

Ю. А. ЮДИН, В. П. СУББОТОВИЧ, А. В. ЛАПУЗИН, А. Ю. ЮДИН, С. А. ТЕМЧЕНКО

### О ВЛИЯНИИ НАДБАНДАЖНОЙ ПРОТЕЧКИ НА АЭРОДИНАМИКУ ВЫХОДНЫХ ДИФFUЗОРОВ ЦВД ПАРОВЫХ ТУРБИН

**АННОТАЦИЯ** Выполнены расчётные исследования с помощью CFD осесимметричного осерадиального диффузора, характерного для выхлопных патрубков цилиндров высокого давления паровых турбин, в широком диапазоне изменения величины надбандажной протечки последней ступени ЦВД. Определено, что при минимальных значениях протечки, которая характерна для уплотнений сотовой конструкции, течение в диффузоре отрывное и коэффициент полных потерь имеет наибольшие значения, а при увеличенной надбандажной протечке, которая имеет место у традиционных уплотнений лабиринтового типа, точка отрыва потока от обечайки сдвигается к выходному сечению, существенно снижая коэффициент полных потерь.

**Ключевые слова:** надбандажная протечка, осерадиальный диффузор, уплотнение, коэффициенты потерь, отрыв потока.

Yu. A. YUDIN, V. P. SUBOTOVICH, A. V. LAPUZIN, A. Yu. YUDIN, S. A. TEMCHENKO

### INFLUENCE OF THE ABOVE-SHROUD LEAKAGE ON THE AERODYNAMICS OF EXIT DIFFUSERS OF THE HIGH PRESSURE CYLINDERS OF STEAM TURBINES

**ABSTRACT** The leakage above the rotor wheel in the last turbine stage can positively influence the characteristics of the diffuser acting by analogy to the special inflation of the flow into the boundary layer in the external bypass of the diffuser. Contemporary structures of high pressure cylinders are equipped with axial-radial diffuser or diffuser installed in the exhaust pipe branch; therefore the problem of influence of the above-shroud leakage in the last stage on the aerodynamics of the exit diffuser of high pressure cylinders is rather vital. Computing investigations were carried out using CFD of the axisymmetric axial-radial diffuser peculiar for the exhaust pipe branches of high pressure cylinders of steam turbines in a wide range of pressure variations that define a value of the above-shroud leakage in the rotor wheel of the last stage. The flow behavior in the diffuser, the coefficients of losses and the pressure distribution on the diffuser cowling have been studied. It has been established that at the minimum values of leakage, which is peculiar for the seals of a cellular structure the flow in the diffuser is detachable and a coefficient of full losses has maximum values and at an increased above-shroud leakage that occurs in the traditional seals of a labyrinth type the point of flow separation from the cowling shifts towards the exit section lowering considerably the coefficient of full losses.

**Key words:** above-shroud leakage, axial-radial diffuser, seal, coefficients of losses, and the flow separation.

#### Введение

Перспективным направлением повышения экономичности турбин является снижение протечек через радиальные зазоры между ротором и статором. Уменьшить до минимума протечки по сравнению с традиционными лабиринтовыми уплотнениями позволяют контактные уплотнения: сотовые, щеточные, прирабатываемые из порошкового материала и т.п., которые начали применяться в турбинах и компрессорах [1–3]. В тоже время, протечка над рабочим колесом последней ступени турбины может оказывать положительное влияние на характеристики диффузора, действуя аналогично специальному вдуву потока в пограничный слой на наружном обводе диффузора [4]. Экспериментальные данные, полученные при исследованиях последней ступени с осерадиальным диффузором выхлопного патрубка цилиндра низкого давления и различными значениями радиального зазора над рабочим колесом, показали, что существует диапазон зазоров, в котором КПД отсека – «последняя ступень + диффузор» может оставаться неизменным, несмотря на естественное снижение КПД последней ступени при увеличении зазора [5]. Управление течением, с помощью вдува

потока вдоль обечайки диффузора широко используется в выхлопной части цилиндра низкого давления [6, 7]. В современных конструкциях цилиндров высокого давления (ЦВД) в выхлопном патрубке устанавливают осерадиальный диффузор, поэтому проблема влияния надбандажной протечки в последней ступени на аэродинамику выходного диффузора ЦВД является актуальной.

#### Цель работы

Выполнить расчётные аэродинамические исследования с помощью CFD осерадиального диффузора выхлопного патрубка цилиндра высокого давления современной мощной паровой турбины при изменении надбандажной протечки в рабочем колесе от минимального значения, близкого к нулевому, до значения, превышающего естественную протечку. Определить характер течения в диффузоре, коэффициент полных потерь и его составляющие.

### Компьютерная модель диффузора и аэродинамические параметры

Для проведения расчётных аэродинамических исследований подготовлена компьютерная модель осесимметричного осерадиального диффузора выхлопного патрубка ЦВД. У поверхностей, ограничивающих проточную часть диффузора, сетка в расчетной области сгущалась. В качестве модели турбулентности выбрана  $k-\epsilon$ . Расчетная модель соответствует диффузору, выполненному в масштабе 1:3 по отношению к натурным размерам, и испытанному на воздушном стенде кафедры турбиностроения НТУ «ХПИ». Сравнение расчетного и экспериментального распределения параметров в контрольных сечениях диффузора показало удовлетворительное совпадение.

Особенностью конструкции входного участка является технологическая периферийная камера (ПК), расположенная между бандажом рабочего колеса, усиком уплотнения, радиальным зазором и обечайкой диффузора (рис. 1). Для имитации выхода потока из последней ступени выполнено два входных сечения в диффузор. В сечении 1 задавались параметры основного потока на входе в диффузор (за рабочим колесом вдоль радиуса до бандажа), в сечении 2 параметры, определяющие надбандажную протечку при неизменной величине радиального зазора (рис. 1). Давление торможения в сечении 1  $P_1^* = 102,8$  кПа и давление на выходе в сечении 5 (рис. 1), которое, как и в эксперименте, задано равным барометрическому  $P_5^* = 101,3$  кПа, не изменялись. Изменение надбандажной протечки осуществлялось варьированием давления торможения в сечении 2 –  $P_2^*$ , которое имело двенадцать значений: 100,4; 100,7; 101,3; 102,8; 103,8; 105,8; 111,3; 116,3; 121,3; 126,3; 131,3; 136,3 кПа. При минимальном значении давления  $P_2^* = 100,4$  кПа протечка практически отсутствовала, при значении  $P_2^* = 131,3$  кПа перепад давлений, определяющий скорость выхода потока из радиального зазора, был близок к реальному значению, а при максимальном значении давления  $P_2^* = 136,3$  кПа протечка обеспечивала безотрывное течение в диффузоре. При небольших значениях давления торможения  $P_2^* = 100,4$ ; 100,7; 101,3; 102,8; 103,8 кПа влияние импульса струи надбандажной протечки на характеристики диффузора с определенными допущениями можно рассматривать, как влияние протечки при износе контактного уплотнения.

Коэффициенты потерь определялись для проточной части диффузора от сечения 3, расположенного за периферийной камерой, до сечения 4, размещенного на выходе осерадиального участка (рис. 1) по известной методике [8]:

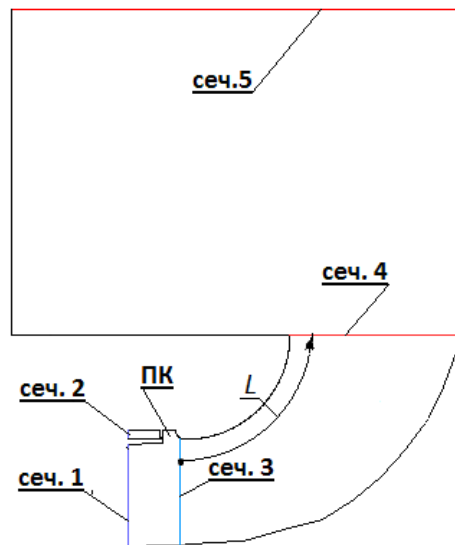


Рис. 1 – Контрольные сечения в диффузоре: ПК – периферийная камера; L – длина обечайки

$$\zeta_{\Pi} = \zeta_{\text{вс}} + \zeta, \quad \zeta_{\Pi} = f(P_3^*, P_3, P_4),$$

$$\zeta_{\text{вс}} = f(P_3^*, P_3, P_4^*, P_4), \quad \zeta = f(P_3^*, P_3, P_4^*).$$

При взаимодействии надбандажной протечки с основным потоком можно использовать безразмерный параметр – коэффициент импульса струи протечки [6]. В данном исследовании, учитывая неизменность давления торможения  $P_1^*$  основного потока, для характеристики надбандажной протечки использовано давление торможения  $P_2^*$  в сечении 1 перед усиком уплотнения. При увеличении давления  $P_2^*$  одновременно увеличивались скорость и расход протечки, а соответственно и ее импульс.

### Результаты расчётных исследований

Диапазон давлений  $P_2^* = 100,4-103,8$  кПа

При минимальном давлении  $P_2^* = 100,4$  кПа в периферийной камере перед наружным обводом образуется циркуляционная зона 1 ЦЗ (рис. 2), которая при взаимодействии с основным потоком на периферии оказывает небольшой положительный эффект, способствуя «подтягиванию» потока к обечайке (рис. 2б). Близкая к нулю протечка практически не влияет на циркуляционную зону в ПК. Однако недостаток энергии в пограничном слое и положительный градиент давления приводят к отрыву потока от середины обечайки ( $L \sim 24$  мм от сечения 3, рис. 3). Между обечайкой и основным потоком образуется вторая более масштабная циркуляционная зона 2 (рис. 2а). Коэффициенты потерь диффузора имеют следующие значения:  $\zeta_{\Pi} = 0,58$ ,  $\zeta_{\text{вс}} = 0,50$ ,  $\zeta = 0,09$  (рис. 6).

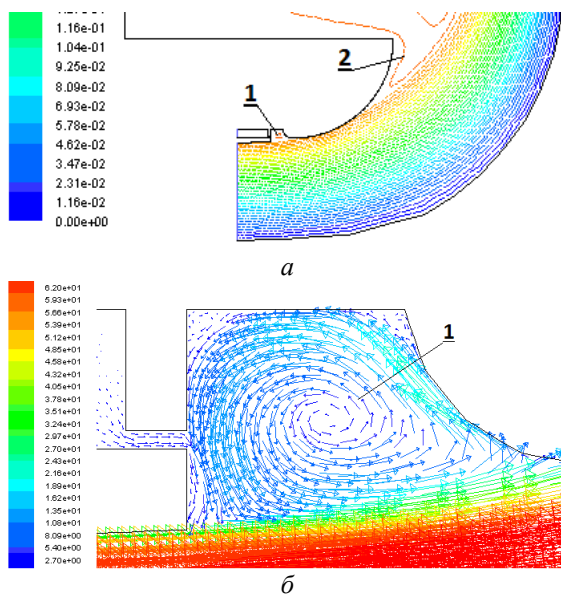


Рис. 2 – Течение в диффузоре при минимальной протечке ( $P_2^* = 100,4$  кПа): а – линии тока в диффузоре; б – векторы скорости в области бандажа: 1 – циркуляционная зона (ЦЗ 1) в ПК; 2 – ЦЗ 2 на выходе из диффузора

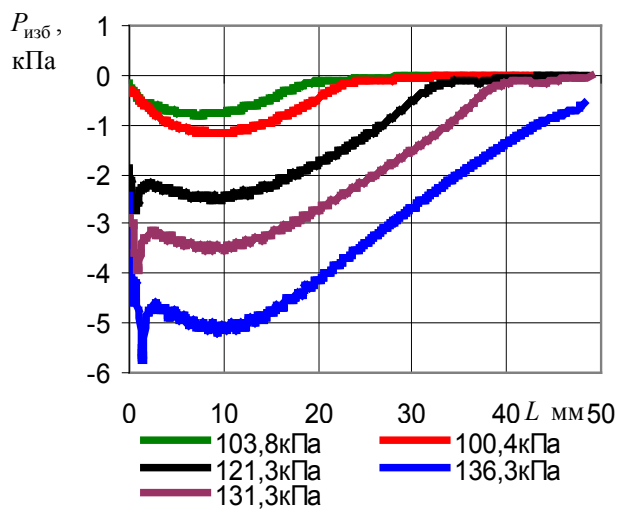


Рис. 3 – Распределение избыточного давления  $P_{изб}$  вдоль обечайки диффузора при пяти значениях давления торможения  $P_2^*$

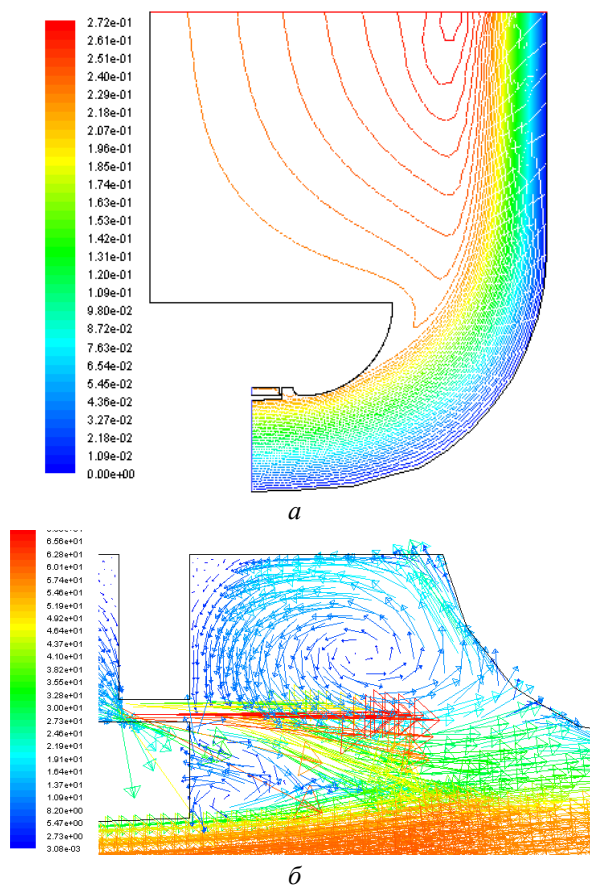


Рис. 4 – Течение в диффузоре при значении давления торможения  $P_2^* = 103,8$  кПа: а – линии тока в диффузоре; б – векторы скорости в области бандажа

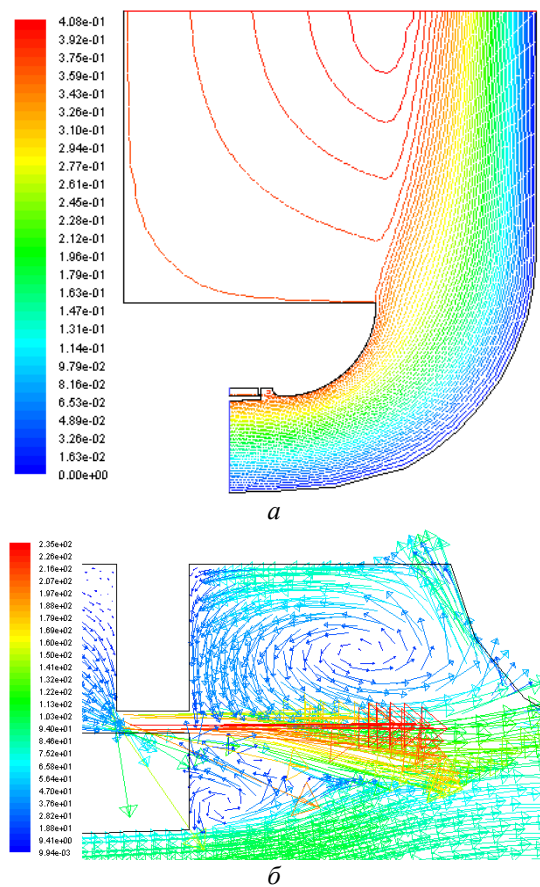


Рис. 5 – Течение в диффузоре при значении давления торможения  $P_2^* = 136,3$  кПа: а – линии тока в диффузоре; б – векторы скорости в области бандажа

При увеличении давления торможения  $P_2^*$  до величины 103,8 кПа, несмотря на увеличение скорости, расхода и, соответственно, импульса надбандажной протечки (рис. 4), имеется тенденция не снижения, а роста коэффициента полных потерь диффузора, который достигает максимального значения  $\zeta_{\Pi} = 0,7$ , т.е. на 0,12 больше по сравнению с коэффициентом  $\zeta_{\Pi}$  при давлении  $P_2^* = 100,4$  кПа (рис. 6). При этом увеличились обе составляющие коэффициента  $\zeta_{\Pi}$ : коэффициент внутренних потерь  $\zeta$  увеличился на 0,03, а коэффициент потерь с выходной скоростью  $\zeta_{\text{вс}}$  на 0,08. Непосредственно за банджом происходит

взаимодействие слабой протечки с циркуляционной зоной 1 в ПК, которое сопровождается изменением размеров и формы ЦЗ 1 (рис. 4б). При этом давлении скорость протечки становится близкой к скорости основного потока, а точка отрыва потока приближается к входу диффузора и находится на расстоянии  $L = 18$  мм от сечения 3 (рис. 3). Размеры циркуляционной зоны 2 вблизи обечайки увеличиваются, уменьшая в сечении 4 и за ним пространство, занятое основным потоком (рис. 4а). При этом коэффициент потерь с выходной скоростью  $\zeta_{\text{вс}}$  увеличивается до максимального значения 0,58 (рис. 6).

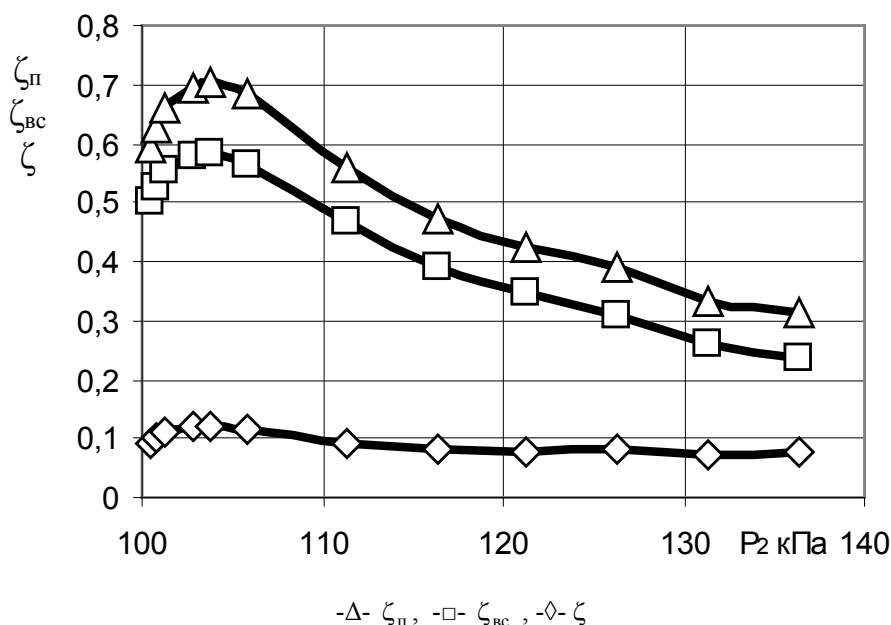


Рис. 6 – Зависимость коэффициентов потерь от давления торможения  $P_2^*$

Диапазон давлений  $P_2^* = 103,8\text{--}136,3$  кПа

В этом диапазоне давлений при увеличении давления торможения  $P_2^*$  больше значения 103,8 кПа влияние циркуляционной зоны 1 в ПК на характеристики и направление струи надбандажной протечки уменьшается. Происходит снижение коэффициента полных потерь диффузора в основном за счет коэффициента потерь с выходной скоростью. Это связано с увеличением импульса струи протечки по отношению к основному потоку, положительно влияющей на пограничный слой вблизи поверхности обечайки. При этом точка отрыва потока смещается к выходному сечению 4, и, как следствие, уменьшается размер циркуляционной зоны 2 вблизи обечайки. Распределение избыточного давления вдоль обечайки диффузора на примере пяти значений давления торможения  $P_2^*$  (рис. 3) показывает, что при давлении

$P_2^* = 121,3$  кПа точка отрыва потока удаляется от сечения 3 на расстояние  $L \sim 33$  мм, а при давлении  $P_2^* = 131,3$  кПа точка отрыва смещается к выходу на расстояние  $L \sim 40$  мм и коэффициент  $\zeta_{\Pi}$  уменьшается до значения  $\zeta_{\Pi} = 0,33$  (рис. 6). О начале отрывного течения свидетельствует нулевое значение избыточного давления  $P_{\text{изб}}$  на поверхности обечайки, свидетельствующее о течении в данной области диффузора без восстановления давления. При повышении давления торможения до величины  $P_2^* = 136,3$  кПа течение вдоль обечайки, которая имеет длину  $L = 48$  мм, становится безотрывным до контрольного выходного сечения 4 (рис. 5), и коэффициент полных потерь достигает минимального значения 0,31.

## Выводы

Выполнено расчётное исследование осерадиального диффузора выхлопного патрубка цилиндра высокого давления современной мощной паровой турбины при увеличении надбандажной протечки от минимального значения, близкого к нулевому, до значения, превышающего естественную протечку.

Определено, что при минимальных значениях протечки, которая характерна для контактных уплотнений, точка отрыва потока от обечайки расположена близко к входу в диффузор, течение отрывное и коэффициент полных потерь имеет наибольшее значение 0,7. При увеличении надбандажной протечки до значений, характерных для традиционных уплотнений лабиринтового типа, точка отрыва потока от обечайки сдвигается к выходному сечению, и коэффициент полных потерь снижается более чем в два раза.

Результаты исследований помогут определиться с выбором формы периферийного уплотнения для рабочего колеса последней ступени цилиндра высокого давления при установке осерадиального диффузора в выхлопном патрубке.

## Список литературы

- 1 **Перевезенцев, С. В.** Совершенствование сотовых уплотнений осевых турбин [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 «Турбомашини и комбинированные турбоустановки» / **Перевезенцев Сергей Викторович**. ; БГТУ. – Брянск, 2001. – 15 с.
- 2 **Рублевский, Ю. В.** Опыт применения щёточных уплотнений для улучшения параметров авиационных ГТД и стационарных энергоустановок [Текст] / **Ю. В. Рублевский, В. Н. Доценко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 8. – С. 45–49. – Бібліогр. : 2 назв. – ISSN 2078-774X.
- 3 Пат. 2509896 Российская Федерация, МПК. F01D01/08, F16J 15/447. Надбандажное лабиринтное уплотнение для паровой турбины / **А. С. Лисянский, А. М. Смыслов, А. А. Смыслов, А. Д. Мингажев** ; Заявитель и патентообладатель Общество с Ограниченной Ответственностью «Научно-производственное предприятие Вакууммаш». – № 2012132940/06 ; заявл. 01.08.2012 ; опубл. 20.03.2014, Бюл. № 8. – 10 с.
- 4 **Юдин, Ю. А.** Влияние надбандажной протечки на аэродинамику выхлопного патрубка ЦНД паровой турбины при изменении противодавления [Текст] / **Ю. А. Юдин, В. П. Субботович, А. В. Лапузин, А. Ю. Юдин** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2010. – № 2. – С. 70–74. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774X.
- 5 **Гаркуша, А. В.** Особенности совместной работы ступени и выхлопного патрубка турбины при различных радиальных зазорах над рабочим колесом [Текст] / **А. В. Гаркуша, В. Е. Добрынин, А. В. Лапузин, Ю. А. Юдин** // Теплоэнергетика. – 1988. – № 8. – С. 33–36.
- 6 **Юдин, А. Ю.** Исследование осесимметричных диффузоров выходных патрубков турбомашин со специальным вдувом потока [Текст] / **А. Ю. Юдин** // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 3(80). – С. 80–84. – ISSN 1727-7337.
- 7 Пат. 2053373 Российская Федерация, МПК. F01D25/30. Выхлопная часть паровой турбины / **Косьяк Ю. Ф., Вирченко М. А., Галацан В. Н., Гаркуша А. В.** и др. ; Заявитель и патентообладатель НПО «Турбоатом». – №4649389/06 ; заявл. 13.02.1989 ; опубл. 27.01.1996, Бюл. №3. – 9 с.
- 8 **Дейч, М. Е.** Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин [Текст] / **М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин**. – М. : Энергия, 1970. – 384 с.

## Bibliography (transliterated)

- 1 **Perevezentsev, S. V.** (2001), “Improvement of axial turbines honeycomb seals”, Abstract of Ph.D. dissertation, 05.04.12 Turbomachines and combined turbo-installation, BSTU, Bryansk, Russia..
- 2 **Rublevskiy, Y. V. and Dotsenko, V. N.** (2012), “Experience in the application of brush seals to improve the parameters of aircraft gas-turbine engines and stationary power plants”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8, pp. 45-49.
- 3 **Lisyansky, A. S., Smyslov, A. M., Smyslov, A. A. and Mingazhev, A. D.** (2012), Obshhestvo s Ogranichennoj Otvetstvennost'ju «Nauchno-proizvodstvennoe predpriyatie Vakuummash», *Nadbandazhnoe labirintnoe uplotnenie dlja parovoj turbiny*, IPC. F01D01/08, Russian, Pat. 2012132940/06.
- 4 **Yudin, Yu. A., Sobotovich, V. P., Lapuzin, A. V. and Yudin, A. Yu.** (2010), “Influence of shrouded leakage on the aerodynamics of steam turbine low-pressure cylinder exhaust chamber when changing the back-pressure”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 2, pp. 70-74.
- 5 **Garkusha, A. V., Dobrynin, V. E., Lapuzin A. V. and Yudin, Yu. A.** (1988), “Features of the joint work stage and exhaust chamber of the turbine at different rotor radial clearances”, *Teploenergetika*, no. 8, pp. 33-36.
- 6 **Yudin, A. Yu.** (2011), “Investigation of turbomachines exhaust chamber axisymmetric diffusers with special injection flow”, *Teploenergetika Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*, no. 3, pp. 80-84.
- 7 **Kosyak, Yu. F., Virchenko, M. A., Galatsan, V. N. and Garkusha, A. V.** et al. (1996), NPO «Turboatom», *Vyhlopnaja chast' parovoj turbiny*, IPC. F01D25/30, Russian, Pat. 2053373.
- 8 **Deich, M. E. and Zaryankin, A. E.** (1970), *Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин* [Gas dynamics of the diffusers and exhaust chamber turbomachinery], Jenergija, Moskva, Russia.

## Сведения об авторах (About authors)

**Юдин Юрий Алексеевич** – кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0002-9770-2273.

**Yudin Yuriy** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

**Субботович Валерий Петрович** – доктор технических наук, старший научный сотрудник, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0002-7051-4758.

**Subotovich Valery** – Doctor of Technical Sciences, Senior research fellow, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

**Лапузин Александр Викторович** – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры турбиностроения; г. Харьков, Украина; ORCID – 0000-0002-6445-3979.

**Lapuzin Alexander** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate professor, Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

**Юдин Александр Юрьевич** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0001-5098-7796.

**Yudin Alexander** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior research fellow, Senior researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

**Темченко Сергей Александрович** – кандидат технических наук, младший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0001-7235-1107.

**Temchenko Sergey** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), junior researcher 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:*

**Юдин, Ю. А.** О влиянии надбандажной протечки на аэродинамику выходных диффузоров ЦВД паровых турбин [Текст] / **Ю. А. Юдин, В. П. Субботович, А. В. Лапузин, А. Ю. Юдин, С. А. Темченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 116–121. – Бібліогр. : 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.16.

*Please cite this article as:*

**Yudin, Yu., Subotovich, V., Lapuzin, A., Yudin, A. and Temchenko, S.** (2016), “Influence of the Above-Shroud Leakage on the Aerodynamics of Exit Cones of the High Pressure Cylinders of Steam Turbines”, *Bulletin of NTU “KhPI”*. Series: *Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 116–121, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.16.

*Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:*

**Юдин, Ю. О.** Про вплив надбандажної витоки на аеродинаміку вихідних дифузурів ЦВД парових турбін [Текст] / **Ю. О. Юдин, В. П. Субботович, О. В. Лапузин, О. Ю. Юдин, С. О. Темченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 116–121. – Бібліогр. : 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.16.

**АНОТАЦІЯ** Виконані розрахункові дослідження за допомогою CFD вісесиметричного вісерадіального дифузора, характерного для вихлопних патрубків циліндрів високого тиску парових турбін, в широкому діапазоні зміни величини надбандажної витоки останнього ступеня ЦВД. Визначено, що при мінімальних значеннях витоки, яка характерна для ущільнень стільникової конструкції, течія у дифузурі відривна і коефіцієнт повних втрат має найбільші значення, а при збільшеній надбандажній витоки, яка має місце в традиційних ущільненнях лабіринтового типу, точка відриву потоку від обичайки зсувається до вихідного перерізу, істотно знижуючи коефіцієнт повних втрат.  
**Ключові слова:** надбандажна витока, вісерадіальний дифузур, ущільнення, коефіцієнти втрат, відрив потоку.

*Поступила (received) 08.01.2016*