

УДК 621.438:536.24

**В.Н. ПУСТОВАЛОВ**, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**Г.Е. ЗАГОРУЙКО**, канд. техн. наук; директор ООО FOC TUBA LTD,  
 г. Харьков  
**С.П. НАУМЕНКО**, м.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков

## ТЕПЛОТДАЧА В ШИРОКИХ ПРИДИСКОВЫХ ПОЛОСТЯХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Запропоновані експериментальні критеріальні залежності, що описують тепловіддачу у широких білядисккових порожнинах газових турбін.

The experimental criterion equations for heat transfer in wide near disk cavities of gas turbines are proposed.

### Общие замечания

Система охлаждения газовой турбины представляет собой разветвленную сеть каналов различных конфигураций, сечений и протяженности. Составной частью этой гидравлической сети являются придисковые полости.

Задача о теплоотдаче придисковых потоков среды в турбомашинах является частью более общей проблемы гидродинамики и теплообмена во вращающихся системах, которая привлекает внимание инженеров и учёных уже длительное время.

Так, работа Рэля, который исследовал динамические характеристики и устойчивость вращающейся жидкости, была опубликована ещё в 1917 году [1]. В дальнейшем потребности научно-технического прогресса обусловили существенное увеличение количества и специализаций работ этого направления.

Существенный вклад в изучение граничных условий теплоотдачи на поверхностях роторов турбомашин был сделан В.М. Капиносом [2, 3].

На протяжении ряда лет на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» проводились теоретические и экспериментальные исследования по гидродинамике и теплоотдаче различных придисковых потоков рабочего тела и охлаждающей среды. В настоящей статье представлены ранее не публиковавшиеся результаты экспериментального исследования теплоотдачи в придисковой полости, характеризующейся отношением её осевого и радиального размеров, близким к 1. Такие меридиональные обводы, в частности, характерны для газовой турбины ГТЭ-150 ОАО ЛМЗ (рис. 1).

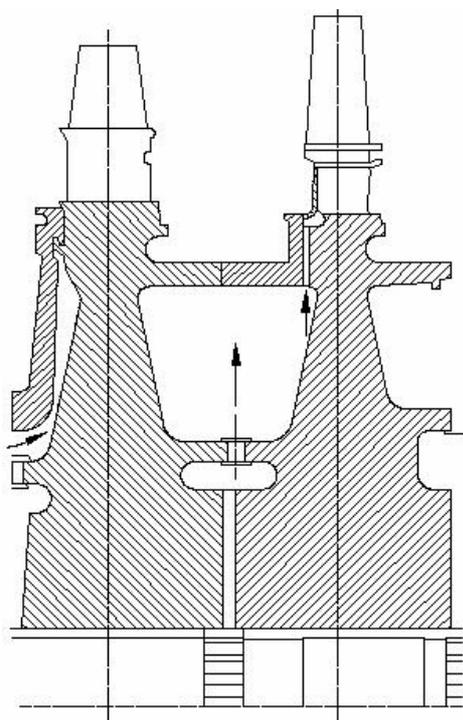


Рис. 1. Элемент ротора турбины ГТЭ-150 ОАО ЛМЗ с радиальным входом охладителя

### Особенности постановки экспериментов

Несмотря на существенный прогресс, достигнутый за последнее время в развитии численных методов определения тепло-гидродинамических характеристик

элементов трактов рабочего тела и охладителя в турбомашинах, основным источником получения надёжных данных для этих систем при турбулентном режиме течения все же остаётся физический эксперимент.

Для проведения таких исследований был спроектирован уникальный опытный стенд, основным элементом рабочего участка которого являлся стеклотекстолитовый диск-альфакалориметр диаметром 635 мм с наклеенными концентрическими нагревателями из тонкой фольги, что обеспечивало возможность определения местных коэффициентов теплоотдачи методом теплового баланса. Коэффициенты теплоотдачи сопоставлялись с разностью температур нагревателей при включенном напряжении и их собственной температурой, определяемой текущим сочетанием режимных факторов. Это обеспечивало компенсацию возможных систематических ошибок в определении температурных напоров по радиусу рабочего участка.

Конструкция стенда предусматривала широкие возможности его модернизации и переналадки. Так, модификации стенда позволяли проводить также и исследования гидродинамических характеристик придисковых полостей [4].

Геометрические размеры рабочего участка стенда и диапазоны изменения режимных параметров характеризовались следующими величинами:

$$0,06 \leq (S/r_0) \leq 0,5; \quad 1,6 \leq (r_1/r_0) \leq 3,17;$$

$$3 \cdot 10^4 \leq Re_\omega \leq 10^6; \quad 5,3 \cdot 10^3 \leq Re_G \leq 2,7 \cdot 10^4.$$

Здесь  $S$  – ширина,  $r_0$ ,  $r_1$ ,  $r$  – минимальный, максимальный и текущий радиусы,  $Re_\omega = \omega r^2 / \nu$  – число Рейнольдса вращения,  $\omega$  – угловая скорость диска,  $\nu$  – кинематическая вязкость,  $Re_G = G / (2\pi\mu S)$  – расходное число Рейнольдса,  $G$  – массовый расход среды,  $\mu$  – динамическая вязкость,  $\pi = 3,1416$ .

Результаты экспериментов обобщались уравнениями подобия вида

$$Nu = c Re_\omega^m Kv^n (S/r_0)^\ell (r/r_0)^p,$$

или

$$Nu = c Re_G^m Re_\omega^n (S/r_0)^\ell (r/r_0)^p,$$

где  $Nu = \alpha r / \lambda$  – местное число Нуссельта,  $\alpha$  – местный коэффициент теплоотдачи,  $\lambda$  – теплопроводность среды;  $c$ ,  $m$ ,  $n$ ,  $\ell$ ,  $p$  – константы;  $Kv$  – кинематический фактор, представляющий собой отношение окружной скорости диска на входе в рассматриваемый элемент к средней расходной скорости среды на этом радиусе и являющийся мерой отношения даламберовых и кориолисовых инерционных сил.

Эксперименты планировались таким образом, чтобы получить равномерное поле опытных значений безразмерных переменных. Выбор сочетаний режимных параметров рандомизировался.

Методика присоединения безразмерных аргументов к уравнению множественной регрессии была такова: сначала вводился аргумент, имеющий наибольший коэффициент корреляции с функцией, затем – аргумент, у которого наименьший коэффициент корреляции с первым аргументом, потом – аргумент, имеющий наименьшую сумму абсолютных значений коэффициентов корреляции с двумя уже присоединенными и т.д. Присоединение нового аргумента считалось оправданным, если остаточная дисперсия при этом значительно уменьшалась, что проверялось по критерию Фишера.

Поэтапный контроль, проводившийся в процессе последовательного присоединения аргументов, включал в себя анализ обусловленности системы

нормальных уравнений, изменения коэффициентов уравнения регрессии, отношения остаточной и начальной дисперсий и возрастания коэффициента множественной корреляции по учтенным аргументам.

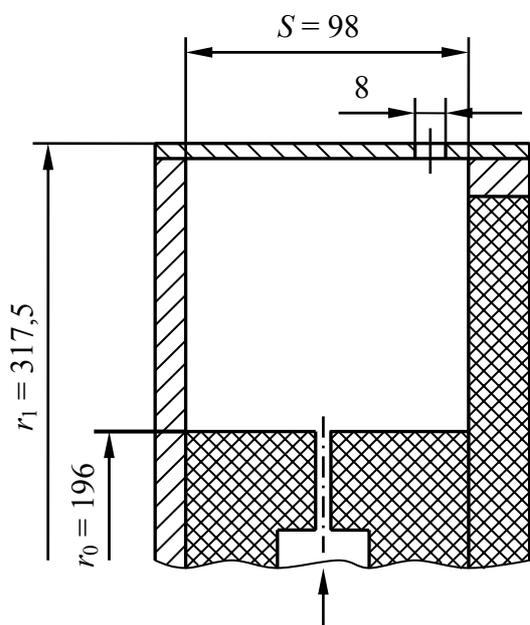


Рис. 2. Рабочий участок стенда

Рабочий участок стенда, моделирующий междисковую полость с радиальным входом охладителя, показан на рис. 2. На роторе были установлены две воздухоподводящие втулки из оргстекла с наружным диаметром 392 мм. При осевом размере полости 98 мм её относительная ширина составляла  $S/r_0 = 0,5$ . Каждая из симметричных полостей экспериментального ротора с одной стороны была ограничена диском-калориметром, с другой – силуминовым диском толщиной 10 мм. По периферии полость ограничивалась цилиндрической обечайкой.

Наличие сменных обечаек давало возможность исследовать влияние условий выхода охладителя из полости на теплоотдачу её боковых поверхностей. Если отверстия в обечайке для выпуска воздуха

находились вблизи диска-калориметра, то его поверхность попадала в условия обтекания правой боковой поверхности натурной полости. Если же эти отверстия были выполнены вблизи силуминового диска, то диск-калориметр был в условиях обтекания левой боковой границы междисковой полости (см. рис. 1).

### Результаты исследования

Установлено, что при относительно небольших значениях  $Re_\omega$  и больших значениях  $Re_G$  среднее число Нуссельта не зависит заметно от  $Re_\omega$ . Затем при росте  $Re_\omega$  зависимость среднего числа Нуссельта от фактора вращения начинает проявляться. Первый режим, по-видимому, соответствует источниковой, по терминологии работ [5, 6] области потока. Её размеры с увеличением  $Re_\omega$  уменьшаются, а теплоотдача боковой поверхности полости при больших значениях  $S/r$  в пределах точности экспериментов определяется только фактором вращения.

Данные экспериментов для правой стороны полости были обобщены следующими корреляционными зависимостями:

для первого режима течения –

$$Nu = 0,176 \cdot Re_G^{0,8} \cdot x^{3,48}, \quad (1)$$

со средней относительной погрешностью 7,5 %;

для второго режима –

$$Nu = 0,0172 \cdot Re_\omega^{0,8}, \quad (2)$$

при средней относительной погрешности 9,7 %.

Граница между режимами определяется соотношением

$$Re_\omega^{0,8} Re_G^{-0,8} x^{-3,48} = 10,23. \quad (3)$$

Если значение комплекса, стоящего в левой части, меньше 10,23, то следует пользоваться уравнением (1), в противном случае – уравнением (2).

Для левой стороны полости получены уравнения подобия:  
для первого режима течения –

$$Nu = 0,144 \cdot Re_G^{0,8}, \quad (4)$$

средняя относительная погрешность обобщения результатов равна 6,5 %;

для второго режима –

$$Nu = 0,0166 \cdot Re_\omega^{0,8}, \quad (5)$$

средняя относительная погрешность равна 9,1 %.

Уравнение границы режимов

$$Re_\omega^{0,8} Re_G^{-0,8} x^{-3,39} = 8,67. \quad (6)$$

Опытные данные для противоположных боковых поверхностей полости сравниваются на рис. 3 при  $x = 1,2$  и  $Re_G = 5 \cdot 10^3$ . Зависимость 1 рассчитана по уравнениям (1) – (3), зависимость 2 – по уравнениям (4) – (6).

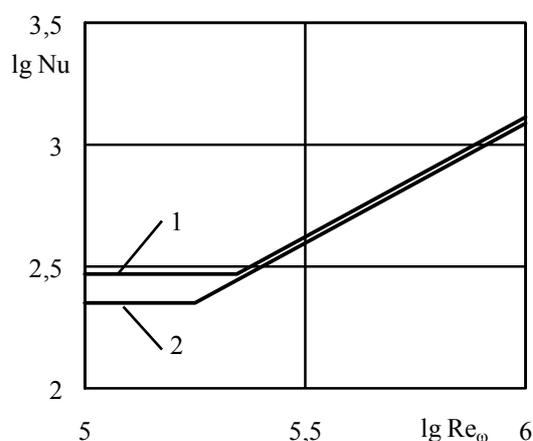


Рис. 3. Теплоотдача боковых поверхностей полости с радиальным входом охладителя при  $x = 1,2$ ;  $Re_G = 5 \cdot 10^3$

Теплоотдача боковой поверхности, вблизи которой происходит выпуск охлаждающего воздуха, выше в обоих режимах течения, что объясняется тем, что большая часть охладителя протекает в этой части полости. Эффект особенно заметен при первом режиме течения, когда на теплоотдачу преобладающее влияние оказывает расход охладителя. Разница в величинах чисел Нуссельта для противоположных сторон полости во втором режиме мала и составляет в среднем 3,6 %, что в практических расчётах можно не принимать во внимание.

Приведенные в настоящей статье зависимости получены впервые.

**Список литературы:** 1. Крейц Ф. Конвективный теплообмен во вращающихся системах // Успехи теплопередачи. – М.: Мир, 1971. – С. 144-279. 2. Капинос В.М. Исследование процессов теплообмена в паровых и газовых турбинах: Дис. ... д-ра техн. наук. – Харьков. – 1966. – 517 с. 3. Газовые турбины: Ч.1. Термодинамические процессы и теплообмен в конструкциях. – Я.И. Шнеэ, В.М. Капинос, И.В. Котляр / Под ред. Я.И. Шнеэ. – Киев: Вища школа, 1976. – 296 с. 4. Капинос В.М. Экспериментальное исследование гидродинамических характеристик придисковых полостей турбомашин / В.М. Капинос, В.Н. Пустовалов, А.Ю. Дронник // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетические и теплотехнические процессы и оборудование». – Харків: НТУ «ХПИ». – 2007. – № 2. – С. 52-58. 5. Owen J.M. Heat transfer in rotating cylindrical cavities / J.M. Owen, E.D. Bilimoria // Journal Mechanical Engineering Science. – 1977. – V. 19. – N 4. – P. 175-187. 6. Оуэн Д.М. Конвективный теплообмен во вращающейся цилиндрической полости / Д.М. Оуэн, Х.С. Онур // Энергетические машины. – 1983. – Т. 105. – С. 233-265.

© Пустовалов В.Н., Загоруйко Г.Е., Науменко С.П., 2010  
Поступила в редколлегию 10.01.10