

УДК 621.431.75

ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ СТАТОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ НАЗЕМНОГО ПРИМЕНЕНИЯ

© 2013 О. В. Гречишников¹, А. Ю. Балакин², А. Д. Росляков¹¹ОАО «КУЗНЕЦОВ», г. Самара²Самарский государственный университет путей сообщения

Приведены материалы по обеспечению теплового состояния статора ГТД наземного применения. Проанализированы факторы, которые влияют на температуру корпусных колец соплового аппарата турбины и опор. Показано, что существенное влияние на температуру статора оказывает эффективность охлаждения как с внешней стороны корпусных деталей, так и со стороны горячих газов.

Системы охлаждения статора турбины, расходные характеристики эжекторов.

Организация теплозащиты элементов горячей части газотурбинных двигателей представляет собой весьма важную задачу, решение которой все более усложняется с ростом параметров рабочего процесса двигателей. При эксплуатации двигателей НК-14СТ-10 имеет место перегрев и разрушение элементов статора турбины газогенератора.

На рис. 1 приведена фотография со следами перегрева статора турбины. На некоторых двигателях имеет место разрушение корпуса третьей ступени турбины. На фотографии стрелками отмечены следы перегрева.

Ниже на рис. 2 приведена схема системы охлаждения статора турбины газогенератора.

Тепловое состояние элементов статора турбины и промежуточной опоры в значительной степени зависит от эффективности функционирования кожуха турбины 1.

Кожух турбины состоит из верхней и нижней половин, которые сварены из листовой нержавеющей стали толщиной 1,2 мм. К каждой половине кожуха приварен воздухоборник 2. К воздухоборнику нижней половины приварен фланец для подсоединения патрубка подвода атмосферного воздуха от эжектора.

Атмосферный воздух из кольцевого воздухоборника поступает по отверстиям

в полость, ограниченную кожухом и наружными кольцами сопловых аппаратов. Проходя над наружными кольцами сопловых аппаратов и наружной проставкой, наружными кожухами промежуточной опоры и опоры свободной турбины, воздух охлаждает их и далее поступает в газоотводящую трубу.

Для охлаждения статора турбины воздух из воздухоборника поступает через три ряда отверстий под кожух турбины (рис. 2), при этом он обдувает наружные кольца сопловых аппаратов первой и второй ступеней турбины. Для улучшения обдува колец сопловых аппаратов на каждой половине кожуха приварены дефлекторы 3 и 4 в виде профильных полуколец.

Из кольцевого воздухоборника атмосферный воздух поступает также по двум коробчатым ребрам кожуха внутрь двух боковых ребер промежуточной опоры, а затем в полость над корпусом подшипника промежуточной опоры. Проходя над корпусом подшипника промежуточной опоры, воздух охлаждает его и поступает по двум другим боковым ребрам промежуточной опоры в два коробчатых ребра кожуха. Из этих ребер воздух поступает в полость, ограниченную кожухом и наружным силовым кожухом опоры свободной турбины и далее отводится в газоотводящую трубу.

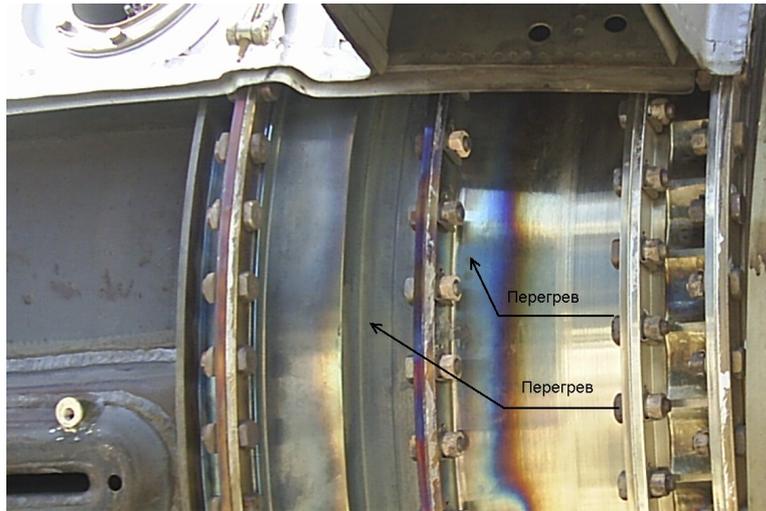


Рис. 1. Фотография места перегрева статора турбины двигателя

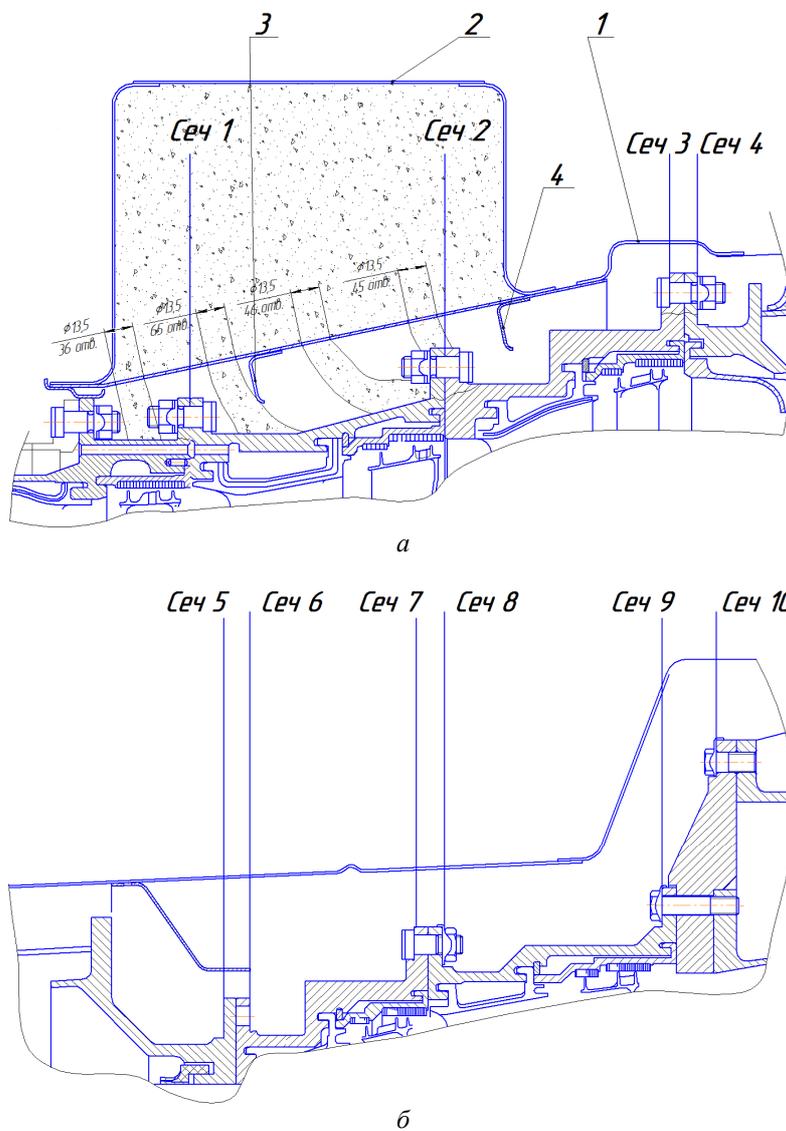


Рис. 2. Схема системы охлаждения статоров турбин газогенератора:
 а - статор турбины газогенератора, б - статор свободной турбины:
 1- кожух турбины, 2 – воздухохборник

В рамках работ по определению причин перегрева колец статора турбины в стендовых условиях выполнено измерение температуры газов в полости промежуточной опоры и стыков статора турбины двигателя НК-14СТ-10.

Двигатель НК-14СТ-10 является модификацией двигателя НК-14СТ, имеющей повышенную до 10 МВт мощность на номинальном режиме. Основным конструктивным отличием двигателя НК-14СТ-10 от двигателя НК-14СТ является добавление 3-й ступени турбины газогенератора и введение охлаждения рабочей лопатки 2-й ступени турбины газогенератора в связи с более высоким уровнем температуры газа на входе в турбину. Измерение температуры газа и элементов горячей части двигателя НК-14СТ-10 было проведено со штатным кожухом турбины и с кожухом турбины, который имел дополнительный дефлектор 4 (рис.2).

Дополнительный дефлектор был установлен в районе образования перегрева кольца 3 ступени статора турбины газогенератора для увеличения скорости потока воздуха для улучшения охлаждения. Также было определено влияние включения и отключения эжектора, который используется для увеличения расхода охлаждающего воздуха, поступающего под кожух турбины.

Термопары были установлены в 10 сечениях (рис. 2) по 4 штуки в каждом сечении в 4-х диаметрально противоположных точках. Результаты измерения температур на номинальном режиме приведены на рис. 3-5.

На рис. 3 приведены поля температуры стыков турбины с включённым эжектором, а на рис. 4 – с выключенным эжектором, на рис. 5 представлено сравнение средних температур стыков турбины с включённым и выключенным эжектором.

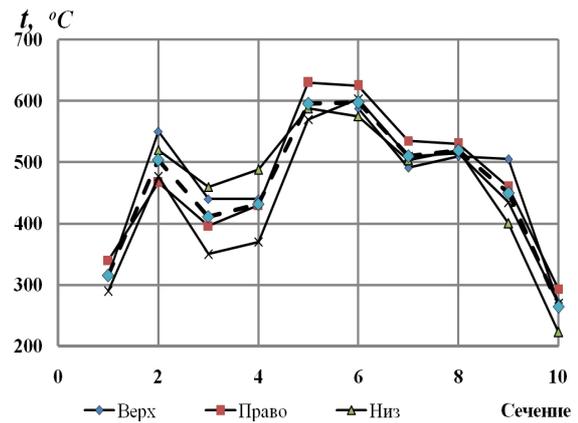


Рис. 3. Температура стыков статора турбины с включенным эжектором

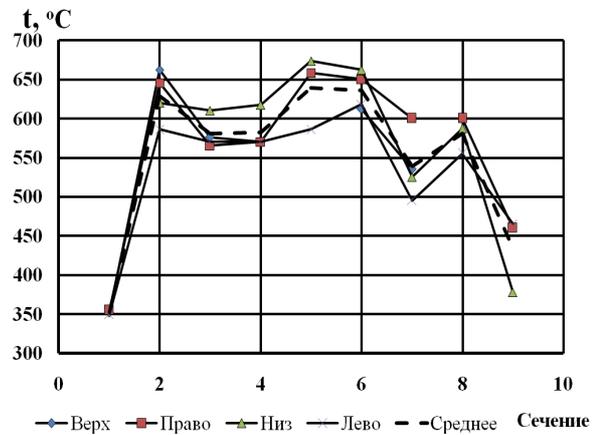


Рис. 4. Температура статора турбины с выключенным эжектором

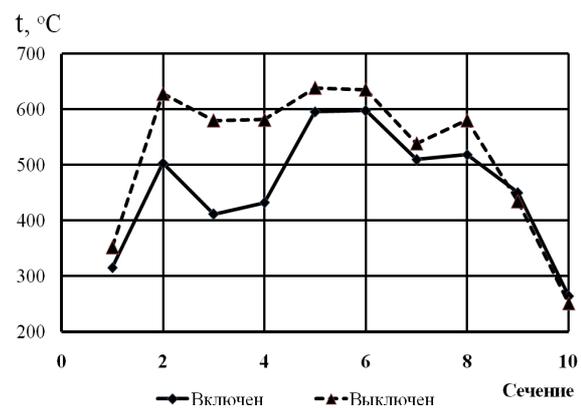


Рис. 5. Влияние эжектора на температуру статора турбины

Из анализа результатов измерения температуры и совместного рассмотрения фотографии на рис. 1 и схемы системы охлаждения статора турбины на рис. 2 следует:

- работа эжектора оказывает существенное влияние только на температурное состояние стыка третьей ступени газогенератора и промежуточной опоры; температура этого стыка увеличивается в среднем на 150...170 °С; температура стыков между второй и третьей ступенями и между первой и второй ступенями увеличивается в среднем на 120 и 40 °С соответственно; тепловое состояние статора свободной турбины изменяется незначительно;

- максимальное значение температуры в стендовых условиях с учётом окружающей неравномерности зафиксировано в нижней части стыка промежуточной опоры и первой ступени свободной турбины и составляет 675 °С; такая температура допустима для материала ЭИ-437Б; условия работы двигателя на стенде и в эксплуатации в составе ГПА существенно различны из-за дополнительного подпора на выхлопе при постановке котла утилизатора;

- постановка дополнительного дефлектора 4 (рис.2) в районе образования перегрева не привело к существенному снижению температуры кольца 3 ступени статора турбины газогенератора;

- параметры газа на выходе из опоры свободной турбины, которые зависят от конструкции и режимов работы как самого двигателя, так и конструкции выхлопной системы ГПА, влияют на эжекцию воздуха из полости под кожухом турбины; ниже показано влияние потерь в выхлопной системе на возможность эжекции охлаждающего воздуха из охлаждающего тракта.

Выполнен расчёт параметров в системе охлаждения статора турбины. В результате расчёта определено, что эжектор стенда предприятия-изготовителя с диаметром камеры смешения 90 мм и диаметром сопла 12 мм подаёт на охлаждение

элементов турбины и опор $G_S = 1,58$ кг/с воздуха. Из этого расхода на охлаждение статора турбины поступает воздуха:

$$G_{cm} = G_S \cdot 0,833 = 1,32 \text{ кг/с.}$$

По результатам испытания двигателя температуру охлаждающего воздуха можно принять равной 130 °С (или 403 К), а давление – близким к атмосферному давлению или 101,3 кПа.

Рассмотрим параметры потока в районе 2 сечения ступени турбины газогенератора. Площадь проходного сечения равна 0,03926 м². Безразмерная плотность потока в этом сечении равна

$$q(l) = \frac{G \cdot \sqrt{T^*}}{p^* \cdot F \cdot 0,0396} = 0,165.$$

По газодинамическим функциям для воздуха $k = 1,4$ определяем $\lambda = 0,105$.

Критическая скорость звука $a = 18,3 \cdot \sqrt{T^*} = 18,3 \cdot \sqrt{403} = 367,4 \text{ м/с}$

Скорость потока воздуха равна $w = \lambda \cdot a_{кр} = 0,105 \cdot 367,4 = 38,6 \text{ м/с}$.

Для воздуха при $t = 130$ °С кинематический коэффициент вязкости $\nu = 26,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, коэффициент теплопроводности $\lambda = 3,41 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Определим коэффициент теплоотдачи по наружным поверхностям фланцев в сечении 2 (на рис 2). Размер между поверхностями фланцев стыка 2 и 3 ступени турбины и кожухом равен $l = 14$ мм или 0,014 м.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{38,6 \cdot 0,014}{26,5 \cdot 10^{-6}} = 2,04 \cdot 10^4.$$

Режим турбулентный.

Для воздуха (или двухатомных газов) число Нуссельта определяется зависимостью [1]

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} = 50,44.$$

Этот критерий представляет собой безразмерный коэффициент теплообмена и характеризует соотношение между интенсивностью теплоотдачи, выраженной через величину α , и интенсивностью теплопроводности в пограничном слое потока жидкости, которая определяется при прочих равных условиях значением $\lambda_{ж}$,

т.е. $Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda_{ж}}$. Коэффициент теплоотдачи

α , который входит в структуру критерия Nu , всегда является величиной искомой, неизвестной в задачах о конвективном теплообмене.

$$\alpha = \frac{Nu \cdot l}{l} = 240,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

В сечении за фланцами $l = 40$ мм или $0,04$ м.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{38,6 \cdot 0,04}{26,5 \cdot 10^{-6}} = 5,83 \cdot 10^4.$$

Режим турбулентный.

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} = 116,8.$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot l}{l} = 99,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Таким образом, коэффициент теплоотдачи от поверхности статора в поток охлаждающего воздуха в зависимости от размера проходного сечения находится в диапазоне от 90 до 250 Вт/(м²·°C).

Интенсивность отвода от поверхности является фактором, во многом определяющим топливную эффективность и надёжность машин и аппаратов современной техники. Одно из первых мест среди наиболее эффективных способов увеличения интенсивности теплообмена занимает струйный обдув поверхности. Относительно небольшая затрата энергии на его осуществление, простота и гибкость управления этим процессом, возможность достижения высокой интенсификации

теплоотдачи на отдельных участках поверхности – все это обеспечивает преимущества струйного натекания перед другими способами интенсификации теплообмена. Обдув поверхности струями и их системами используется, например, при охлаждении лопаток с дефлекторами [2]. В нашем случае необходимо обеспечить достаточную дальноточность струй и не допустить их разворот спутным потоком.

В соответствии с исследованиями, проведёнными в ЦИАМ, для втекающего потока можно принять:

- коэффициент истечения $m = 0,6$;
- отношение безразмерных плотностей тока активной струи и сносящего потока $q_1/q_2 = 4$.

Выполнена оценка возможности охлаждения статора турбины воздухом, который можно отбирать из-за 3 ступени компрессора. В качестве магистралей подвода воздуха от компрессора к кожуху турбины рассматривался трубопровод длиной $L \approx 2,5$ м, имеющий два колена с углами поворота, равными 90°. Были рассчитаны расходные характеристики трубопроводов с внутренним диаметром 25 и 50 мм. Коэффициенты гидравлического сопротивления трубопроводов определялись в соответствии с рекомендациями справочника [3]. Суммарный коэффициент гидравлических потерь при расчётах равнялся $\chi_5 = 2,276$.

На основе анализа расходных характеристик трубопроводов рассчитаны расходы воздуха через трубопроводы диаметром 25 и 50 мм при отборе от 3-й ступени компрессора в зависимости от давления под кожухом турбины. Из приведённых результатов следует, что для обеспечения подачи воздуха под кожух турбины на уровне $Q = 1$ кг/с необходимо более 10 трубопроводов диаметром 25 или 3 трубопровода диаметром 50 мм.

Такое изменение конструкции двигателя требует существенных затрат ресурсов и времени для доводки по надёжности и параметрам компрессора в целом и особенно статора компрессора.

Проработан вариант дополнительно подвода воздуха к наиболее горячему месту статора турбины из-за пятой ступени компрессора: по одному трубопроводу – к нижней половине и по одному трубопроводу – к верхней половине кожуха турбины. На каждой половине кожуха предполагается установить по одному коллектору с отверстиями для раздачи воздуха к охлаждаемой поверхности. При этом температура отбираемого воздуха в стандартных условиях равна 97°С (или 370 К), а давление равно $p = 0,2$ МПа.

В настоящее время для изготовления двигателей на предприятии используется труба 30,2×1,6 из материала 12Х18Н10Т (ГОСТ 19277-73) с внутренним диаметром $d_y = 27$ мм.

Площадь проходного сечения трубопровода $d_y = 27$ мм равна

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = 572,3 \text{ мм}^2.$$

Для равномерной раздачи охлаждающего воздуха по окружности целесообразно иметь площадь раздающих отверстий не более чем 0,8 площади проходного сечения подводящей трубы, т.е.

$$F_{отв} = F_{трубы} \cdot 0,5 = 457,8 \text{ мм}^2.$$

Если принять диаметр коллектора для раздачи охлаждающего воздуха равным 900 мм, то одно полукольцо будет иметь длину $L = 1413$ мм. Максимально допустимое расстояние между отверстиями можно принять 60 мм. При этом на одной половине будет 23 отверстия, площадь проходного сечения каждого отверстия равна $f = 20 \text{ мм}^2$ и диаметр 5 мм. С учётом того, что коэффициент расхода отверстий $m = 0,6$, диаметр отверстий в первом приближении принимаем равным 8,4 мм.

Безразмерная плотность потока $q(\lambda)$ в отверстии должна быть как минимум в 4 раза больше, чем в этом же сечении кожуха плотность спутного потока:

$$q(\lambda)_{отв} = 0,165 \cdot 4 = 0,66.$$

По газодинамическим функциям определяем $\pi(\lambda) = 0,8819$ и $\lambda = 0,46$.

Давление воздуха на входе в отверстия $P_{вх} = 0,1179$ МПа.

Расход воздуха через одно отверстие

$$G = \frac{q(\lambda) \cdot p^* \cdot f \cdot 0,396}{\sqrt{T^*}} = 0,00325 \text{ кг/с.}$$

Расход воздуха через 23 отверстия

$$G = 23 \cdot 0,00325 = 0,075 \text{ кг/с.}$$

Методом итерации получаем вариант канала охлаждения: $n=50$ отверстий, $q(\lambda)=0,94$, диаметр отверстий 5,7 мм, расход воздуха через отверстие $G_{отв}=4,433$ г/с, расход воздуха через один трубопровод $G_{тр}=0,2216$ кг/с, увеличение расхода воздуха на охлаждение $\Delta G_{охл}=0,443$ кг/с.

Критическая скорость воздуха в отверстиях

$$a_{кр} = 18,3 \cdot \sqrt{T^*} = 18,3 \cdot 19,24 = 352 \text{ м/с.}$$

Скорость потока воздуха в отверстиях

$$w = a_{кр} \cdot \lambda = 352 \cdot 0,7753 = 273 \text{ м/с.}$$

Для воздуха при $t = 97$ °С кинематический коэффициент вязкости $\nu = 23 \cdot 10^{-6}$ м²/с, коэффициент теплопроводности $\lambda = 3,2 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К).

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{273 \cdot 0,04}{23 \cdot 10^{-6}} = 4,748 \cdot 10^5.$$

Режим турбулентный.

Средний по пятну растекания струи коэффициент теплоотдачи определяют по критериальному соотношению [2]

$$Nu = 0,0984 Re^{0,7} \left(\frac{d_{cmp}}{l_{cmp}} \right)^{-0,306} = 1680,6.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$a = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} = 1344 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C).}$$

Таким образом, путём введения струйного охлаждения можно интенсифицировать теплообмен с внешней стороны статора от 5 до 15 раз в зависимости от интенсивности исходного теплообмена.

Эффективность работы системы охлаждения двигателя зависит в основном от двух факторов. С одной стороны, – от давления, температуры и расхода охлаждающего воздуха на входе в систему (эти параметры зависят от работы внешнего эжектора), а с другой стороны, – от разрежения потока в сечении на выходе из системы охлаждения. Выходное сечение кожуха системы охлаждения совпадает с выходным сечением опоры свободной турбины. Разрежение на выходе из кожуха зависит от параметров газа на выходе из двигателя, а также от подпора турбины выхлопной системой.

На рис. 6 приведена зависимость разрежения на выходе из двигателя НК-14СТ-10 от потерь давления в выхлопной системе.



Рис. 6. Зависимость разрежения на выходе из двигателя НК-14СТ-10 от потерь давления в выхлопной системе

Из графика видно, что разрежение на выходе из двигателя НК-14СТ-10 имеет место только при потерях давления в выхлопной системе меньше 400 мм водяного столба. Следует отметить, что скорость потока газа на входе в выхлопную улитку равна примерно 130 м/с, и по различным оценкам и испытаниям потери давления в выхлопной улитке составляют 330...450 мм водяного столба, а постановка котла утилизатора увеличивает потери давления в выхлопной системе ещё на 90...100 мм вод. ст. Следовательно, разрежения на срезе двигателя практически нет или имеется небольшое избыточное давление.

Исходя из вышеизложенного следует, что одним из основных мероприятий по улучшению охлаждения статора турбины может быть снижение потерь давления в выхлопной улитке и внедрение струйного охлаждения.

Библиографический список

1. Основы теплопередачи в авиационной и ракетной технике [Текст] / [В.С. Авдеевский и др.]; под ред. В.К. Кошкина. – М.: Оборонгиз, 1960. – 390 с.
2. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: учебник для вузов [Текст] / В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин [и др.] под ред. А.И. Леонтьева. – 2-е изд., стереотип. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 592 с.
3. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И.Е. Идельчик; под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

THERMAL STATE OF A GROIND-USE GAS TURBINE ENGINE STATOR

© 2013 O. V. Grechishnikov¹, A. Y. Balakin², A. D. Roslyakov¹

¹«KUZNETSOV» plc, Samara,
²Samara State Railroad University

The paper presents materials on the thermal state of a ground-use gas turbine engine stator. The factors that influence the temperature of the case bands of the turbine nozzles and bearings are analyzed. The efficiency of cooling both from the outside of the base members and by hot gases is shown to have a significant effect on the temperature of the stator..

Turbine stator cooling system, flow characteristics of ejectors.

Информация об авторах

Гречишников Олег Валерьевич, инженер, ОАО «Кузнецов». E-mail: ge-lo1571@mail.ru. Область научных интересов: газовая динамика, гидравлика, теплотехника.

Балакин Андрей Викторович, кандидат технических наук, Самарский государственный университет путей сообщения. Область научных интересов: теплопередача и вопросы износа и прочности деталей машин.

Росляков Алексей Дмитриевич, доктор технических наук, главный специалист, ОАО «Кузнецов». E-mail: roslykov_ad@mail.ru. Область научных интересов: вопросы теплопередачи и горения, газовая динамика течений в каналах.

Grechishnikov Oleg Valeryevich, engineer, «Kuznetsov» plc. E-mail: ge-lo1571@mail.ru. Area of research: gas dynamics, hydraulics, heat engineering.

Balakin Andrey Victorovich, candidate of technical science, Samara State Railroad University. Area of research: heat transfer and issues of wear and durability of machine parts.

Roslyakov Alexey Dmitryevich, doctor of technical science, chief specialist, «Kuznetsov» plc. E-mail: roslykov_ad@mail.ru. Area of research: problems of heat transfer and combustion, gas dynamics of flows in channels.