

10. Акулич П. В., Гринчик Н. Н. // ИФЖ. – 1998. – Т. 71. – № 2. – С. 225–232.
11. К проблеме неизотермического массопереноса в пористых средах / Н. Н. Гринчик, П. В. Акулич, П. С. Куц, Н. В. Павлюкевич, В. И. Терехов // ИФЖ. – 2003. – Т. 76. – № 6. – С. 129–141.
12. Степанова А. И. Расчет поверхностных напряжений керамической пластины в процессе сушки / Пром. теплотехника. – 1982. – № 2. – С. 54–59.
13. Белопольский М. С. Механизм и критерии трещинообразования керамических изделий пластического формования при сушке // Труды НИИ стройкерамики. – М.: Госстройиздат, 1961. – Вып. 18. – С. 3–23.
14. Лыков А. В. Теория сушки. – М.: Энергия, 1968. – 472 с.
15. Пехович А. И., Жидких В. М. Расчеты теплового режима твердых тел. – Л.: Энергия, 1976. – 352 с.
16. Градштейн И. С., Рыжик И. М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. – М.: Наука, 1971. – 1108 с.
17. Чижский А. Ф. Сушка керамических материалов и изделий. – М.: Изд-во лит. по строительству, 1971. – 176 с.
18. Осипов С. Н., Пясецкий Б. П. О движении газа вблизи обнаженной поверхности угольного пласта при его переменной газопроницаемости // Механика жидкости и газа. – 1966. – № 3. – С. 138–144.
19. Осипов С. Н. О распределении газового давления в угольных пластах, выходящих на земную поверхность и заключенных в газонепроницаемых породах // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – Новосибирск: Наука, 1970. – № 1. – С. 22–29.

Представлена кафедрой
теплогазоснабжения и вентиляции

Поступила 26.04.2004

УДК 621.438

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВНЕШНЕГО ОБВОДА РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ БЕЗБАНДАЖНОЙ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Канд. пед. наук **НИКОЛАЕВА Т. А.**

Брянский государственный технический университет

Течение рабочего тела у периферии необандажной турбинной ступени сопровождается сложными физическими явлениями и имеет трехмерный характер. Являясь источником высоких потерь энергии, периферийная область таких ступеней обладает резервом повышения экономичности турбинных отсеков.

В ступенях со свободной вершиной рабочих лопаток (РЛ) в периферийной области различают основной межлопаточный, периферийный и щелевой потоки. Термином «щелевой» назван поток, заключенный между торцевой поверхностью лопаток и наружным обводом, а под «периферийным» следует понимать поток в зоне радиального зазора между основным межлопаточным потоком и поверхностью периферийного обвода ступени, движущийся под углом, близким к α'' .

Проникая в зону над торцом РЛ, периферийный поток подвергается воздействию создаваемого в межлопаточном канале градиента давления на вогнутой и выпуклой поверхностях смежных лопаток, что вызывает интенсивное течение рабочего тела (РТ) через радиальный зазор. Таким образом, у вершин РЛ происходит взаимодействие щелевого, периферийного и основного потоков, обладающих значительными кинетическими энергиями. Это вызывает развитие у выпуклой поверхности лопаток вихревого слоя, который, закручиваясь в спираль, образует ядро вращающейся рабочей среды. Располагаясь у вершины лопаточного канала, вихревая область оказывает существенное влияние на процесс периферийного течения в турбинной ступени и величину потерь энергии.

Последняя порождается за счет активной диссипации энергии в процессе взаимодействия щелевого и основного потоков и утечек теплоносителя через радиальный зазор, которые зависят от двух основных факторов – объема рабочего тела, попадающего в радиальную щель, и объема основного потока, проникающего в канал над РЛ под воздействием разности давлений на ее поверхностях.

Вторичные течения, образующиеся у вершин рабочих решеток, являются источником основных потерь энергии в безбандажной ступени, а потому ее периферийная область нуждается в конструктивном совершенствовании.

Некоторое снижение утечки рабочего тела через радиальный зазор может быть достигнуто за счет создания в периферийной части ступени уступа за направляющим аппаратом (НА) – положительной перекрыши. Определить оптимальную ее величину аналитически не представляется возможным, так как характер периферийного течения является функцией сложного взаимодействия физических процессов, протекающих в циркуляционной зоне на диффузорном участке за НА и вихревых потоков у внешнего обвода рабочего колеса (РК).

Как видно, необходима оптимизация соотношения величин перекрыши и осевого зазора. Во многих случаях эта задача для безбандажных ступеней решается путем экспериментальных исследований.

Другим перспективным направлением, обеспечивающим снижение утечки теплоносителя рабочего тела через радиальный зазор, является создание на внешнем обводе РК винтовых профильных канавок, обеспечивающих эффект «запирания» потока у периферии. Принцип их действия заключается в следующем: в процессе взаимодействия щелевого и основных потоков ядро вращающегося рабочего тела, попадая в профильные канавки «винтового» типа (рис. 1а), оказывает воздействие на основной поток, натекающий под углом α_1^r , заставляя его смещаться в сторону межвенцевого зазора ступени, снижая тем самым величину радиальных утечек (рис. 1б).

Исследования эффективности работы такого вида уплотнительного устройства были выполнены на воздушном стенде с использованием модели высоконагруженной турбинной ступени с $d/l = 5,3$, рассчитанной для $(u/C_0)_{\text{opt}} = 0,6$; термодинамической степени реактивности $\rho_m = 0,3$ и числа Маха $M_{C_1} = 0,64$. Винтовые канавки выполнялись трапецеидальной формы (рис. 1а).

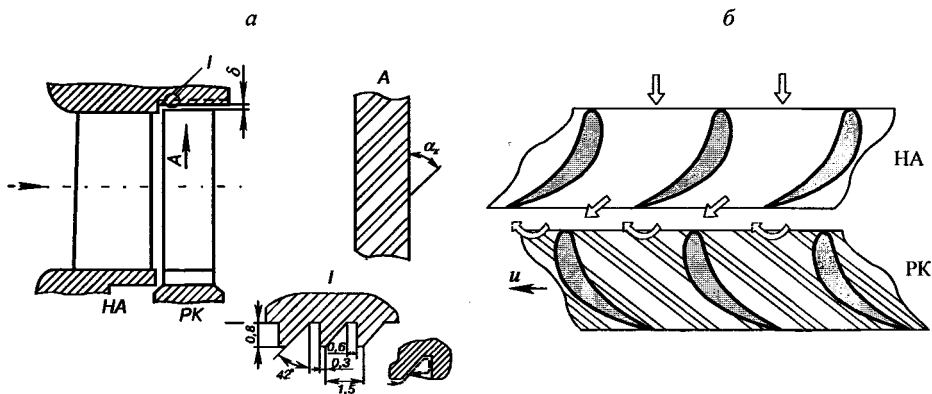


Рис. 1. а – периферийное уплотнение с винтовыми канавками на внешнем обводе РК; б – схема течения рабочего тела у внешнего обвода с винтовыми канавками (вид по А)

Для проведения комплексных исследований опытная установка оснащалась серией специальных периферийных колец, устанавливаемых над РК, что позволило выполнить испытания турбинных отсеков при пяти углах наклона канавок уплотнения (по отношению к оси машины) $\alpha_k = 8, 12, 15, 19$ и 25° и трех величинах радиальных зазоров $\delta = 0,5; 1,0$ и $1,5$ мм (рис. 1).

Эффективность исходного варианта модели с гладким периферийным кольцом при $\delta = 0,5$ мм имела значение $\eta_{исх} = 0,82$ при $(u/C_0)_{opt}$.

Испытания турбинного отсека при радиальном зазоре $\delta = 0,5$ мм и наличии винтовых канавок на периферийном обводе позволили установить следующие закономерности. КПД ступени с периферийным уплотнением, имеющим канавки с $\alpha_k = 8^\circ$, полностью соответствовал аналогичной зависимости для исходной модели (рис. 2). Установка кольца с увеличенным значением $\alpha_k =$

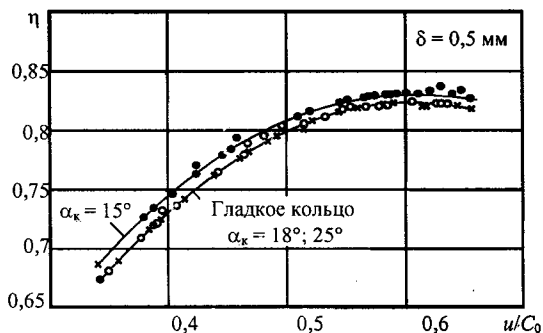


Рис. 2. Зависимость $\eta = f(u/C_0)$ ступени с винтовым уплотнением

$= 12^\circ$ способствовала повышению экономичности ступени. В этом случае прирост КПД в области оптимального значения параметра $(u/C_0)_{opt}$ составил $\Delta\eta = \eta - \eta_{исх} = 0,65\%$. Наибольшее увеличение КПД ступени получено при $\alpha_k = 15^\circ$, где прирост $\Delta\eta$ составил около $0,8\%$ (рис. 3). При дальнейшем увеличении угла наклона канавок α_k выигрыш в КПД уменьшился и при $\alpha_k = 25^\circ$ кривая $\eta = f(u/C_0)$ исследуемой ступени совпала с аналогичной зависимостью для исходного варианта (рис. 2). Степень реакции ступени в испытанном диапазоне α_k практически не изменилась, т. е. предлагаемое конструктивное решение не отразится на уровне осевых нагрузок на ротор установки [1].

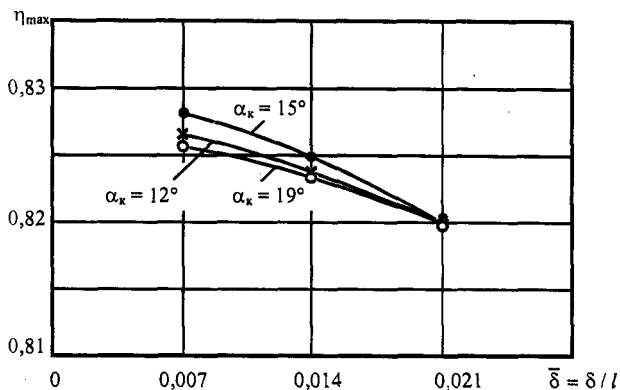


Рис. 3. Зависимость η ступени от радиального зазора

Как видно, возможно существенное снижение потерь энергии в периферийной области безбандажных рабочих решеток при аэродинамически эффективном расположении на внешнем обводе РК канавок, исследования по совершенствованию геометрии канала которых следует продолжить.

Как было отмечено, все варианты расположения канавок испытывались при трех значениях радиального зазора. На рис. 3 проиллюстрированы зависимости максимального КПД ступени при различных значениях δ , из которого видно, что с ростом радиального зазора величина η снижается, причем наиболее интенсивно для ступени с $\alpha_k = 15^\circ$. При радиальном зазоре $\delta = 1,5$ мм конструкция периферийного уплотнения такого типа не оказывает влияния на экономичность ступени.

Таким образом, проведенные исследования позволили установить оптимальный угол расположения винтовых канавок предлагаемой формы. На рис. 4 приведены зависимости повышения КПД ступени $\Delta\eta = \eta - \eta_{\text{исх}}$ от угла расположения канавок α_k в периферийном кольце РК при $(u/C_0)_{\text{opt}}$. Как видно, наибольшее увеличение КПД ступени достигнуто при расчетном радиальном зазоре $\delta = 0,5$ мм и $\alpha_k = 15^\circ$. Как отклонение α_k в любую сторону от оптимального значения, так и увеличение радиального зазора вызывают снижение экономичности отсека.

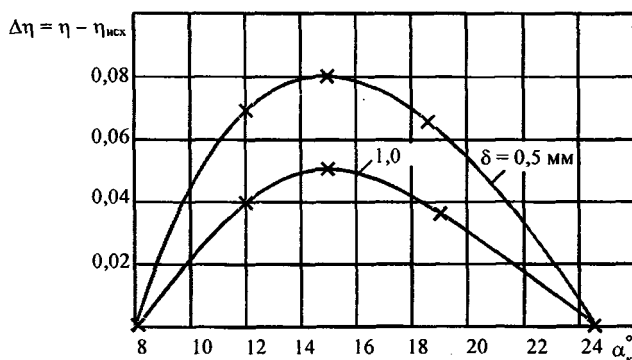


Рис. 4. Зависимость η ступени α_k

Результаты исследований также показали, что применение на внешнем обводе РК винтовых канавок оптимальной геометрии способствует снижению шума в турбинном отсеке за счет некоторой стабилизации течений и уменьшения скоростей потока в периферийной области ступени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гоголев И. Г., Дроконов А. М., Зарянкин А. Е. Аэродинамические факторы и надежность турбомашин. – Брянск: Грани, 1993. – 168 с.

Представлена кафедрой
безопасности жизнедеятельности

Поступила 16.02.2004

УДК 536. 62.50

РЕШЕНИЕ ОДНОЙ ЗАДАЧИ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА

Канд. техн. наук **ВОРОНОВА Н. П.**

Белорусский национальный технический университет

Рассмотрим задачу, применимую для отладки алгоритмов оптимизации, предложенных [1]. Уравнение теплопереноса

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[D(U, t) \frac{\partial U}{\partial x} \right], \quad x > 0; t > 0, \quad (1)$$

где $U(x, t)$ – искомая функция; $D(U, t)$ – коэффициент теплопереноса; x – координата; t – время.

Часто в процессах теплопереноса коэффициент $D(U, t)$ принимают равным [2]

$$D(U, t) = A + B \exp\left(-\frac{KU(t)}{R}\right),$$

где A, B, K, R – const.

Начальное условие

$$U(x, 0) = U_0, \quad (2)$$

где U_0 – начальное значение искомой функции.

Граничное условие рассмотрим как граничное условие третьего рода [3]

$$D(U; t) \frac{\partial U}{\partial x}(0, t) = \beta [U^0(t) - U(0; t)], \quad (3)$$

где $U^0(t)$ – потенциал, характеризующий состояние окружающей среды; β – коэффициент теплопереноса.

Пусть $U^*(x)$ – распределение значений искомой функции в поверхностном слое, которое требуется получить. Тогда величину функционала

$$I = \int_0^{x_0} [U^*(x) - U(x, t)]^2 dx, \quad (4)$$

где x_0 – глубина слоя, необходимо минимизировать.