

А. В. ЛАПУЗИН, В. П. СУББОТОВИЧ, Ю. А. ЮДИН, А. Ю. ЮДИН
ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА ПОТЕРИ С ВЫХОДНОЙ СКОРОСТЬЮ
В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ БЕЗ БАНДАЖА

Рассмотрены результаты экспериментального исследования влияния радиального зазора на структуру потока за ступенью и составляющие потерь на различных режимах работы. Показано, что в зависимости от осредненного угла выхода потока из ступени в абсолютном движении выходные потери могут увеличиваться, снижаться или оставаться неизменными в результате изменения характера распределения вдоль радиуса абсолютной скорости при изменении зазора. С целью усовершенствования методики одномерного расчета предложен способ определения выходных потерь с учетом радиальной неравномерности абсолютной скорости за ступенью.

Ключевые слова: осевая ступень, радиальный зазор, коэффициент полезного действия, выходные потери, методика расчета, мощность ступени.

А. В. ЛАПУЗИН, В. П. СУББОТОВИЧ, Ю. О. ЮДИН, О. Ю. ЮДИН
ВПЛИВ РАДІАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА ВТРАТИ З ВИХІДНОЮ ШВИДКІСТЮ
У ТУРБІННОМУ СТУПЕНЮ БЕЗ БАНДАЖА

Розглянуто результати експериментального дослідження впливу радіального зазору на структуру потоку за ступенем і складові втрат на різних режимах роботи. Показано, що в залежності від усередненого кута виходу потоку зі ступеня в абсолютному русі вихідні втрати можуть збільшуватися, зменшуватися або залишатися незмінними в результаті зміни характеру розподілу уздовж радіуса абсолютної швидкості при зміні зазору. З метою удосконалення методики одновимірному розрахунку запропоновано спосіб визначення вихідних втрат з урахуванням радіальної нерівномірності абсолютної швидкості за ступенем.

Ключові слова: осевий ступінь, радіальний зазор, коефіцієнт корисної дії, вихідні втрати, методика розрахунку, потужність ступеня.

A. LAPUZIN, V. SUBOTOVICH, YU. YUDIN, A. YUDIN
INFLUENCE OF THE RADIAL CLEARANCE ON OUTLET VELOCITY LOSSES IN THE
UNSHROUDED TURBINE CASCADE

Small-size turbines of the aviation gas-turbine plants differ by their high output losses and a high sensitivity to the value of radial clearance over the rotor blades. An increase in this clearance, for example, in-operation results in the reduced power efficiency factor due to a change in the losses in the nozzle, in the turbine wheel and output losses. Test data of the cascade of an average reliability with the rotor blade height of 20.73 mm were given for the three clearances, in particular 0.22; 0.6 and 1.0 mm. An increase in the losses in the upper zone was recorded for rotor and nozzle blades with an increase in clearance. It was shown that due to a change in the distribution behavior along the radius of absolute velocity C_2 output losses can either be increased or decreased or remain unchanged at a change in the clearance depending on the averaged angle of flow output from the cascade in the absolute motion α_2 . To improve the methods of one-dimensional computation of the cascade using the integral characteristics of its lattices the method of definition of output losses was suggested taking into consideration radial nonuniformity of the velocity C_2 at a high clearance value. It is assumed that the flow velocity C_2 is constant along the radius at a minimum clearance value of 0.22 mm. A degree of the radial nonuniformity of velocity C_2 was taken into consideration using the cascade test data in different modes and at different clearances. The obtained test data on the influence of clearance on absolute losses with the output velocity are naturally not multi-purpose, because even for the cascade investigation, the kinetic energy of flow behind it depends not only on the clearance value and the averaged output angle but also on some other auxiliary factors.

Key words: axial cascade, radial clearance, efficiency factor, output losses, computation methods and the cascade power.

Введение

Параметры потока в периферийной зоне ступени существенно неравномерны как в радиальном, так и в тангенциальном направлениях, что обусловлено концевыми явлениями в решетках профилей, формой наружной ограничивающей поверхности ступени, величиной радиального зазора над рабочими лопатками и многими другими факторами. Для правильной оценки мощности ступени необходимо учитывать радиальную неравномерность абсолютной скорости потока за ступенью, влияющую на относительные потери с выходной скоростью ξ_{bc} и относительный внутренний (мощностной) КПД – η_{oi} . В наибольшей степени радиальный зазор влияет на работу маломерных ступеней реактивного типа. Исследо-

ванию одной из таких ступеней посвящены статьи [1–3].

В [2] показано, что на номинальном режиме при высоте необандаженных рабочих лопаток 20,73 мм увеличение радиального зазора над ними с 0,22 до 1 мм снижает относительный внутренний КПД на $\Delta\eta_{oi} = 0,064$. Основную роль при этом играет изменение потерь в рабочем колесе $\Delta\zeta_r$, а также изменение потерь с выходной скоростью $\Delta\xi_{bc}$. В данной статье приводятся экспериментальные данные, позволяющие определить $\Delta\xi_{bc}$, а также методика теплового расчета ступени с основной сопловой решеткой $\alpha_1 = 19^\circ$ на разных режимах.

Цель работы

Усовершенствовать методику одномерного теплового расчета ступени путем учета влияния величины радиального зазора на уровень радиальной неравномерности скорости потока за рабочим колесом.

Определить влияние осредненного угла выхода потока из ступени в абсолютном движении на изменение потерь с выходной скоростью.

Оценить влияние радиального зазора на изменение потерь с выходной скоростью, заторможенного и мощностного КПД, на работу сопловой решетке.

Методика определения влияния периферийной протечки на экономичность ступени

Периферийная протечка влияет на относительный внутренний КПД η_{oi} и «заторможенный» КПД η^* . В большинстве существующих методик снижение КПД (потеря от утечки) принимается пропорциональной относительно радиальному зазору $\bar{\delta} = \delta/l_d$. В расчетах паровых турбин обычно ограничиваются нахождением потери мощностного КПД $\Delta\eta_{oi} = \kappa_{oi}\bar{\delta}$, а в расчетах газовых турбин – потери заторможенного КПД $\Delta\eta^* = \kappa\bar{\delta}$. Однако для всесторонней оценки работы ступени необходимо находить как $\Delta\eta_{oi}$, так и $\Delta\eta^*$, поскольку в общем случае $\kappa_{oi} \neq \kappa$.

В [2] потери от утечки включены в интегральные потери рабочего колеса и приняты следующие обозначения:

$\Delta\zeta'_r = \zeta_{r1.0} - \zeta_{r0.22}$ – изменение роторных потерь;

$\Delta\xi'_{bc} = \xi_{bc1.0} - \xi_{bc0.22}$ – изменение выходных потерь при увеличении зазора от 0,22 до 1 мм. С учетом этих обозначений получены следующие зависимости для определения изменения потерь от утечки:

$$\begin{aligned} \Delta\eta'_{oi} &= \eta_{oi0.22} - \eta_{oi1.0} = \\ &= \Delta\zeta'_r \left(\frac{W_{2t}}{C_\phi} \right)^2 + \zeta_{п}(\rho_{0.22} - \rho_{1.0}) + \Delta\xi'_{bc}, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} (\Delta\eta^*)' &= \eta_{0.22}^* - \eta_{1.0}^* = \frac{\Delta\zeta'_r (W_{2t}/C_\phi)^2}{1 - \xi_{bc0.22}} + \\ &+ \frac{\zeta_{п}(\rho_{0.22} - \rho_{1.0})}{1 - \xi_{bc0.22}} + \frac{\Delta\xi'_{bc}(1 - \eta_{oi1.0} - \eta_{bc1.0})}{(1 - \xi_{bc0.22})(1 - \xi_{bc1.0})}. \end{aligned} \quad (2)$$

В зависимостях (1) и (2) первое слагаемое учитывает изменение потерь в РК, второе слагаемое – в сопловой решетке, последнее – выходных потерь. Анализ структуры формул (1) и (2) показывает, что изменение коэффициента выходных потерь при увеличении зазора существенно влияет

на коэффициент полезного действия η_{oi} и очень слабо на коэффициент полезного действия η^* .

Детальный анализ результатов эксперимента показал, что при значительном увеличении зазора в периферийной зоне за сопловой решеткой заметно снижается давление торможения, что повышает интегральные потери в соплах ($\zeta_{п1.0} > \zeta_{п0.22}$). Поэтому в формулах (1) и (2) вместо $\zeta_{п}(\rho_{0.22} - \rho_{1.0})$ целесообразнее использовать

$$\Delta\xi'_{п} = \xi_{п1.0} - \xi_{п0.22} = \zeta_{п1.0}(1 - \rho_{1.0}) - \zeta_{п0.22}(1 - \rho_{0.22}).$$

Если радиальный зазор изменяется от 0,22 мм до любого произвольного значения δ , то роторные потери изменятся на величину

$$\Delta\zeta'_r = \Delta\zeta'_r \frac{\delta - 0,22}{1 - 0,22} = 1,28\Delta\zeta'_r(\delta - 0,22),$$

потери в соплах на величину $\Delta\xi'_{п} = 1,28\Delta\xi'_{п}(\delta - 0,22)$, а выходные потери на величину $\Delta\xi'_{bc} = 1,28\Delta\xi'_{bc}(\delta - 0,22)$. На изменение роторных потерь $\Delta\zeta'_r$ влияет угол входа потока в РК β_1 [2], а параметр $\Delta\xi'_{bc}$, как будет показано ниже, зависит от величины выходных потерь $\Delta\xi_{bc0.22}$, а также от $\bar{\alpha}_{20.22}$ – осредненного угла выхода потока из ступени в абсолютном движении при зазоре $\delta = 0,22$ мм.

Анализ влияния радиального зазора на потери с выходной скоростью

На режимах с пониженным отношением скоростей U/C_ϕ РК обтекается с отрицательными углами атаки, а поток за ступенью имеет отрицательную закрутку (угол $\alpha_2 < 90^\circ$, рис. 1). С увеличением зазора через него в сечение 2, расположенное за РК, из сопловой решетки попадает все больше рабочего тела, имеющего положительную закрутку. Это снижает в потоке утечки окружную составляющую скорости. В нижележащих струйках тока, проходящих через периферийную зону рабочих лопаток, из-за интенсификации перетеканий через торцы лопаток и взаимодействия с более мощным потоком утечки резко снижается относительная скорость W_2 и увеличивается угол β_2 . Такое изменение W_2 и β_2 приводит к снижению в периферийных струйках тока окружной составляющей скорости (росту угла α_2) и потерь с выходной скоростью (рис. 2).

При $\delta = 0,22$ мм периферийная зона концевых потерь занимает не более 20 % высоты рабочих лопаток, а оси канальных вихрей располагаются в сечении 2 на радиусе 95,6 мм, где давление торможения и скорость потока C_2 минимальны. При $\delta = 0,6$ мм зона концевых потерь распространяется уже на 30 % высоты рабочей решетки, то есть в 10 раз превышает величину радиального зазора.

Дальнейшее увеличение δ до 1 мм не изменяет уже радиальную протяженность зоны периферийных концевых потерь, однако уровень этих потерь заметно возрастает, а оси канальных вихрей перемещаются на меньший радиус (94 мм в сечении 2).

Как уже отмечалось выше, величина зазора влияет не только на потери ζ_r и ξ_{bc} , но и на экономичность сопловой решетки.

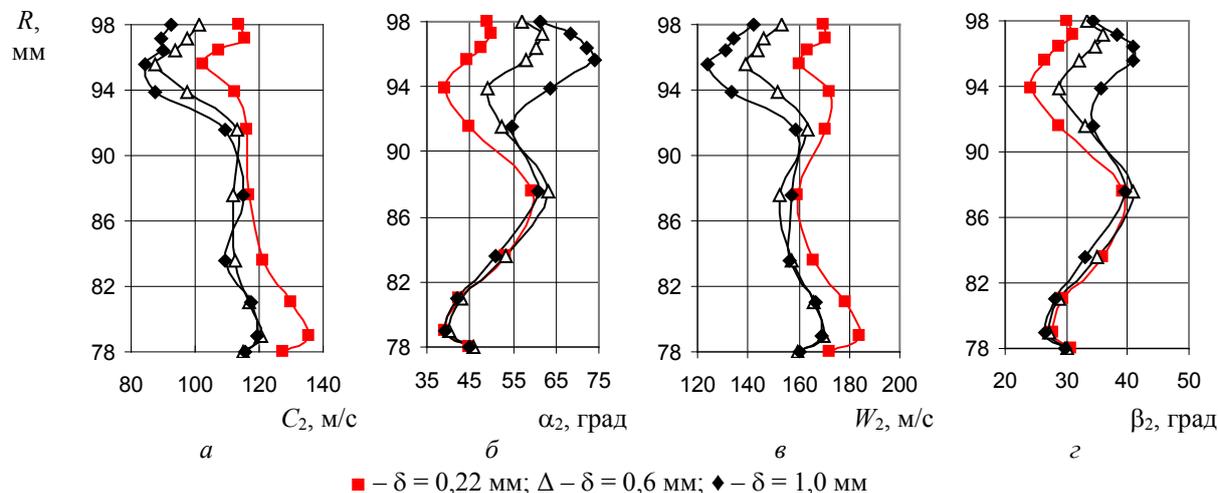


Рис. 1 – Влияние радиального зазора на характер распределения вдоль радиуса параметров потока за ступенью с $\alpha_1 = 27^\circ$ на режиме $U/C_\phi = 0,29$:

a, b – скорость и угол в абсолютном движении; v, z – скорость и угол в относительном движении

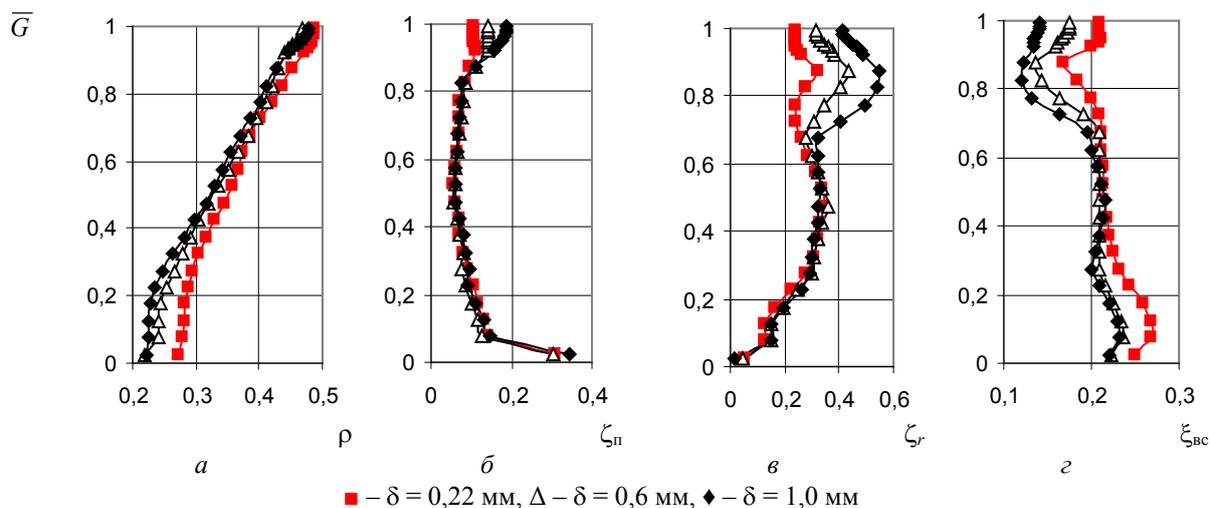


Рис. 2 – Влияние радиального зазора на степень реактивности и составляющие потерь на поверхностях равного расхода \bar{G} для ступени с $\alpha_1 = 27^\circ$ на режиме $U/C_\phi = 0,29$:

a – степень реактивности; b, v, z – относительные потери в соплах, на рабочих лопатках и с выходной скоростью

Исследования РК с основной ($\alpha_1 = 19^\circ$) и двумя вспомогательными ($\alpha_1 = 27^\circ$ и 45°) сопловыми решетками на разных режимах показали, что при увеличении зазора потери с выходной скоростью не изменяются, если осредненный угол выхода потока из ступени $\bar{\alpha}_{2,0.22} \approx 80^\circ$. Если $\bar{\alpha}_{2,0.22} > 80^\circ$, выходная потеря растет с ростом зазора, а при $\bar{\alpha}_{2,0.22} < 80^\circ$ – снижается (рис. 1). Вели-

чина $\Delta \xi'_{bc}$ зависит не только от угла $\bar{\alpha}_{2,0.22}$, но и угла выхода потока из сопел α_1 . При $\bar{\alpha}_{2,0.22} = \text{const}$ увеличение угла α_1 повышает относительные потери с выходной скоростью $\xi_{bc0.22}$ и $\xi_{bc1.0}$, однако, отношение $\Delta \xi'_{bc} / \xi_{bc0.22}$ (относительное изменение относительных потерь), как это видно из рис. 3, практически не изменяется. Таким образом, $\Delta \xi'_{bc}$ можно найти по параметрам ступе-

ни при зазоре $\delta = 0,22$ мм: углу $\bar{\alpha}_{2,0,22}$ и потере $\xi_{\text{вс}0,22}$.

Методика теплового расчета ступени

Для прогнозирования термогазодинамических характеристик высоконагруженных ступеней газовых турбин в натуральных условиях в НТУ «ХПИ» была разработана и апробирована методика, основанная на экспериментальном определении интегральных кольцевых решеток, входящих в состав ступени [3].

Для сопловой решетки – это интегральная потеря $\zeta_{\text{п}}$ и осредненный угол α_1 , которые зависят от числа Маха M_{1r} и числа Рейнольдса Re_{1r} . Для рабочей решетки – это интегральная потеря ζ_r и осредненный угол β_2 , зависящие от M_{1r} , Re_{2r} , β_1 , δ .

Для любого режима работы ступени в натуральных условиях надежная информация о величине $\zeta_{\text{п}}$, α_1 , ζ_r , β_2 позволяет в одномерной постановке определить все кинематические параметры, степень реактивности, расход, мощность и коэффициент полезного действия ступени.

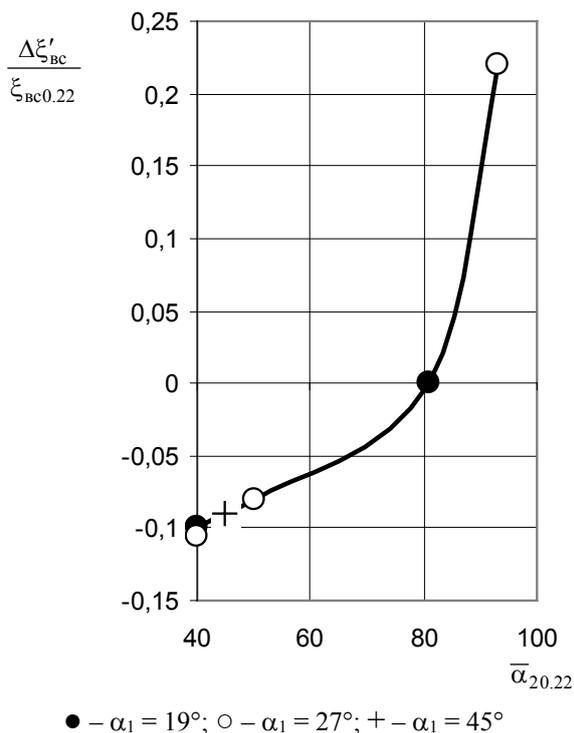


Рис. 3 – Влияние осредненного угла выхода потока из ступени $\bar{\alpha}_{2,0,22}$ на $\Delta \xi'_{\text{вс}} / \xi_{\text{вс}0,22}$ при увеличении радиального зазора от 0,22 до 1 мм

Как уже отмечалось выше, мощность ступени и КПД η_{oi} зависят от степени радиальной неравномерности скорости C_2 . Использование прямых

законов закрутки лопаточного аппарата и минимизация радиального зазора позволяют обеспечить постоянство скорости вдоль радиуса и минимизировать выходную потерю. Можно предположить, что при $\delta = 0,22$ мм в ступени с основной сопловой решеткой ($\alpha_1 = 19^\circ$) на всех режимах работы (по крайней мере на режимах, близких к оптимальным) скорость C_2 постоянна вдоль радиуса, а относительная потеря $\xi_{\text{вс}0,22} = C_2^2 / (2H_p)$, где C_2 – осредненная скорость потока, найденная по осредненной скорости $W_2 = W_{2r} \sqrt{1 - \zeta_r}$, осредненному углу β_2 и окружной скорости на среднем диаметре сечения 2.

При увеличении зазора до 1 мм неравномерностью скорости C_2 на периферии ступени пренебрегать уже нельзя. Для нахождения выходных потерь при $\delta = 1$ мм используется формула $\xi_{\text{вс}1,0} = \xi_{\text{вс}0,22} + \Delta \xi'_{\text{вс}}$, в которой $\Delta \xi'_{\text{вс}}$ находится по рис. 3 и учитывает как изменение осредненных характеристик ступени при увеличении радиального зазора, так и заметную радиальную неравномерность скорости C_2 при $\delta = 1$ мм.

Для нахождения выходных потерь при любом зазоре $\delta > 0,22$ мм необходимо сначала, изменив диаметр кольца над РК, рассчитать ступень при номинальном зазоре $\delta = 0,22$ мм и определить параметры $\bar{\alpha}_{2,0,22}$ и $\xi_{\text{вс}0,22}$. По ним и рис. 3, где показана зависимость $\Delta \xi'_{\text{вс}} / \xi_{\text{вс}0,22} = f(\bar{\alpha}_{2,0,22})$, находится потеря с выходной скоростью для ступени с фактическим значением зазора:

$$\xi_{\text{вс}} = \xi_{\text{вс}0,22} + \Delta \xi_{\text{вс}} = \xi_{\text{вс}0,22} + 1,28 \Delta \xi'_{\text{вс}} (\delta - 0,22).$$

Остальные характеристики, в том числе потери в соплах $\zeta_{\text{п}}$ и в РК ζ_r , определяются из теплового расчета ступени с фактической величиной радиального зазора. Это позволяет найти мощностью КПД $\eta_{oi} = 1 - \zeta_{\text{п}} - \zeta_r - \xi_{\text{вс}}$, КПД по параметрам торможения $\eta^* = \eta_{oi} / (1 - \xi_{\text{вс}})$, а также мощность ступени $N = GH_p \eta_{oi}$.

Выводы

1. Установлено, что при изменении радиального зазора основным фактором, влияющим на изменение относительных потерь с выходной скоростью, является осредненный угол выхода потока из ступени в абсолютном движении.

2. Показано, что при увеличении радиального зазора изменение потерь с выходной скоростью практически не влияет на заторможенный КПД, но весьма существенно изменяет мощностью КПД.

3. Усовершенствована методика одномерного теплового расчета ступени путем учета влияния величины радиального зазора на уровень радиаль-

ной неравномерности скорости потока за рабочим колесом.

4. Впервые экспериментально зафиксирован факт отрицательного влияния радиального зазора на работу сопловой решетки.

Список литературы

1. Лапузин А. В., Лим Ч. С., Юдин Ю. А., Субботович В. П. Расходные характеристики рабочего колеса осевой турбины. *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2008. № 6. С. 68–72. ISSN 2078-774X.
2. Лапузин А. В., Лим Ч. С., Субботович В. П., Юдин Ю. А., Юдин А. Ю. Влияние угла выхода потока из сопловой решетки и режима работы турбины на потери от утечки через радиальный зазор. *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2012. № 7. С. 54–59. ISSN 2078-774X.
3. Лим Чан Сан, Лапузин А. В., Субботович В. П., Юдин Ю. А. Методика моделирования газодинамических процессов в высоконагруженных ступенях газовых турбин. *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. 2002. № 9. Т. 12. С. 186–190.

References (transliterated)

1. Lapuzin A. V., Lim CH. S., Yudin Yu. A., Subbotovich V. P. (2008), "Raskhodnyye kharakteristiki rabocheho koleasa osevoy turbiny [Flow rate characteristics of axial turbine rotor blade cascade]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, 2008, no. 6, pp. 68–72, ISSN 2078-774X.
2. Lapuzin A. V., Lim CH. S., Subbotovich V. P., Yudin YU. A., Yudin A. YU. (2012), "Vliyaniye ugla vykhoda potoka iz soplovoy reshetki i rezhima raboty turbiny na poteri ot utechki cherez radial'nyy zazor [The influence of the nozzle cascade exit flow angle and the operating mode of the turbine on tip clearance leakage losses]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 7, pp. 54–59, ISSN 2078-774X.
3. Lim CH. S., Lapuzin A. V., Subbotovich V. P., Yudin YU. A. (2002), " Metodika modelirovaniya gazodinamicheskikh processov v vysokonagruzhennykh stupenyah gazovykh turbin [The method of modeling gas-dynamic processes for the gas turbine high-loaded stage] *Bulletin of NTU "KhPI"*, no. 9, vol. 12, pp. 186–190.

Поступила (received) 08.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Лапузін Олександр Вікторович (Лапузин Александр Викторович, Lapuzin Alexander) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: aleksanderlapuzin@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6445-3979>.

Суботович Валерій Петрович (Субботович Валерий Петрович, Subotovich Valery) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: subotovych@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7051-4758>.

Юдін Юрій Олексійович (Юдин Юрий Алексеевич, Yudin Yuriy) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: yury55yudin@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9770-2273>.

Юдін Олександр Юрійович (Юдин Александр Юрьевич, Yudin Alexander) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри турбінобудування; м. Харків; Україна; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5098-7796>.