

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.07

А. И. ТАРАСОВ, О. А. ЛИТВИНЕНКО, И. А. МИХАЙЛОВА

АНАЛИЗ МЕТОДА РАСЧЕТА ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ В ТРАКТЕ ПОДАЧИ ВОЗДУХА ИЗ КОМПРЕССОРА В РОТОР ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

АННОТАЦИЯ Рассмотрена возможность интегрального метода для расчета противодавления при транспорте охлаждающего воздуха из проточной части компрессора через расточку ротора в ротор газовой турбины. Выполнен численный анализ центростремительного течения закрученного потока в идеализированных полостях компрессора различной ширины. Установлена относительная ширина полости, при которой может быть использован приближенный интегральный метод для расчета систем охлаждения газовых турбин.

Ключевые слова: система охлаждения, газовая турбина, компрессор, центробежный эффект, противодавление, расход воздуха, закрутка потока

A. TARASOV, O. LYTVYENKO, I. MYHAYLOVA

ANALYSIS OF THE METHOD FOR BACK PRESSURE PREDICTION IN THE AIR SUPPLY PATH FROM COMPRESSOR IN THE GAS TURBINE ROTOR

ABSTRACT Air supply in the gas turbine rotor depends on value of back pressure that takes place in the compressor rotor cavities. Unfortunately there is a not reliable method for prediction of the back pressure due to sophisticated flow pattern here and different forms of such cavities. Therefore one of the most reliable integral methods for prediction of the swirl factor and back pressure in the cavities was analyzed and the limitations were identified in framework of which it can be used. Suitability of the integral method was evaluated in comparison with the results of CFD analysis of the airflow in a model cavity. Model of cavity was rotated with velocity 377 1/s and was restricted by radii $r_2 = 0.35$ and $r_1 = 0.15$ m, the width of the cavity s varied from 0.06 m to 0.6 m. In the last case, the cavity transformed to the annular channel. Air is fed into the cavity at the outer radius of the axially or radially. It was found that in case of centripetal flow and initial swirl factor equal 1, integral method adequately reflects the flow pattern in the cavity in only a relatively narrow cavity $s/r_2 < 0.17$. The flow pattern in case of wider cavities has predominantly vortex nature that tends to equalize the magnitude of swirl factor due to movement of the air mass from the smaller radius to a larger radius. The rotor of the compressors has often wide cavities that makes it necessary to develop a method for calculating the pressure in these cavities to reliably supply the cooling air to the turbine rotor.

Key words: cooling system, gas turbine, compressor, centrifugal effect, the back pressure, air flow, twist flow.

Введение

Система охлаждения роторов турбокомпрессоров представляет собой систему вращающихся или частично вращающихся полостей, соединенными между собой кольцевыми каналами или отверстиями, а также лабиринтовыми или иными уплотнениями. Гидравлические потери в такой системе сосредоточены главным образом в соединительных каналах и поэтому одним из основных факторов, определяющих возможности управления расходом воздуха в системе является центробежное давление, возникающее вследствие закрутки потока охладителя. Полости ротора могут иметь достаточно сложную форму и часто не соответствуют классической форме, которая обычно представляется как зазор между двумя дисками или диском и поверхностью статора.

Расчет систем охлаждения (СО) обычно выполняется в одномерной постановке [1], когда сеть представляется в виде графа, в каждом элементе которого потери полного давления определяются соотношением

$$\Delta p^* = \zeta \frac{G^2}{2\rho A^2} \pm \Delta p_{цб}, \quad (1)$$

где первый член справа определяет потери давления вследствие трения (A – площадь живого сечения канала, ζ – коэффициент сопротивления, G – расход воздуха, ρ – плотность воздуха в определяющем сечении) и вихреобразования, а второй член определяет напор, который возникает при раскрутке потока. Если воздух в полости ротора движется от меньшего радиуса к большему, то центробежное давление способствует увеличению расхода ($\Delta p_{цб} < 0$). При противоположном движении центробежное давление в полости ($\Delta p_{цб} > 0$) препятствует подаче воздуха в расточку ротора. Системы охлаждения газовых турбин используют воздух из-за последней или промежуточной ступени компрессора. Подача этого воздуха в охлаждающие каналы рабочих лопаток и дисков может осуществляться через обводные каналы, расположенные вне корпуса ГТД или внутри ротора. В последнем случае воздух отбирается из проточной части компрессора и через систему радиальных круглых каналов (труб или радиальных отверстий в дисках, в зазорах между дисками) перемещается на меньший радиус. При этом наблюдается значительное противодавление, которое часто не позволяет питать систему охлаждения ротора турбины воздухом в необходимом объеме. Поэтому надеж-

ность определения $\Delta p_{цб}$ в таких каналах часто определяет надежность расчета системы охлаждения ротора турбины в целом. К сожалению сейчас не существует надежного метода расчета центробежного давления в полостях роторов турбин, который мог бы быть использован в сетевом методе расчета системы. Все известные методы [2–6] так или иначе, базируются на уравнении радиального равновесия в кольцевом диффузоре (конфузоре) и не учитывают стесненности потока цилиндрическими стенками, ограничивающими полость на большем и меньшем радиусах, также многие другие факторы. Альтернативой одномерному сетевому методу является CFD-анализ СО роторов турбин, который позволяет получить высокую достоверность результатов, но обладает недостатками: длительностью расчета, сложностью подготовки расчетных моделей. Поэтому CFD-анализ может быть применен для верификации разработанной системы охлаждения. Перспективным на наш взгляд является сращивание сетевого метода с CFD, которое заключается в том, что в сетевой модели СО некоторые элементы моделируются посредством CFD [7]. Такой подход позволяет значительно сократить затраты времени на подготовку расчетных моделей СО. Тем не менее, сетевой метод остается наиболее широко распространенным в инженерной практике и поэтому нуждается в совершенствовании.

Цель работы

Явление течения в торцевых зазорах между диском турбины и статором и между двумя дисками представляет объект постоянного интереса в течение длительного времени. Проблема математического описания этого явления остается до конца не разрешенной вследствие сложной природы течения, которая очень чувствительна к геометрии придисковых полостей и особенностям взаимодействия течения в полостях с внешним потоком. Поэтому в расчетах гидравлических сетей охлаждения приходится использовать упрощенные методы решения проблемы. Целью исследования являлось установление условий, при которых использование интегрального метода для расчета противодавления при центростремительном движении в полостях компрессоров и турбин является справедливым.

Интегральный метод определения противодавления в полости ротора при центростремительном движении воздуха

В ряде публикаций [8–11] представлен анализ решения проблемы и показано, что для расчета напорного эффекта необходимо решить обыкновенное дифференциальное уравнение относительно закрутки потока. Несмотря на некоторые отличия

в представленных уравнениях, все они в своей основе содержат условие сохранения момента импульса для кольцевого элемента с шириной, равной расстоянию между торцевыми поверхностями диска и статора. Авторы публикаций указывают на приближенность такой модели, что приводит к необходимости применимости ее для расчета систем охлаждения современных высокооборотных газотурбинных двигателей, в которых величина напорного эффекта в большой мере определяет поведение системы охлаждения ротора.

Проведенный нами анализ показал [8, 12, 13], что математическая модель, представленная в работе [14] с достаточной точностью позволяет описать центробежный эффект при центробежном движении воздуха. Целью данной статьи является анализ центростремительного движения воздуха в полости между двумя вращающимися дисками. Независимо от направления движения воздуха уравнение для момента количества движения в зазоре между двумя дисками имеет вид

$$\frac{d}{dr} \left[2\pi r^2 \int_0^s v_r v_\varphi dz \right] = 4\pi \frac{r^2}{\rho} \tau_{\varphi r}. \quad (2)$$

В полости между диском статором в уравнении сохранения момента количества движения учитывается также напряжение трения на поверхности не вращающегося диска (поверхности статора)

$$\frac{d}{dr} \left[2\pi r^2 \int_0^s v_r v_\varphi dz \right] = 2\pi \frac{r^2}{\rho} (\tau_{\varphi r} - \tau_{\varphi c}). \quad (3)$$

Здесь s – ширина зазора; $\tau_{\varphi r}, \tau_{\varphi c}$ – тангенциальная компонента напряжения трения на поверхности диска и статора; v_r, v_φ – радиальная и тангенциальная компоненты скорости в зазоре. В случае двух дисков предположено, что напряжение трения одинаково изменяется на каждом из дисков.

Если предположить, что толщины пограничных слоев на поверхности дисков малы по сравнению с шириной зазора, то можно считать, что [2]

$$2\pi \int_0^s v_r v_\varphi dz \cong 2\pi \overline{v_\varphi} \int_0^s v_r dz = \frac{\overline{v_\varphi}}{r} \frac{G}{\rho}, \quad (4)$$

где $\overline{v_\varphi}$ – среднеинтегральная величина окружной скорости воздуха в зазоре.

Тогда подставляя (3) в (1) получим

$$\frac{d\beta}{dr} = \frac{4\pi}{G\omega} \tau_{\varphi r} - \frac{2\beta}{r}, \quad (5)$$

где $\beta = \frac{v_\varphi}{\omega r}$ – закрутка потока; ω – угловая скорость вращения.

Изменение статического давления в придисковом зазоре определяется из условия радиального равновесия

$$p_2 - p_1 = \int_{r_1}^{r_2} \rho \beta^2 \omega^2 r dr - \eta \frac{1}{2} \int_{r_1}^{r_2} \rho \frac{d\bar{v}_r^2}{dr} dr, \quad (6)$$

где p_1, p_2 – значения статического давления соответственно на меньшем r_1 и большем r_2 радиусах; η – КПД кольцевого диффузора; \bar{v}_r – среднерасходная величина радиальной компоненты скорости.

Выражение для тангенциального напряжения трения на стенке диска в зазорах, ширина которых больше суммы толщин пограничных слоев, было получено [2] путем интегрирования уравнений равновесия сил, действующих на элемент пограничного слоя на поверхностях вращающегося не вращающегося дисков. Для диска при малых значениях закрутки потока $0 \leq \beta \leq 1$ было получено выражение

$$\tau_{\varphi r} = 0,0274 \rho (\omega r)^2 (1 - \beta)^{1,2} Re_{\omega}^{-0,2}, \quad (7)$$

где $Re_{\omega} = \frac{\omega r^2}{\nu}$.

Для больших значений закрутки, т.е. $\beta > 1$, нами получено выражение

$$\tau_{\varphi r} = 0,0459 \rho (\omega r)^2 (\beta - 1)^{1,8} Re_{\omega}^{-0,2}. \quad (8)$$

Заметим, что эпюра скорости в пограничном слое, принятая в [2], опрокидывается при закрутке больше единицы. Таким образом, постулируется, что направление движения вблизи поверхности не зависит от направления движения основного потока воздуха (центробежного или центростремительного), а определяется только величиной закрутки.

Анализ метода интегральных соотношений

Внутренние полости ротора турбокомпрессора газотурбинной установки характеризуются большим разнообразием и редко могут быть похожи на полости, образованные двумя параллельными дисками. Встречаются очень широкие зазоры с относительной шириной $s/r_2 = 2$ и более. Очевидно, что описанный интегральный метод не может быть использован непосредственно для определения центробежного напора в таких полостях. В то же время других методов расчета пока не существует и приходится его использовать для проектирования систем охлаждения роторов турбокомпрессоров газовых турбин.

Определим некоторую идеализированную модель полости. Чтобы снизить величину противодавления часто воздух в полость между дисками компрессора подается через радиальные трубки. Причем независимо от расположения трубок, радиального или под углом к радиусу, противодавление определяется как

$$\Delta p = \int_{r_1}^{r_2} \rho \omega^2 r dr. \quad (9)$$

На выходе из трубок воздух имеет закрутку равную единице, что значительно осложняет дальнейшее его перемещение к оси вращения. Однако снизить величину закрутки на входе в полость при центростремительном движении практически не удастся. Остановимся на рассмотрении течения с входом в полость закрученного потока воздуха с $\beta = 1$.

Рассмотрим вначале примеры течения воздуха в полостях, образованных двумя параллельными дисками с осевой или радиальной подачей воздуха на периферийном радиусе (рис. 1). Габариты полости соответствовали габаритам полости в роторе энергетической газовой турбины, параметры воздуха соответствовали реальным условиям работы. Давление и температура воздуха на меньшем радиусе было одинаковым для всех расчетов и равным 6,5 бар и 580 К, расход воздуха варьировался от 1 до 6 кг/с. Ширина полости изменялась в пределах от 0,06 м до 0,6 м, что отражало течение между дисками и течение в расточке ротора при перепуске воздуха от ротора компрессора к ротору турбины. Скорость вращения ротора, т.е. всех ограничивающих поверхностей, была задана 337 1/с.

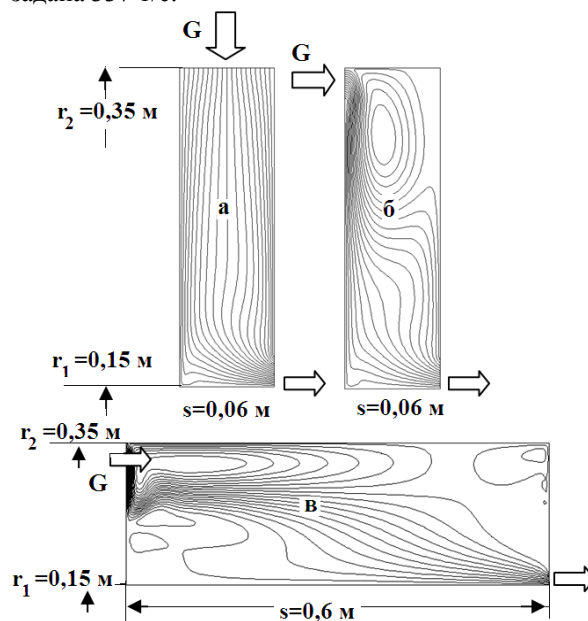


Рис. 1 – Расчетная модель и характер течения в полости при расходе воздуха 2 кг/с: а – идеализированная модель полости компрессора; а, б, в – линии тока в полости при центростремительном течении и подаче воздуха через цилиндрическую границу радиально (а) и через кольцевую щель (осевой вход – б, в)

Проведенный CFD анализ показал, что в зависимости от направления подачи воздуха суще-

ственно меняется характер течения в полости. При радиальной подаче воздуха имеет место безвихревой характер течения, при осевой – появляется вихрь, который ограничен средним радиусом и внешним радиусом полости. Тем не менее, различие в характере течения незначительно сказывается на величине противодавления, которое препятствует перемещению воздуха.

Например, для полостей с шириной равной 0,06 м (рис. 1а, б) напор составлял соответственно 1,388 бар, 1,299 бар и течение в целом формировалось под влиянием трения о поверхности дисков. Интегральный метод расчета, учитывающий трение о диски, показал центробежный напор очень близкий к этим значениям и равный 1,327 бар. Причем такое же хорошее соответствие наблюдалось не только при анализе интегральных величин, но при анализе изменения давления и закрутки потока воздуха вдоль радиуса (рис. 2, 3).

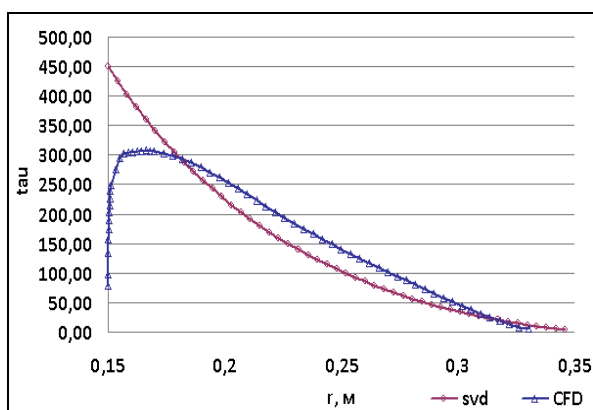


Рис. 2 – Изменение напряжения трения на поверхности диска вдоль радиуса для полости шириной 0,06 м

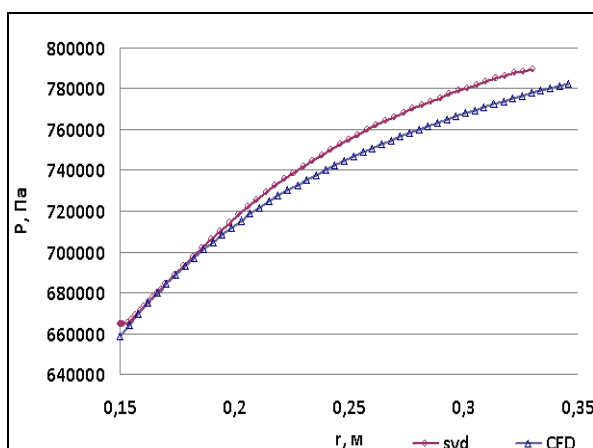


Рис. 3 – Изменение статического давления в полости вдоль радиуса для полости шириной 0,06 м

Однако приближенный метод приводит к погрешности расчета закрутки при приближении потока к внутренней стенке полости. Это вполне объяснимо, так как при определении закрутки решалась задачи Коши с заданием начального усло-

вия только на внешнем радиусе. В такой постановке невозможно удовлетворить условию на внутреннем радиусе $\beta = 1$. Тем не менее, для полости с относительной шириной равной $s/r_2 = 0,06/0,35 = 0,17$ интегральный метод приводит к достаточно точным результатам.

С увеличением ширины полости характер течения не изменяется, если воздух поступает в полость в осевом направлении или радиально, но только через узкий кольцевой участок внешней цилиндрической поверхности. Воздух устремляется к оси вращения вдоль левого диска, затем приближенно на среднем радиусе, поток отрывается от стенки, пересекает полость в осевом направлении и прилипает к поверхности левого диска. Далее воздух стекает по диску в выходное кольцевое отверстие. Кроме описанной траектории движения существуют также вихри, которые увеличивают величину закрутки потока на периферии и снижают закрутку вблизи внутреннего радиуса. Увеличивается влияние трения воздуха о цилиндрические поверхности полости на внутреннем и внешнем радиусах.

Это приводит к снижению максимума величины закрутки и более равномерному ее распределению вдоль радиуса (рис. 4). Очевидно, что интегральный метод не может адекватно отражать движение в полости, так как для широких полостей использованная в методе модель течения в пограничном слое уже не подходит. Максимальное значение относительной ширины полости, при которой метод может использоваться, ограничено величиной $s/r_2 = 0,17$.

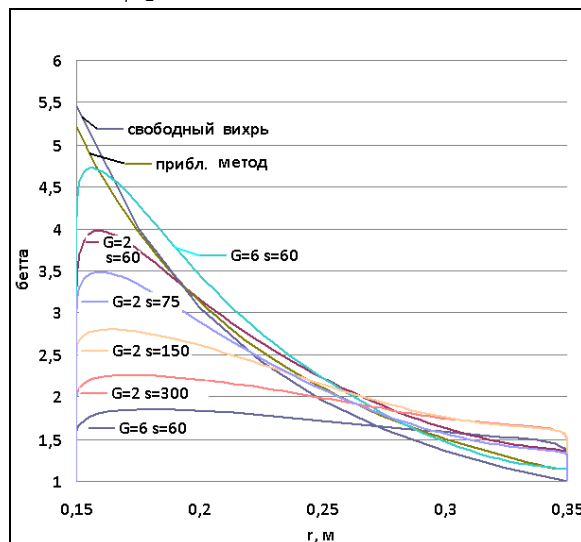


Рис. 4 – Изменение закрутки потока в зависимости от ширины полости при центробежном течении воздуха с расходом 2 кг/с

Анализ графиков на рис. 4 показывает, что приближенный метод и теория свободного вихря $\beta(r)/\beta_2 = (r_2/r)^2$, которые никоим образом не учи-

тывают ширину полости, приводят приближенно к одинаковым значениям закрутки потока. Отсюда следует, что при наложенных условиях трение воздуха о поверхности вращающихся дисков слабо влияет на структуру потока. При малых расходах воздуха (0,1–0,5 кг/с) трение оказывает определяющее влияние на закрутку и величину центробежного давления.

Выводы

Установлено, что интегральный метод расчета противодавления в полостях ротора при центростремительном течении и начальной закрутке потока равной единице адекватно отражает структуру потока в полости только при относительно узких относительных ширинах $s/r_2 \leq 0,17$.

При больших ширинах течение носит преимущественно вихревой характер, что приводит к выравниванию величины закрутки по радиусу из-за перемещения части массы воздуха из области меньшего радиуса на больший.

В полостях компрессорных роторов часто встречаются широкие полости, что вызывает необходимость разработки метода расчета противодавления в таких полостях, для надежного снабжения охлаждающим воздухом ротора турбины.

Список литературы

- 1 **Тарасов, А. И.** THA (Thermal & Hydraulic Analysis) / А. И. Тарасов, А. И. Долгов: Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.
- 2 **Швец, И. Т.** Воздушное охлаждение деталей ГТ [Текст] / **И. Т. Швец, Е. П. Дыбан.** – Киев : Наукова думка, 1974. – 487 с.
- 3 **Дорфман, Л. А.** Гидравлическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел [Текст] / **Л. А. Дорфман.** – М. : Физматиз, 1960. – 352 с.
- 4 **Дорфман, Л. А.** Влияние радиального течения между вращающимися диском и кожухом на их сопротивление и теплоотдачу [Текст] / **Л. А. Дорфман** // Известие. СССР, ОТН. – Механика и машиностроение. – 1961. – № 4. – С. 26–32.
- 5 **Капинос, В. М.** Газовые турбины [Текст] / **В. М. Капинос, Я. И. Шнез, И. В. Котляр.** – Киев : Вища школа, 1976. – Том 1. – 295 с.
- 6 **Дорфман, Л. А.** Влияние центростремительного радиального вдува на течение и теплообмен вблизи вращающегося экранированного диска [Текст] / **Л. А. Дорфман** // Инженерно-физический журнал. – июнь 1967. – Т. 12, № 6. – С. 216–220.
- 7 **Тарасов, А. И.** Комплексный метод расчета систем охлаждения роторов газовых турбин [Текст] / **А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. –

- Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 63–68. – Бібліогр. : 2 назв. – ISSN 2078-774X.
- 8 **Тарасов, А. И.** О возможности 1-D моделирования течения в придисковых полостях газовых турбин [Текст] / **А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2007. – № 2. – С. 59–63. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2078-774X.
 - 9 **Chen, J. X.** Heat Transfer from Air-Cooled Contra rotating Disks [Текст] / **J. X. Chen, X. Gan, J. M. Owen** // ASME Journal of Turbomachinery. – 1997. – V. 119. – P. 61–67.
 - 10 **Цаплин, М. И.** Течение среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной ограничивающей стенкой [Текст] / **М. И. Цаплин** // Инженерно-физический журнал. – Апрель 1974. – Т. XXVI, № 4. – С. 611–617.
 - 11 **Цаплин, М. И.** К расчету течения среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной ограничивающей стенкой [Текст] / **М. И. Цаплин** // Инженерно-физический журнал. – 1977. – Т. 32, № 3. – С. 435–442.
 - 12 **Тарасов, А. И.** Учет центробежного эффекта в расчетах систем охлаждения роторов газовых турбин [Текст] / **А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2009. – № 3. – С. 138–143. – Бібліогр. : 6 назв. – ISSN 2078-774X.
 - 13 **Тарасов, А. И.** Совершенствование методов расчета и оптимальное проектирование систем охлаждения газовых турбин [Текст] / **А. И. Тарасов, А. И. Долгов, Чан Конг Шанг** // Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели: сб. тезисов докладов XIII Всероссийской Межвузовской научно-технической конференции (Москва, 29–31 октября 2008 г.). – М. : МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2008. – С. 92–94.
 - 14 **Sanjay, O.** Thermodynamic Evaluation Of Advanced Combined Cycle Using Latest Gas Turbine [Electronic resource] / **O. Sanjay, O. Singh, B.N. Prasad** // Proceeding of ASME TURBO EXPO (Atlanta, Georgia, USA, 2003). – GT2003-38096. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM) : 12 см.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Tarasov, A. I. and Dolgov, A. I.** (2006), THA (Thermal & Hydraulic Analysis), Federal'naja sluzhba po intelektual'noj sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam, Russia, Pat. 2007610141/
- 2 **Shvec, Y. T. and Dyban, E. P.** (1974), *Vozdushnoe ohlazhdenye detalej gazovyh turbyn* [Air cooled gas turbine parts], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
- 3 **Dorfman, L. A.** (1960), *Gidravlichesкое soprotivlenie i teplootdacha vrashhajushhih tel* [Hydraulic resistance and heat transfer of the rotating bodies], Fizmatiz, Moscow, Russia.
- 4 **Dorfman, L. A.** (1961), “Effect of radial flow between the rotating disk and the cover on their resistance and heat”, *Mehanika i mashinostroenie*, no. 4, pp. 26–32.
- 5 **Kapinos, V. M., Shneya, Y. I. and Kotlyar, I. V.** (1976), *Gazovyje turbiny* [Gas turbines], Vyshcha shkola, Kiev, Ukraine.

- 6 **Dorfman, L. A.** (1967), “Effect of centripetal radial input to the flow and heat transfer near a rotating disk shielded”, *Inzhenerno-fizicheskij zhurnal*, vol. 12, no. 6, pp. 216–220.
- 7 **Tarasov, A. I., Tran Cong Sang, Litvinenko, O. A. and Mihaylova, I. A.** (2015), “Integrated method of the computation of cooling systems for gas turbine rotors”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 15(1124), pp. 63–68.
- 8 **Tarasov, A. I. and Tran Cong Sang** (2007), “On the possibility of 1-D flow simulation in the disk about the cavities of gas turbines”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 2, pp. 59–63.
- 9 **Chen, J. X., Gan, X. and Owen, J. M.** (1997), Heat Transfer from Air-Cooled Contra rotating Disks, *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 119, pp. 61–67.
- 10 **Tsaplin, M. I.** (1974), The flow of the medium in the gap between the rotating disk and the stationary wall bounding, *Journal of Engineering Physics*, vol. 26, no. 4, pp. 611–617.
- 11 **Tsaplin, M. I.** (1977), “The calculation of the flow of the medium in the gap between the rotating disk and the fixed bounding wall”, *Journal of Engineering Physics*, vol. 32, no. 3, pp. 435–442.
- 12 **Tarasov, A. I. and Tran Cong Sang** (2009), “Accounting for of the centrifugal effect in the calculation of the cooling systems of rotors of gas turbines”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3, pp. 138–143.
- 13 **Tarasov, A. I., Dolgov, A. I. and Tran Cong Sang** (2008), “Perfection of methods of calculation and optimal design of cooling systems, gas turbines”, *Gazoturbinnye i kombinirovannye ustanovki i dvigateli* [Gas turbine and combined engines and motors], *XIII Vserossijskaja Mezhvuzovskaja nauchno-tehnicheskaja konferencija* [XIII All-Russia Inter-College Scientific Conference], Moscow, Russia, 29–31 October 2008, pp. 92–94.
- 14 **Sanjay, O., Singh, O. and Prasad, B. N.** (2003), “Thermodynamic Evaluation Of Advanced Combined Cycle Using Latest Gas Turbine” *Proceeding of ASME TURBO EXPO*, Atlanta, Georgia, USA, 2003.

Сведения об авторах (About authors)

Тарасов Александр Иванович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Харьков, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина; alx.tarasov@gmail.com.

Tarasov Alexandr – Doctor of Technical Sciences, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Литвиненко Оксана Алексеевна – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, ORCID 0000-0002-0182-2255.

Lytvynenko Oksana – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Михайлова Ирина Александровна – старший преподаватель кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, ORCID 0000-0002-1857-0787.

Myhaylova Irina – Lecturer of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Тарасов, А. И. Анализ метода расчета противодавления в тракте подачи воздуха из компрессора в ротор газовой турбины [Текст] / **А. И. Тарасов, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 54–59. – Бібліогр. : 14 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.07.

Please cite this article as:

Tarasov, A. I., Lytvynenko, O. A. and Myhaylova, I. A. (2016), “Analysis of the Method for Back Pressure Prediction in the Air Supply Path From Compressor in the Gas Turbine Rotor”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 54–59, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.07.

Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:

Тарасов, О. І. Аналіз методу розрахунку противотиску в тракті подачі повітря з компресора в ротор газової турбіни [Текст] / **О. І. Тарасов, О. О. Литвиненко, І. О. Михайлова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 54–59. – Бібліогр. : 14 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.07.

АНОТАЦІЯ Розглянуто можливість інтегрального методу для розрахунку протитиску при транспорті охолоджуючого повітря з проточної частини компресора через розточення ротора в ротор газової турбіни. Виконано чисельний аналіз доцентрової течії закрученого потоку в ідеалізованих порожнинах компресора різної ширини. Встановлено відносна ширина порожнини, при якій може бути використаний наближений інтегральний метод для розрахунку систем охолодження газових турбін.

Ключові слова: система охолодження, газова турбіна, компресор, відцентровий ефект, протитиск, витрата повітря, закрутка потоку.

Поступила (received) 08.01.2016