбирался *coupled*. Значения невязок при дискретизации уравнения неразрывности и осредненных уравнений Навье-Стокса задавалось 10^{-3} , а для уравнения энергии 10^{-6} .

Для учета гидравлического сопротивления фильтрующей установки течение воздуха в ней рассматривалось как течение рабочего тела в пористой среде. В результате гидравлическое сопротивление фильтров при турбулентном течении может быть рассчитано по уравнению *Ergun* [9]:

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{1}{\alpha} \mu u_\infty + \frac{\rho C_2}{2} u_\infty^2 \quad (7)$$

где Δp – перепад давления полного торможения в фильтрующей установке, L – длина пористого то соответствовало перепаду давления в фильтрующей установке 490 Па.

При входе в тракт во всех вариантах задавались фиксированные параметры атмосферного воздуха, приведенные в табл.1, а в выходном сечении тракта (перед ВНА компрессора) было задано значение статического давления таким образом, чтобы массовый расход воздуха через входной тракт ГТУ соответствовал спроектированной пропускной способности тракта по условиям *ISO* для газовой турбины *SGT5-2000E*, то есть фиксированному массовому расходу 558 кг/с (для половины модели тракта 279 кг/с). Температура воздуха во входном и выходном сечениях была принята постоянной, равной 15°C. Что касается параметров турбулентности, то во входных и выходных граничных сечениях задавались интенсивность турбулентности (*Turbulent Intensity*) и гидравлический диаметр, значения которых приведены ниже.

- Во входном сечении: интенсивность турбулентности 2,5% и гидравлический диаметр 4,87 м для осевого входа, а для бокового входа интенсивность турбулентности 2,5% и гидравлический диаметр 7,02 м.

- В выходном сечении: интенсивность турбулентности 2,1% и гидравлический диаметр 1,8 м.

Обсуждение результатов

Результаты моделирования течения воздуха во входном тракте базового патрубка представлены на рисунках 9-12. На рис. 9 римскими цифрами обозначены сечения, где приведены поля скоростей в контрольных сечениях.

Поля скоростей в плоскости геометрической симметрии тракта и в его различных контрольных сечениях, приведенные соответственно на рисунках 9-11, наглядно показывают, что скорость потока воздуха проходя отдельные элементы тракта интенсивно увеличивается и ее величина в выходном сечении тракта достигает 100 м/с, которая соответствует значению числа Маха 0,296. Поток воздуха из осевого и боковых подводов со скоростью 2-7 м/с протекает через фильтрующую установку. Затем его скорость применено в 2 раза увеличивается в проходном участке тракта, примыкающем непосредственно к фильтрующей установке. Заметное ускорение потока происходит в каналах шумоглушителя, где максимальная величина скорости достигает 23 м/с (рис.10). При

повороте от осевого направления к вертикальному сначала происходят снижение скорости вблизи передней стенки и ее повышение у задней стенки патрубка, а за поворотом обратное явление. Скорости вблизи передней стенки растут, а у задней падают.

При угловом подводе воздуха к компрессору, поток воздуха вынужден совершать еще один поворот от вертикального направления к осевому направлению, входя в кольцевой конфузор перед направляющим аппаратом. Кроме того, некоторая его часть обтекает конструктивный конус, и попадает в кольцевой конфузор из нижней части патрубка. В результате поле скоростей воздуха при его входе в компрессор характеризуется большой неравномерностью и несимметричностью, что хорошо видно в приведенном на рис.11 поле скоростей в поперечном кольцевом сечении III - III.

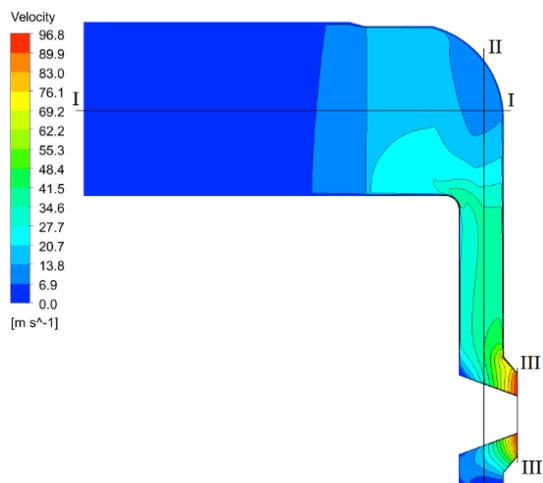


Рис.9. Поле скоростей в плоскости геометрической симметрии базового входного тракта

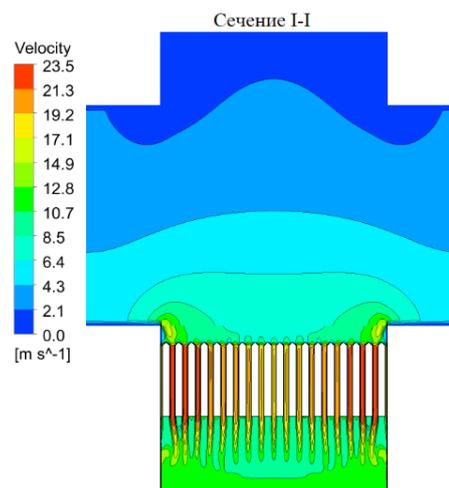


Рис.10. Поле скоростей в контрольном сечении I-I

Оценка степени неравномерности распределения скоростей в выходном кольцевом сечении патрубка (сечении III-III) проводилась по величине отношения максимальной скорости потока к среднерасходной по указанному сечению: $K = C_{max}/C_{cp}$. Расчетная величина этой степени в сечении выхода из патрубка (сечении III-III) составляет 1,36.

Полученные поля скоростей в плоскости геометрической симметрии и в контрольном сечении I-I для входных патрубков с объемным гасителем, приведенные на рис. 13-15, показывают, что плавный поворот потока с большими радиусами кривизны, одновременное увеличение проходной площади патрубка по сравнению с базовым вариантом и поджатие потока за поворотом (рис.7 и рис.8) не только предотвращают отрыв потока от задней стенки патрубка, но и улучшают распределение скоростей (рис.15) за поворотом (перед гасителем неравномерности), что, в свою очередь, ведет к снижению общего сопротивления.

Наглядное представление об эффективности выравнивания поля скоростей с помощью объемных гасителей дают поля скоростей, установленные за ними и представленные в рис. 16., где хорошо видно, что установка объемных гасителей в выходном сечении углового патрубка с одновременным увеличением проходной площади потока при его входе в гаситель способствует практически равномерному распределению поля скоростей как в окружном, так в радиальном направлении приблизив локальные скорости потока воздуха к среднерасходному значению скорости, и, устраняет пульсации параметров потока воздуха перед его входом в направляющий аппарат компрессора, что, в конечном счете, ведет к повышению вибрационной надежности ротора турбокомпрессора. Кроме того, равномерное распределение поля скоростей воздуха при его входе в компрессор ведет к повышению КПД компрессора и к его устойчивой работе как в номинальном, так и в переменных режимах. Здесь по сравнению с базовым входным трактом разница между максимальной и среднерасходной скоростями воздуха перед компрессором составляет всего 6,2% ($K=C_{max}/C_{cp}=1,062$).

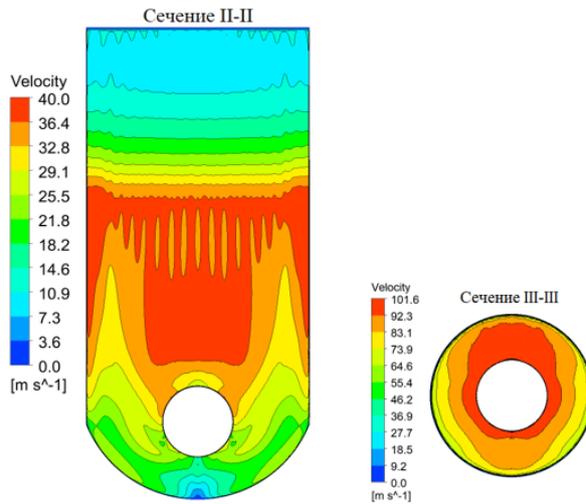


Рис.11. Поля скоростей в контрольных сечениях II-II и III-III

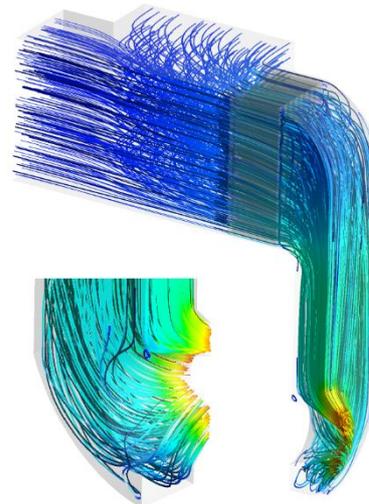


Рис.12. Трехмерная картина линий тока в исследуемом входном тракте

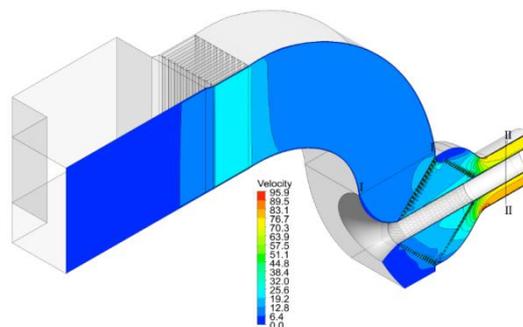


Рис.13. Поле скоростей в плоскости геометрической симметрии тракта с объемным гасителем 1-го варианта

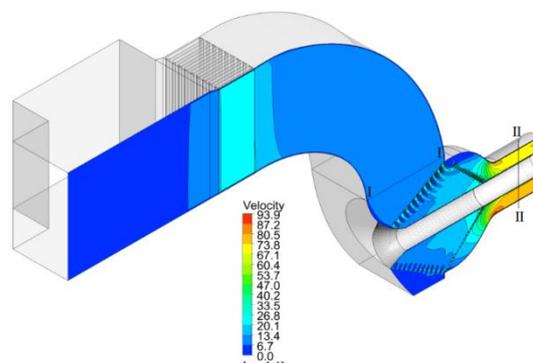


Рис.14. Поле скоростей в плоскости геометрической симметрии тракта с объемным гасителем 2-го варианта

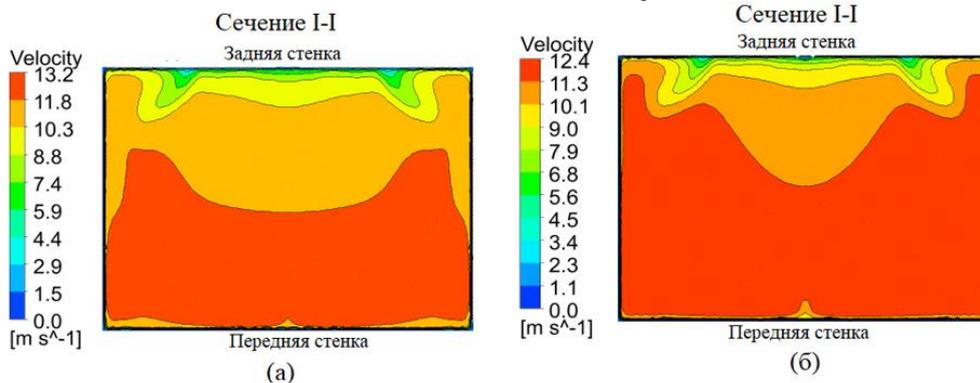


Рис.15. Поле скоростей в контрольном сечении I-I входного патрубка: а) с объемным гасителем 1-го варианта, б) с объемным гасителем 2-го варианта

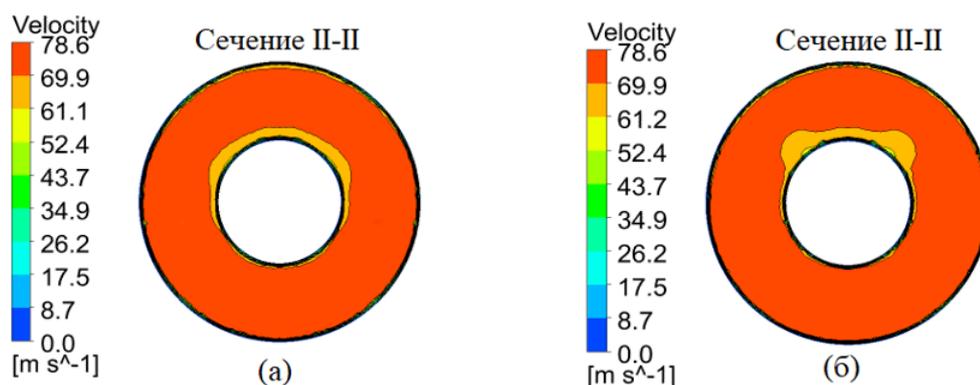


Рис.16. Поле скоростей в контрольном сечении II-II входного патрубка при входе воздуха в компрессор а) с объемным гасителем 1-го варианта, б) с объемным гасителем 2-го варианта

Как правило, внесение дополнительных устройств (гасителей неравномерности) в проточную часть входных патрубков приводит к повышению общего гидравлического сопротивления всего тракта (табл. 2). Однако, суммарный эффект от установки рассматриваемых объемных гасителей может оказаться положительным в связи с равномерным распределением скорости потока воздуха при его входе в компрессор.

Таблица 2

Расчетные значения степени неравномерности потока воздуха при его входе в компрессор ГТУ SGT5-2000E и потерь полного давления всего тракта

Тип входных трактов компрессора SGT5-2000E	Степень неравномерности потока при его входе в компрессор	Потеря полного давления всего тракта
Базовый	1,36	996 Па
С объемным гасителем 1-го варианта	1,062	1733 Па
С объемным гасителем 2-го варианта	1,062	1563 Па

Выводы

По результатам выполненных исследований можно сделать следующие выводы.

В результате проведенных исследований течения во входном базовом тракте ГТУ SGT5-2000E показано, что при использовании в осевом компрессоре входного патрубка с угловым подводом воздуха перед входным направляющим аппаратом компрессора имеет место значительная окружная и радиальная неравномерность скоростей и давлений воздуха, причиной которой является конструктивная особенность используемого тракта.

Эффективным способом для выравнивания поля скоростей в выходном сечении тракта является установка разработанных объемных гасителей неравномерности, позволяющих снизить неравномерность распределения скоростей в сечении выхода из тракта до 6%.

Литература

1. Stephen D. H. The Use of 3D CFD Analysis in the Design of Air Intake Systems as a Visualization Tool to Optimize Performance in Gas Turbine Applications // ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air. 2005. V.4. pp. 349-359.
2. Chaker M., Thomas R. M. III. Design Consideration of Fogging and Wet Compression Systems as Function of Gas Turbine Inlet Duct Configurations // ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. 2015.
3. Applications for Gas Turbine and HRSG: <http://www.mipowertech.net/applications-for-gas-turbine-and-hrsg> // Ссылка активна на: декабрь 2018 г.
4. Jeanty F., De Andrade J., Croquer S and et.al. Numerical Analysis of a Fogging System in a Gas Turbine // ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. 2012. V.3. pp. 913-923.

5. Черников В.А. Повышение эффективности входных трактов, ступеней и выходных диффузоров стационарных газовых турбин для комбинированных газопаровых установок. Дисс. ... д-р. техн. наук. СПб.:СПб ПУ. 2012. Доступно по: <http://elib.spbstu.ru/dl/2884.pdf/download/2884.pdf>. Ссылка активна на: 13 ноября 2018.

6. Михайлов В.Е., Хоменок Л.А. и др. Исследования и оптимизация характеристик входного патрубка осевого компрессора установки ГТЭ-110 // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2010. №. 3/3. С. 21-25.

7. SGT5-2000 Eheavy-dutygasturbine (50 Hz): Available at: <https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/gas-turbines/sgt5-2000e.htm/> Accessed to: 15 Dec 2018.

8. Jones W. P., Launder B. E. The prediction of laminarization with a 2-equation model of turbulence // International Journal, Heat Mass Transf. 1972. №15. P.301.

9. Ergun S. Fluid Flow through Packed Columns // Journal of Chemical Engineering Progress. 1952. V.4. N 2. pp. 89-94.

10. Будаков И.В., Буданов В.А. Расчетно-аналитическое исследование воздухозаборного тракта газотурбинной установки ГТЭ-110 // Вестник ИГЭУ. 2015. N.3. С. 1-8.

Авторы публикации

Зарянкин Аркадий Ефимович – д-р техн. наук, профессор кафедры «Паровых и Газовых Турбин». Национальный исследовательский университет «МЭИ», «НИУ «МЭИ». E-mail: ZaryankinAY@mpei.ru.

Падашмоганло Тоҳид – канд. техн. наук. Тегеран, Иран. E-mail: tohid.padashi@gmail.com.

Постникова Мария Сергеевна – студент кафедры «Паровых и Газовых Турбин». «НИУ «МЭИ». E-mail:mary.postnikova@yandex.ru.

References

1. Stephen DH. The Use of 3D CFD Analysis in the Design of Air Intake Systems as a Visualization Tool to Optimize Performance in Gas Turbine Applications. *ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air*. 2005; 4: 349-359.

2. Chaker M, Thomas R. M. 3 Design Consideration of Fogging and Wet Compression Systems as Function of Gas Turbine Inlet Duct Configurations. *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2015.

3. Applications for Gas Turbine and HRSG. Available at : <http://www.mipowertech.net/applications-for-gas-turbine-and-hrsg>. Accessed to: 2018.

4. Jeanty F, De Andrade J, Croquer S. and et.al.Numerical Analysis of a Fogging System in a Gas Turbine. *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2012. pp. 913-923.

5. Chernikov VA. *Povyshenie effektivnosti vkhodnykh traktov, stupenei i vykhodnykh diffuzorov statsionarnykh gazovykh turbin dlya kombinirovannykh gazoparovykh ustanovok*. [dissertation]. St.-Petersburg, 2012. Available at: <http://elib.spbstu.ru/dl/2884.pdf/download/2884.pdf>. Accessed to: 13 Nov 2018.

6. Mikhailov VE, Khomenok LA. and et. al. Issledovaniya i optimizatsiya kharakteristik vkhodnogo patrubka oseвого kompressora ustanovki GTE-110. *Vostochno-evropeiskii zhurnal peredovykh tekhnologii*. 2010;3(3):21-25.

7. SGT5-2000 Eheavy-dutygasturbine (50 Hz): Available at: <https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/gas-turbines/sgt5-2000e.html>. Accessed to: 15 Dec 2018.

8. Jones WP, Launder BE. The prediction of laminarization with a 2-equation model of turbulence. *International Journal., Heat Mass Transf.* 1972;15:301.

9. Ergun S. Fluid Flow through Packed Columns. *Journal of Chemical Engineering Progress*. 1952; 4 (2): 89-94.

10. Budakov IV, Budanov VA. Raschetno-analiticheskoe issledovanie vozdukhozabornogo trakta gazoturbinnoi ustanovki GTE-110. *Vestnik ISPU*. 2015;3:1-8.

Authors of the publication

Zaryankin Arkadiy Efimovich – Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russia. E-mail: Zaryankin AY@mpei.ru.

Padashmoghano Tohid – Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russia. E-mail: tohid.padashi@gmail.com.

Postnikova Maria Sergeevna – Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russia. E-mail: mary.postnikova@yandex.ru.

Поступила в редакцию

19 июля 2019 г.