

УДК 533.17:621.431.75

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ В КАМЕРЕ ЭНЕРГОРАЗДЕЛЕНИЯ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ

© 2015 С. В. Веретенников, С. Н. Баринов

Рыбинский государственный авиационный технический университет  
имени П.А. Соловьёва, г. Рыбинск

Одним из способов повышения КПД ГТУ является увеличение эффективности системы охлаждения лопаток с помощью закрученных потоков. Количество исследований по теплообмену в ограниченных закрученных потоках, в частности, в неадиабатных вихревых трубах недостаточно. В работе представлены результаты экспериментальных исследований теплообмена закрученных потоков в камере энергоразделения неадиабатных вихревых труб. Выполнены экспериментальные исследования нестационарного теплообмена в противоточной вихревой трубе при изменении режима течения. Приведены распределения температуры по поверхности камеры энергоразделения и патрубка охлаждённого потока в различные моменты времени, а также зависимости абсолютных эффектов подогрева и охлаждения от времени.

*Вихревая труба, теплообмен.*

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-2-44-51

Одним из практических примеров реализации температурной стратификации газовых потоков (энергоразделения) является относительно простое по конструкции устройство – вихревая труба (ВТ). В камере энергоразделения вихревой трубы формируется противоточное закрученное течение, причём периферийный поток обладает энтальпией выше, а осевой поток – ниже, чем энтальпия входящего потока. Регулирование работы вихревой трубы обычно осуществляется дросселированием подогретого потока, при этом изменяется соотношение массовых расходов подогретого и охлаждённого потоков. В предельном случае при относительной доле охлаждённого потока  $\mu = 1$  реализуется однопоточная схема работы вихревой трубы, характеризуемая максимальным расходом охлаждённого потока. На сегодняшний день наиболее подробно изучена работа адиабатных вихревых труб. При практическом применении, например в системах охлаждения лопаток газовых турбин или противоположенных системах, работа ВТ происходит в существенно неадиабатных условиях, а следовательно, одним из

определяющих факторов является процесс теплообмена между периферийным потоком газа и стенками камеры энергоразделения. В таких условиях изучение теплоотдачи в камере энергоразделения вихревых труб становится особенно актуально, так как существующие критериальные зависимости [1] непригодны для описания работы неадиабатного вихревого энергоразделителя. Следует отметить, что значительный интерес представляет изучение переходных режимов работы вихревых труб (перевод ВТ в режим максимального расхода охлаждённого потока  $\mu = 1$ ), сопровождающихся кардинальной перестройкой поля течения.

В работе представлены результаты экспериментальных исследований теплообмена в противоточной вихревой трубе со следующими геометрическими параметрами: диаметр камеры энергоразделения  $d = 10$  мм; относительный диаметр диафрагмы  $\bar{d}_\partial = 0,5$ ; относительная площадь сопловых вводов  $\bar{f}_c = 0,1$ ; относительная длина камеры энергоразделения  $\bar{l} = 8$ ; закручивающее устройство двузакрученное с тангенциальными соплами пря-

моугольного сечения (отношение сторон 1:2); на «горячем» выходе установлен дроссель в форме конуса (рис. 1) [2].

Основной задачей исследования являлось определение распределения коэффициента теплоотдачи по длине камеры энергоразделения (КЭ) и патрубка охлаждённого потока при использовании в качестве охладителя воздуха и перегретого водяного пара. Эксперимент проводился следующим образом: камера энергоразделения и патрубков охлаждённого потока нагревались до температуры 170 – 180 °С, затем осуществлялась подача воздуха или перегретого водяного пара в вихревую трубу.

По результатам проведённых экспериментов были выявлены наиболее эффективные режимы работы на воздухе вихревого энергоразделителя предложенной конструкции: при доле охлаждённого потока  $\mu = 0,48$  и степени расширения  $\pi = 3,3$  коэффициент теплоотдачи на по-

верхности камеры энергоразделения достигал максимального значения  $\alpha = 578 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; на поверхности патрубка охлаждённого потока максимальное значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha = 572 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  достигается при  $\mu = 0,74$  и  $\pi = 3,3$  (рис. 2).

Результаты экспериментов [2] с использованием перегретого водяного пара с параметрами  $T = 383 \text{ К}$ ;  $\mu = 0,6$ ;  $\pi = 2$  представлены на рис. 3. Из рис. 2, 3 видно, что коэффициент теплоотдачи при использовании пара значительно превышает значения  $\alpha$  при использовании воздуха на начальном участке. Следует отметить быстрое падение коэффициента теплоотдачи при использовании перегретого водяного пара по длине как камеры энергоразделения, так и патрубка охлаждённого потока. Вероятно, это происходит вследствие затухания закрутки потока.

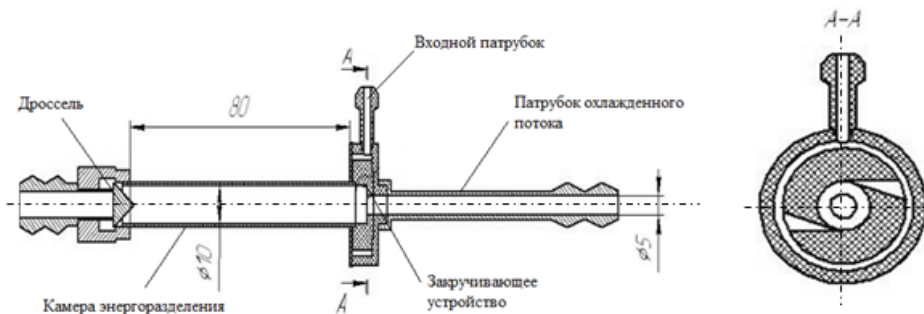


Рис. 1. Модель вихревого энергоразделителя

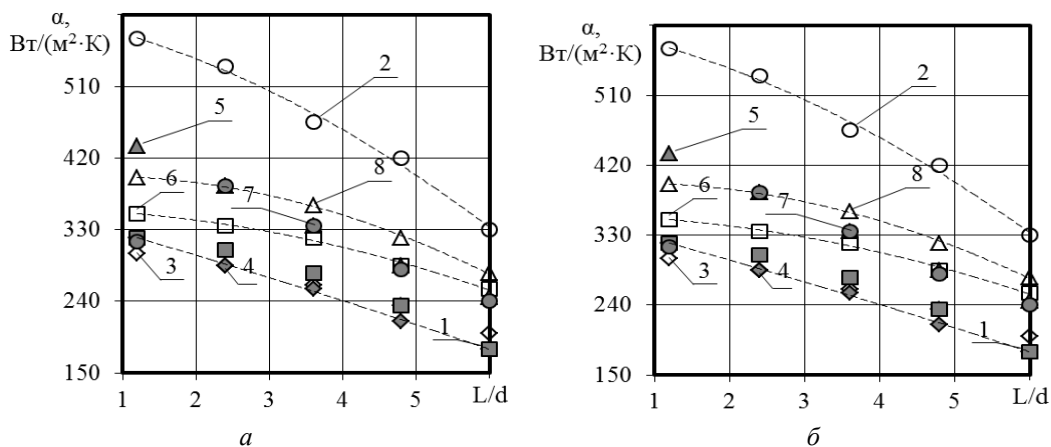


Рис. 2. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине: камеры энергоразделения (а); патрубка охлаждённого потока (б): 1 –  $\pi = 2,5$ ;  $\mu = 0,74$ ; 2 –  $\pi = 3,3$ ;  $\mu = 0,48$ ; 3 –  $\pi = 2$ ;  $\mu = 0,48$ ; 4 –  $\pi = 3,3$ ;  $\mu = 0,74$ ; 5 –  $\pi = 2,5$ ;  $\mu = 0,48$ ; 6 –  $\pi = 3$ ;  $\mu = 0,48$

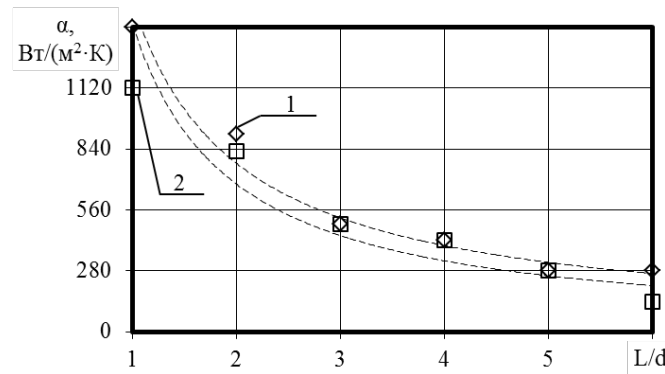


Рис. 3. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине

1 – патрубок охлаждённого потока; 2 – камера энергоразделения ( $\mu = 0,6$ ;  $\pi = 2$ ; водяной пар)

Для определения длительности нестационарных процессов теплообмена в вихревой трубе, сопровождающих переход ВТ на режим с максимальным расходом охлаждённого потока, геометрические параметры которой указаны выше, был поставлен следующий эксперимент (рис. 4): в закручивающее устройство вихревого энергоразделителя подавался воздух; после наступления установившегося режима теплообмена перекрывался выход «горячего потока» ( $\mu = 1$ ) и термографом регистрировалось изменение температурного поля стенки камеры энерго-

разделения и патрубка охлаждённого потока (рис. 5).

Температура воздуха на входе в вихревую трубу составляет  $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; давление потока на «горячем» и «холодном» выходах соответствует атмосферному. Эксперимент проводился в неадиабатной постановке при различных значениях давления воздуха на входе в вихревую трубу ( $p_{\text{вх}} = 0,3; 0,4; 0,5\text{ МПа}$ ) и двух положениях дросселя на выходе «горячего» потока, соответствующих значениям относительной доли охлаждённого потока  $\mu = 0,73$ .

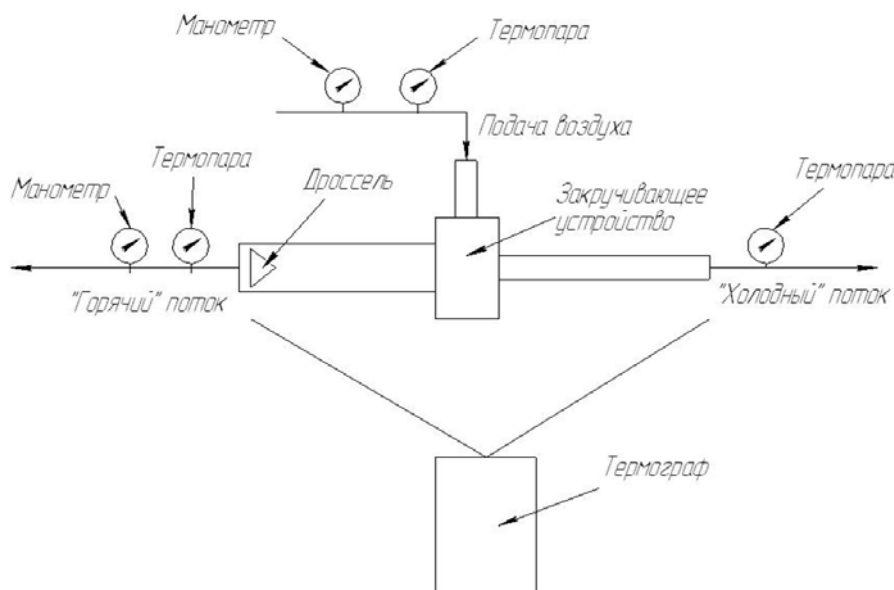


Рис. 4. Схема экспериментальной установки

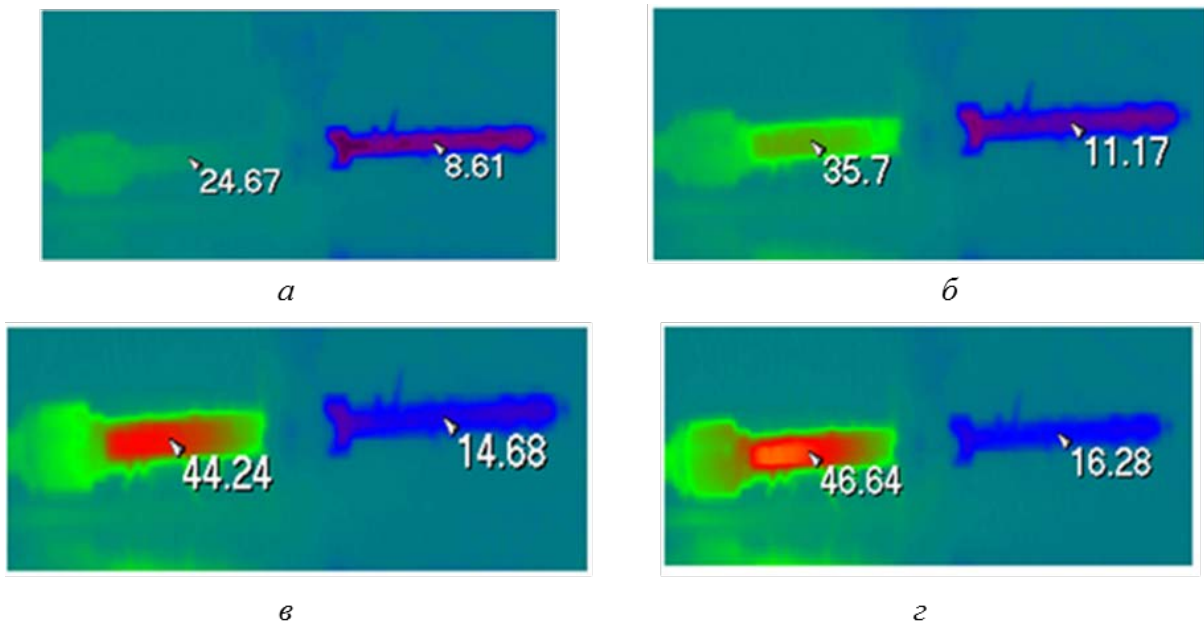


Рис. 5. Температурное поле наружной поверхности камеры энергоразделения и патрубка охлаждённого потока при относительной доле охлаждённого потока  $\mu$  в момент времени  $\tau$  (давление на входе  $p_{вх} = 0,5$  МПа)  
 а –  $\mu = 0,73$ ;  $Fo = 0$ ; б –  $\mu = 1$ ;  $Fo = 680$ ; в –  $\mu = 1$ ;  $Fo = 1360$ ; г –  $\mu = 1$ ;  $Fo = 2500$

На рис. 6 представлена зависимость величины  $t - t_{вх}$  ( $t$  – средняя температура наружной поверхности вихревой трубы в момент времени  $\tau$ ;  $t_{вх}$  – температура воздуха на входе в вихревую трубу) от числа Фурье

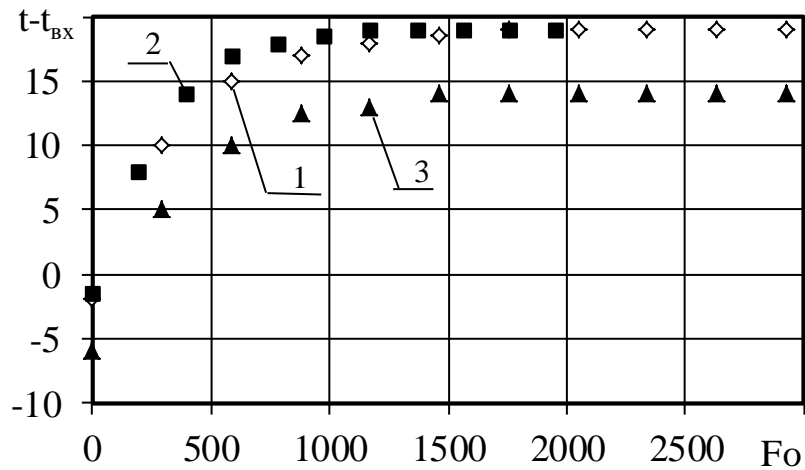
$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{h^2}, \quad (1)$$

где  $\tau$  – время (момент времени  $\tau = 0$  соответствует закрытию «горячего» потока), с;  $h$  – толщина стенки камеры энергоразделения, м.

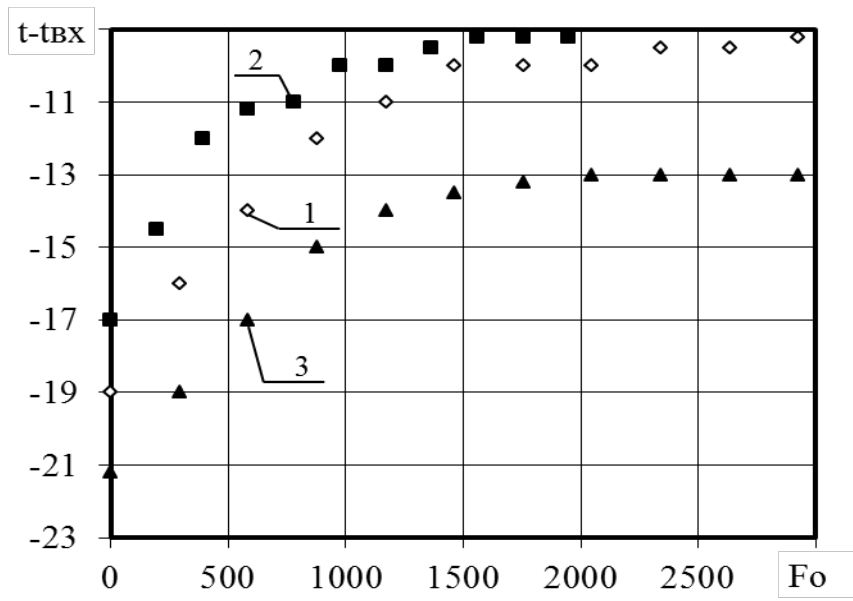
Из рис. 6 видно, что после закрытия выхода «горячего» потока происходит нагрев как камеры энергоразделения, так и патрубка охлаждённого потока. Во время процесса нестационарного теплообмена температурные поля наружной поверхности вихревой трубы при значениях давления на входе 0,4 и 0,5 МПа отличаются незначительно. Безразмерное время перестройки температурного поля одинаково при различных давлениях. Максимальное приращение температуры поверхности камеры энергоразделения составляет

22 °С при давлении воздуха на входе в вихревую трубу 0,4 и 0,5 МПа; для патрубка охлаждённого потока изменение температуры составляет 10 °С при давлении 0,4 МПа.

Графики зависимости абсолютных эффектов подогрева и охлаждения газа в вихревой трубе представлены на рис. 7, 8. Как видно из графиков, эффект подогрева на режиме  $\mu = 0,73$  при различных давлениях составляет 1-2 °С, а эффект охлаждения порядка 22-25 °С. После закрытия выхода «горячего» потока воздух в камере энергоразделения нагревается (для величины давления на входе  $p_{вх} = 0,5$  МПа величина  $\Delta T_2$  достигает 26 °С). Эффект охлаждения с течением времени монотонно уменьшается до 10-12 °С. Причём, за 0,2 времени протекания нестационарного процесса величина  $\Delta T_2$  увеличивается на 60 % от максимального приращения за всё время,  $\Delta T_x$  уменьшается на 80 % от максимальной разницы температур в начале и в конце процесса.



а



б

Рис. 6. Зависимость средней температуры поверхности вихревой трубы от времени при изменении режима течения с  $\mu = 0,73$  на  $\mu = 1$

а – камера энергоразделения; б – патрубок охлаждённого потока: 1 – 0,4 МПа; 2 – 0,5 МПа; 3 – 0,3 МПа

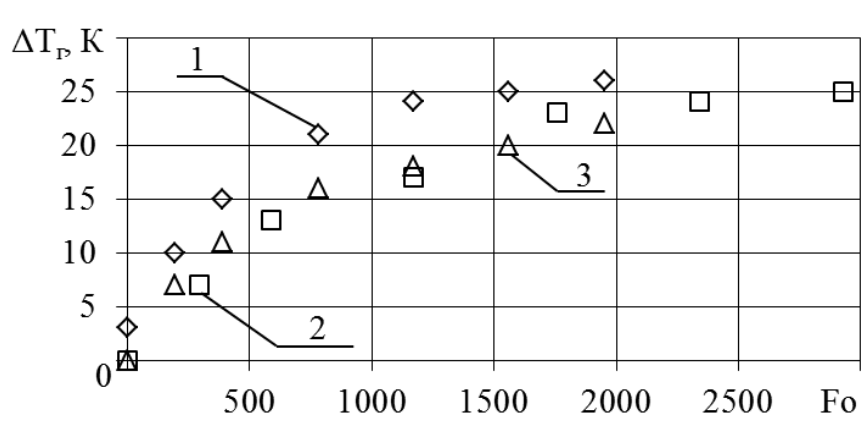


Рис. 7. Зависимость эффекта нагрева от безразмерного времени при различном давлении воздуха на входе: 1 – 0,5 МПа; 2 – 0,4 МПа; 3 – 0,5 МПа

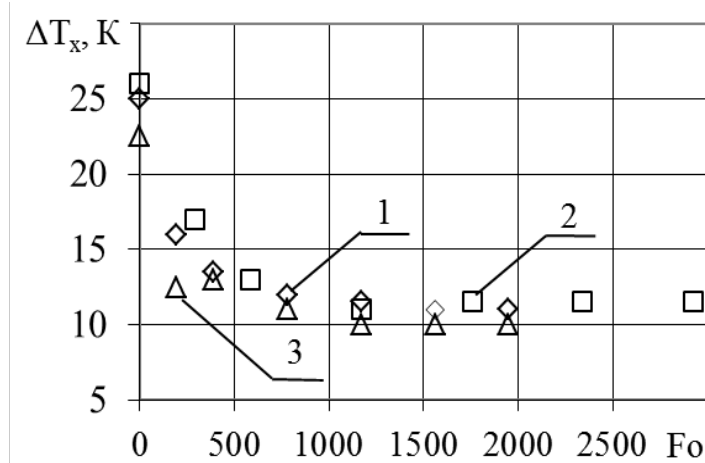


Рис. 8. Зависимость эффекта нагрева от безразмерного времени при различном давлении воздуха на входе: 1 – 0,5 МПа; 2 – 0,4 МПа; 3 – 0,3 Мпа

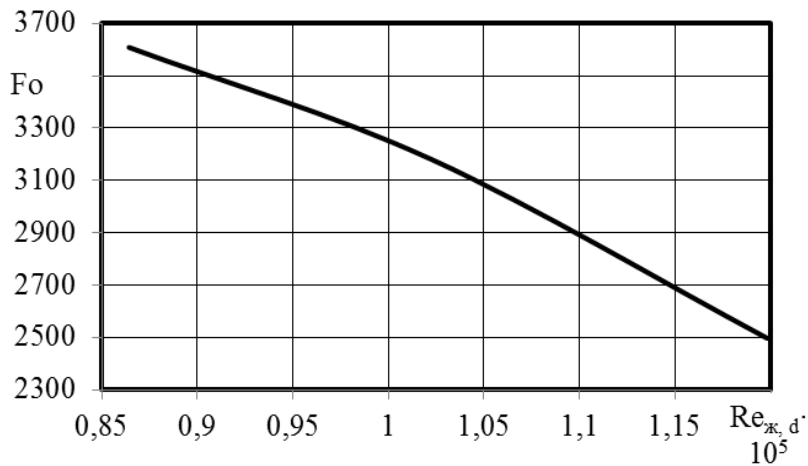


Рис. 9. Зависимость времени выхода на стационарный режим теплообмена от давления воздуха на входе в вихревую трубу при смене режима с  $\mu = 0,73$  на  $\mu = 1$

Как видно из рис. 9, время выхода на стационарный режим уменьшается с возрастанием числа Рейнольдса, что связано с повышением интенсивности конвективного теплообмена внутри камеры энергоразделения. При расчёте числа Рейнольдса использовалась формула

$$Re_{ж,d} = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d \cdot \mu}, \quad (2)$$

где  $G$  – массовый расход воздуха на входе в вихревую трубу, кг/с;  $d$  – внутренний диаметр камеры энергоразделения, м;  $\mu$  – динамическая вязкость воздуха при температуре на входе в вихревую трубу, Па·с.

На основе полученных распределений температуры оценено среднее значение коэффициента теплоотдачи к внутренней стенке. В основу расчёта положена зависимость температурного поля в тонкостенной трубке с низким внутренним термическим сопротивлением ( $\lambda \rightarrow \infty$ ) [3]

$$\frac{t - t_{жс}}{t_0 - t_{жс}} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} + \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2} \exp\left(-\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\rho \cdot \delta \cdot c} \cdot \tau\right), \quad (3)$$

где  $t$  – средняя температура стенки в момент времени  $\tau$ , °С;  $t_0 = \text{const}$  – температура воздуха снаружи трубы, °С;  $t_{жс}$  – температура воздуха внутри трубы в момент времени  $\tau$ , °С;  $c = 900$  Дж/(кг·К) – теплоёмкость материала трубки (алюми-

ний);  $\rho = 2700 \text{ кг/м}^3$  – плотность материала трубки (алюминий);  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубы,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубы,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности рассчитывался по критериальному уравнению, описывающему теплообмен от горизонтальной трубы при свободной конвекции [4]

$$\overline{Nu}_{ж,д} = 0,5 (Gr_{ж,д} Pr_{ж})^{0,25} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}, \quad (4)$$

где  $d$  – наружный диаметр камеры энергоразделения. Итеративным методом

определён средний по поверхности камеры энергоразделения коэффициент теплоотдачи в безразмерном виде после выхода на стационарный режим с  $\mu=1$ :  $176 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Следует отметить, что при работе ВТ с выходом охлаждённого и подогретого потоков средний коэффициент теплоотдачи в безразмерном виде в КЭ составляет  $294 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Значительное отличие вызвано формированием застойной зоны в КЭ вблизи выхода горячего потока.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента РФ № МК-749.2014.8.

### Библиографический список

1. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. Киев: Наукова думка, 1989. 192 с.
2. Пиралишвили Ш.А., Веретенников С.В. Вихревой эффект и интенсификация процессов тепло- и массообмена в элементах энергетической техники // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени
- С.П. Королева. 2011. № 3(27), ч. 1. С. 241-247.
3. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. М.: Атомиздат, 1979. 216 с.
4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 415 с.

### Информация об авторах

**Веретенников Сергей Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры общей и технической физики, Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва. E-mail: [server-et@yandex.ru](mailto:server-et@yandex.ru). Область научных интересов: тепломассообмен, вихревой эффект.

**Баринов Сергей Николаевич**, студент, Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва. E-mail: [barinov.sergej.91@mail.ru](mailto:barinov.sergej.91@mail.ru). Область научных интересов: тепломассообмен, вихревой эффект.

## EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER IN ENERGY SEPARATION CHAMBERS OF THE VORTEX TUBE

© 2015 S. V. Veretennikov, S. N. Barinov

Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk, Russian Federation

One of the ways of improving the efficiency of gas turbines is to increase the efficiency of the cooling system of the blades using swirling flows. However, to date there is insufficient research on heat transfer in con-

fined swirling flows, in particular in non-adiabatical vortex tubes. This paper presents the results of experimental studies of heat transfer of swirling flows in the energy separation chambers of non-adiabatical vortex tubes. Experimental study of unsteady heat transfer in a counter-flow vortex tube in the case of changing the flow pattern has been carried out. The temperature distribution over the surface of the energy separation chamber and the duct of the cooled flow at different times as well as the dependences of the absolute effect of heating and cooling on time are presented.

*Vortex tube, heat transfer.*

### References

1. Khalatov A.A. *Teoriya i praktika zakruchennykh potokov* [Theory and practice of swirling flows]. Kiev: Naukova Dumka Publ., 1989. 192 p.
2. Piralishvili Sh.A., Veretennikov S.V. Vortex effect and intensification of heat and mass transfer in cell energy technology. *Vestnik of Samara State Aerospace University*. 2011. No. 3(27), part 1. P. 241-247. (In Russ.)
3. Uong Kh. *Osnovnye formuly i dannye po teploobmenu dlya inzhenerov* [Basic formulas and data on heat transfer for engineers]. Moscow: Atomizdat Publ., 1979. 216 p.
4. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow: Energoizdat Publ., 1981. 415 p.

### About the authors

**Veretennikov Sergey Vladimirovich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of General and Applied Physics, Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk, Russian Federation. E-mail: [server-et@yandex.ru](mailto:server-et@yandex.ru). Area of Research: heat- and mass transfer, vortex effect.

**Barinov Sergey Nikolayevich**, undergraduate student, Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk, Russian Federation. E-mail: [barinov.sergej.91@mail.ru](mailto:barinov.sergej.91@mail.ru). Area of Research: heat- and mass transfer, vortex effect.