

УДК 621.165:532.6

**Р. А. РУСАНОВ, А. В. РУСАНОВ, П. ЛАМПАРТ, М. А. ЧУГАЙ, Н. М. КУРСКАЯ****ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ЛОПАТОК РАДИАЛЬНЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ**

Розглянуто вплив форми профілю лопаток радіальних направляючих апаратів на ефективність високонавантаженого ступеня турбіни ORC з ступенем пониження повного тиску вище сімдесяти. Показано, що найбільшу ефективність забезпечує направляючий апарат, який побудовано з використанням нового аналітичного методу профілювання радіальних лопаток турбінних ступенів. Згідно з цим методом профіль задається в криволінійній системі координат, складається з вхідної і вихідної кромок, а також спинки та коритця, описаних кривими 5-го і 4-го порядків відповідно.

**Ключові слова:** радіально-осева турбіна, високонавантажений ступінь, проточна частина, аналітичний метод профілювання, просторова течія, чисельне моделювання.

Рассмотрено влияние формы профиля лопаток радиальных направляющих аппаратов на эффективность высоконагруженной ступени турбины ORC со степенью понижения полного давления выше семидесяти. Показано, что наибольшую эффективность обеспечивает направляющий аппарат, построенный с использованием нового аналитического метода профилирования радиальных лопаток турбинных ступеней. Согласно с этим методом профиль задается в криволинейной системе координат, состоит из входной и выходной кромок, а также спинки и корытца, описанных кривыми 5-го и 4-го порядков соответственно.

**Ключевые слова:** радиально-осевая турбина, высоконагруженная ступень, проточная часть, аналитический метод профилирования, пространственное течение, численное моделирование.

It was carried out a study of radial stator blades profile shape influence on the efficiency of high-loaded ORC turbine stage with the degree of reduction of the total pressure above 70. Three variants of turbines with different types of stator blade profiles are considered: the profile developed using a standard method for axial blades; the "half-drop" profile and the profile developed using the proposed method. It is shown that stator developed with the use of new method of analytical profiling of radial stator blades provides highest efficiency. The profile of radial blades is determined in a curvilinear coordinate system and consists of the trailing and leading edges, and also of suction and pressure sides described by polynomial curves of the 5th and 4th order, respectively. The special form of blade-to-blade channels allows us to obtain a low level of profile and trailing edge losses, as well as wave losses of kinetic energy. In the stage with proposed in paper stator blade shape, the kinetic energy losses related to the enthalpy drop in the stage were decreased by 2,2 % compared to the profile of a classic shape, and by 1,1 % compared to the "half-drop" profile. Using of the high-loaded stage with a new type of stator blade profile allowed us to significantly improve the aerodynamic characteristics of the flow part in the whole stage.

**Keywords:** radial-axial turbine, high-loaded stage, flow part, analytical method of profiling, spatial flow, numerical modeling.

**Введение.** Радиально-осевые турбины достаточно широко используются в энергетических и технологических устройствах, таких, как: турбодетандерные агрегаты различного назначения, когенерационные установки, работающие на низкокипящих рабочих телах (НРТ), приводы насосов и т. д. Они по сравнению с осевыми конструкциями обладают более высокой эффективностью для машин с относительно небольшими объемными расходами рабочего тела.

До недавнего времени в рабочих колесах (РК) радиально-осевых турбин в основном применялись лопатки с «пластинчатым» профилем, несмотря на это, на расчетных режимах они обеспечивали достаточно высокий уровень внутреннего КПД. На переменных режимах работы в таких конструкциях из-за нерасчетных углов натекания потока в межлопаточных каналах возникают существенные отрывные течения, что приводит к значительному снижению КПД. Для улучшения аэродинамических характеристик РК радиально-осевого типа на расчетных и, особенно на переменных режимах работы в последние годы стали использоваться лопатки сложной пространственной формы с телесными профилями [1, 2, 3, 4].

Вопросам профилирования лопаток направляющих аппаратов (НА) радиальных и радиально-осевых турбин уделялось значительно меньшее внимание. Это связано с тем, что, как

правило, вклад НА в суммарные потери кинетической энергии существенно ниже по сравнению с РК. Однако с внедрением новых технологий в производство лопаточных машин, в том числе в связи с применением магнитных подшипников, появилась возможность создавать высокооборотные турбины с частотой вращения 10–20 тыс., а в некоторых случаях и до 300 тыс. мин<sup>-1</sup> [5, 6]. Это позволяет сбрасывать большие тепловые перепады на одной ступени. При увеличении теплового перепада на ступени, как правило, необходимо обеспечить уменьшение угла выхода потока из решетки НА (угол потока отсчитывается от фронта решетки), что влечет за собой увеличение профильных и кромочных потерь. Кроме того, течение в решетках НА достигает сверхзвуковых скоростей, из-за чего возникают дополнительные волновые потери [7, 8]. В результате уровень потерь кинетической энергии в НА значительно возрастает и становится соизмеримым, или даже выше, потерь кинетической энергии в РК.

В статье представлены результаты исследования влияния формы профиля лопаток радиальных направляющих аппаратов на эффективность высоконагруженной ступени турбины ORC со степенью понижения полного давления выше семидесяти. Рассмотрен новый метод аналитического профилирования радиальных лопаток, с помощью которого создан один из исследованных направляющих аппаратов.

**1. Аналитический метод профилирования радиальных лопаток.** В основу метода построения геометрии профиля радиального лопаточного венца положен подход параметризации и аналитического профилирования осевых лопаток [9]. В отличие от метода [9] в рассматриваемом случае профиль задается не в декартовой, а в криволинейной системе координат  $\hat{\varphi}\hat{r}$  (рис. 1).

Криволинейные координаты  $\hat{\varphi}\hat{r}$  связаны с цилиндрическими  $r\varphi$  соотношениями:

$$r = r_{\bar{o}} - (\hat{r} - \hat{r}_{\bar{o}}); \varphi = \frac{\hat{\varphi} - \hat{\varphi}_{\bar{o}}}{t} \frac{2\pi}{N}, \quad (1)$$

где  $\hat{\varphi}_{\bar{o}}, \hat{r}_{\bar{o}}$  – координаты точки  $\bar{o}$  в системе координат  $\hat{\varphi}\hat{r}$ ;

$r_{\bar{o}}$  – радиальная координата точки  $\bar{o}$  в цилиндрической системе координат;  
 $N$  – число лопаток в решетке;

$$t = \frac{2\pi r_{\bar{o}}}{N} \text{ – шаг решетки в точке } \bar{o}.$$

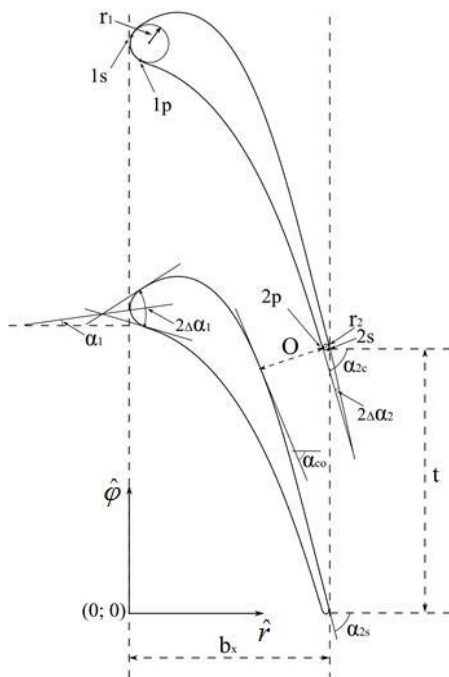


Рис. 1 – Решетка профилей

Профиль описывается входной и выходной кромками, а также кривыми спинки и корытца. Входная и выходная кромки являются окружностями, а кривые спинки – многочленами 5-го порядка, корытца – многочленами 4-го порядка вида:

$$\hat{\varphi}(\hat{r}) = \sum_{i=0}^5 a_i \hat{r}^i; a_i = \text{const}; \quad (2)$$

$$\hat{\varphi}(\hat{r}) = \sum_{i=0}^4 a_i \hat{r}^i, a_i = \text{const}. \quad (3)$$

При задании решетки профилей исходными данными являются:  $b_x$  – ширина профиля;  $\alpha_1$  – скелетный угол решетки на входе;  $r_1$  – радиус

входной кромки;  $\alpha_{2ef}$  – эффективный угол выхода потока;  $r_2$  – радиус выходной кромки;  $t$  – шаг решетки;  $\Delta\alpha_1, \Delta\alpha_2$  – углы "заострения" входной и выходной кромок;  $\alpha_{2bev}$  – угол "скоса" спинки,  $\alpha_{co} = \alpha_{2s} + \alpha_{2bev}$ ;  $1_s, 2_s, 1_p, 2_p$  – точки сопряжения входных и выходных кромок с кривыми спинки и корытца (см. рис. 1).

Коэффициенты кривой (2), описывающей спинку, рассчитываются итерационно из соотношений

$$\begin{cases} \hat{\varphi}'_s(\hat{r}_{1s}) = \text{tg}(\alpha_1 + \Delta\alpha_1), \\ \hat{\varphi}''_s(\hat{r}_{1s}) = \{\hat{\varphi}''_{s,0}\}, \\ \hat{\varphi}_s(\hat{r}_O) = \hat{\varphi}_O, \\ \hat{\varphi}'_s(\hat{r}_O) = \text{tg}(\alpha_{co}), \\ \hat{\varphi}_s(\hat{r}_{2s}) = \hat{\varphi}_{2s}, \\ \hat{\varphi}'_s(\hat{r}_{2s}) = \text{tg}(\alpha_{2s}). \end{cases} \quad (4)$$

Варируемые параметры для соотношений (4) являются  $\alpha_{2s}$  и  $\hat{\varphi}''_O$ , подбор которых должен обеспечить заданную величину горла решетки  $O$ , а также минимальное значение максимальной кривизны на множестве кривых (2) [8]. Величина горла определяется по заданным значениям шага решетки и эффективного угла

$$O = t \cos \alpha_{2ef}.$$

После определения кривой спинки и вписывания входной и выходной кромок итерационно рассчитываются коэффициенты кривой (3) для корытца с использованием соотношений

$$\begin{cases} \hat{\varphi}_p(\hat{r}_{1p}) = \hat{\varphi}_{1p}, \\ \hat{\varphi}'_p(\hat{r}_{1p}) = \text{tg}(\alpha_1 - \Delta\alpha_1), \\ \hat{\varphi}''_p(\hat{r}_{1p}) = \{\hat{\varphi}''_{p,0}\}, \\ \hat{\varphi}_p(\hat{r}_{2p}) = \hat{\varphi}_{2p}, \\ \hat{\varphi}'_p(\hat{r}_{2p}) = \text{tg}\alpha_{2c}, \end{cases} \quad (5)$$

где  $\hat{r}_{1p}, \hat{\varphi}_{1p}, \hat{r}_{2p}, \hat{\varphi}_{2p}$  – координаты касания кривой корытца с окружностями входной и выходной кромок, которые определяются по заданному углу  $\alpha_1 - \Delta\alpha_1$  на входной кромке и варьируемому углу  $\alpha_{2c}$  на выходной кромке. Угол  $\alpha_{2c}$  выбирается в интервале  $\alpha_{co}$  и  $\alpha_{2s}$  таким образом, чтобы обеспечить минимальное значение максимальной кривизны кривой корытца, либо задается равными  $\alpha_{2s} - \Delta\alpha_2$  [10].

**2. Исследование влияния формы направляющего аппарата на характеристики высоконагруженной радиально-осевой ступени турбины ORC.** В качестве объекта исследования выбрана радиально-осевая ступень турбины ORC мощностью 100 кВт, вид которой представлен на рис. 2, а результаты ее исследования приведены в работе [11].

Численное моделирование пространственных вязких течений выполнялось с использованием программного комплекса IPMFlow, являющегося

развитием программ FlowER и FlowER-U [12, 13]. Расчетная сетка состояла более чем из одного миллиона ячеек.

Турбина (ступень) работает при следующих условиях: параметры на входе – давление 1200 кПа, температура 553° К; параметры на выходе – давление 17 кПа; частота вращения – 14000 мин<sup>-1</sup>, рабочее тело – силикатное масло (MDM) в парообразном состоянии. Таким образом, на ступени срабатывается очень высокий перепад давлений – выше семидесяти.

В этой турбине профиль лопатки НА (вариант 1)

разработан с помощью стандартной методики, используемой для проектирования осевых лопаток [9]. Рассмотрены также еще два варианта турбины с различными типами профилей лопаток НА: профиль в виде «полукапли» (вариант 2) и профиль, разработанный с помощью предлагаемой методики (вариант 3). Вид всех вариантов исследованных решеток профилей представлен на рис. 3, а номера вариантов исследуемых решеток НА показаны цифрами.

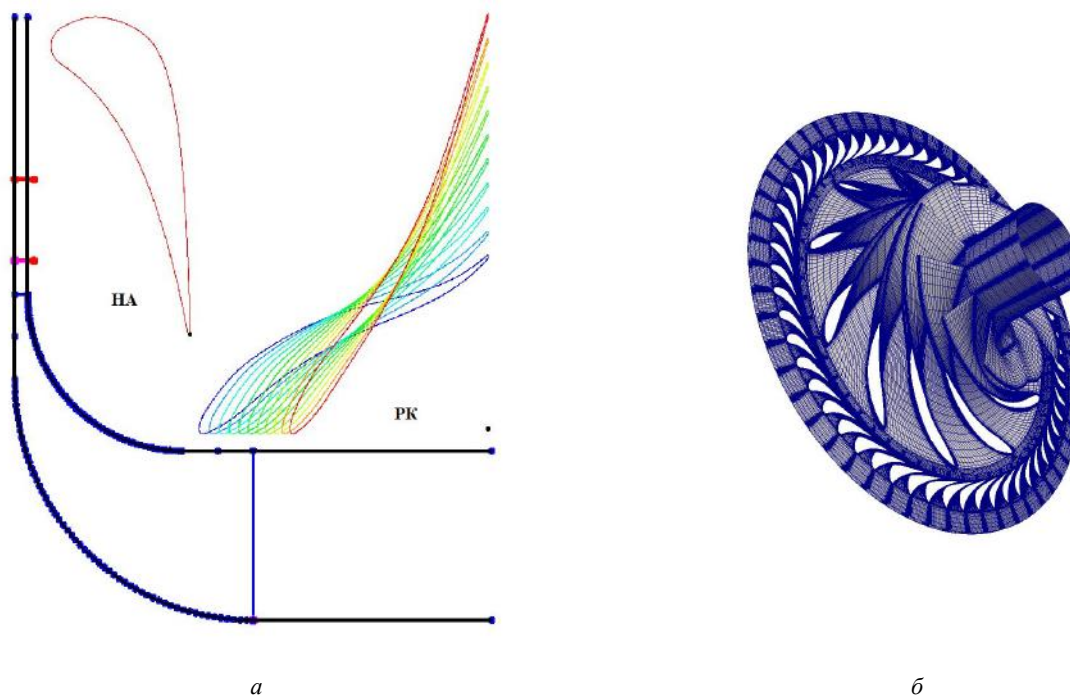


Рис. 2 – Вид первого варианта радиально-осевой проточной части:  
а – меридиональное сечение; б – изометрия

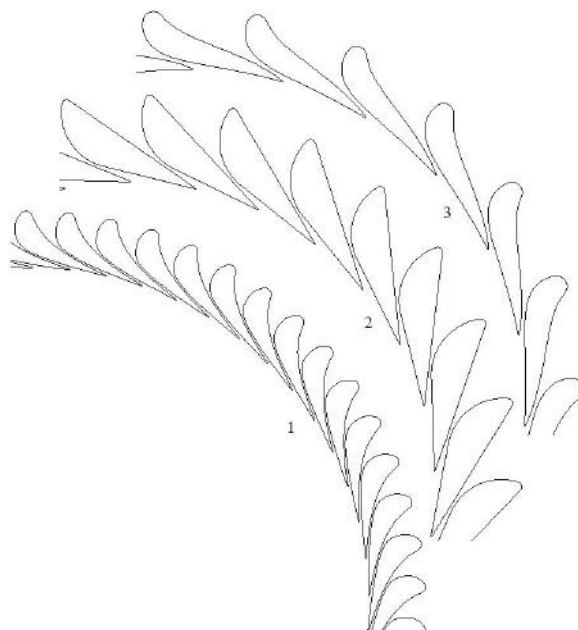


Рис. 3 – Вид исследуемых вариантов решеток НА

На рис. 4 представлена визуализация течения в межлопаточном канале РК для 1-го варианта НА. Из представленных результатов видно, что картина течения достаточно благоприятная: отсутствуют существенные отрывные зоны и наблюдается монотонное изменение статического давления. Так

как все рассмотренные варианты направляющих аппаратов обеспечивают близкие параметры потока в межлопаточном зазоре, картина течения в РК при всех НА, соответственно также будет подобной. Поэтому далее будут рассмотрены только результаты расчетов течения в НА и ступени в целом.

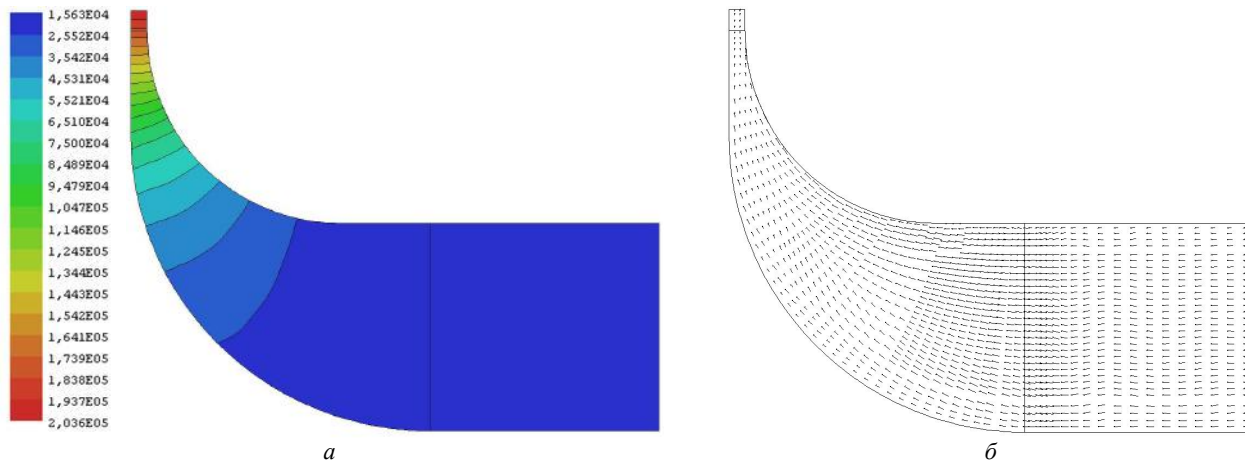


Рис. 4 – Результаты расчета течения в РК:  
а – изолинии числа Маха; б – векторы скорости

На рис. 5 представлены визуализация течения в межлопаточном канале и график распределения адиабатического числа Маха на поверхностях лопатки

1-го варианта НА, а в табл. 1 – основные интегральные характеристики ступени.

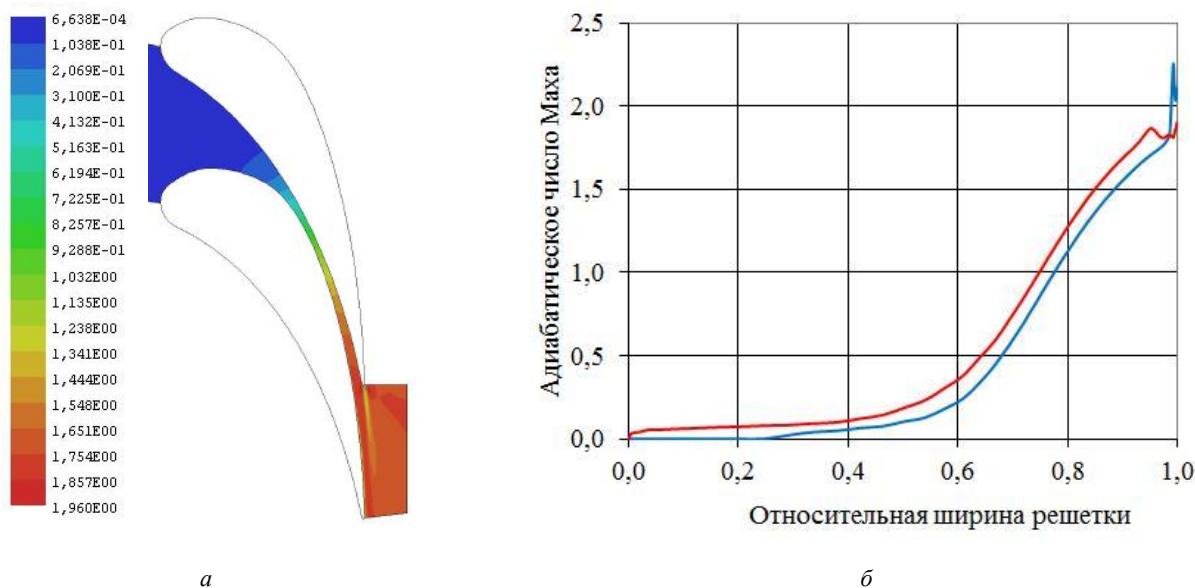


Рис. 5 – Результаты расчета течения в НА (вариант 1):  
а – изолинии числа Маха; б – адиабатическое число Маха

Таблица 1 – Интегральные характеристики

Вариант НА	1	2	3
Число лопаток НА	57	29	23
Массовый расход, кг/с	18,26	18,61	18,51
Потери кинетической энергии в НА, к перепаду в НА, %	20,01	17,4	15,05
Потери кинетической энергии в НА, к перепаду в ступени, %	7,95	6,89	5,75
Потери кинетической энергии в ступени, %	9,9	8,3	7,96
КПД ступени с учетом потерь с выходной скоростью, %	88,51	90,03	90,4

Из представленных результатов видно, что максимальное число Маха достигается за горлом решетки вниз по потоку и его величина не превышает двух. Это свидетельствует о том, что перерасширение потока за горлом является относительно небольшим для подобного рода течений, благодаря чему уровень волновых потерь должен быть относительно невысоким. Однако из-за большого числа лопаток (57) уровень профильных и кромочных потерь увеличивается. Потери кинетической энергии в решетке НА, отнесенные к тепловому перепаду в НА, составляют 20,01 %, а к перепаду в ступени – 7,95 %. Суммарные потери кинетической энергии в ступени составляют 9,9 %, т. е. вклад НА в эту величину в несколько раз превышает вклад РК. Необходимо отметить, что не удалось получить решетку с «классическими» профилями НА и меньшим числом

лопаток, т. к. в этом случае для обеспечения заданного массового расхода реализуется такой угол установки профилей, при котором хвостики загибались «вверх» по потоку, что приводило к очень существенному увеличению потерь кинетической энергии.

Во втором варианте НА были применены профили в виде «полукапли» (см. рис. 3), благодаря чему удалось уменьшить число лопаток до двадцати девяти, и, как следствие, снизились профильные и кромочные потери (табл. 1). Возросла суммарная эффективность как НА, так и ступени в целом. На рис. 6 представлены визуализация течения в межлопаточном канале и график распределения адиабатического числа Маха на поверхностях лопатки 2-го варианта НА.

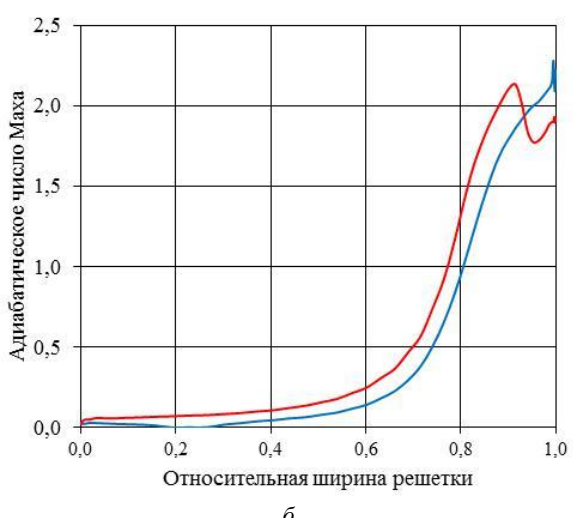
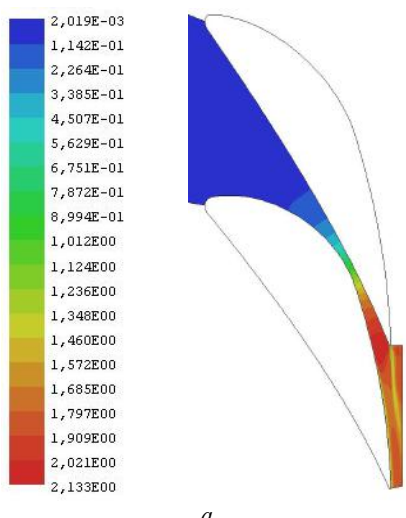


Рис. 6 – Результаты расчета течения в НА (вариант 2):  
 а – изолинии числа Маха; б – адиабатическое число Маха

Из приведенных результатов видно, что во 2-м варианте НА достигаются большие значения чисел Маха за горлом, что приводит к некоторому увеличению волновых потерь.

На рис. 7 представлены визуализация течения в межлопаточном канале и график распределения адиабатического числа Маха на поверхностях лопатки 3-го варианта НА.

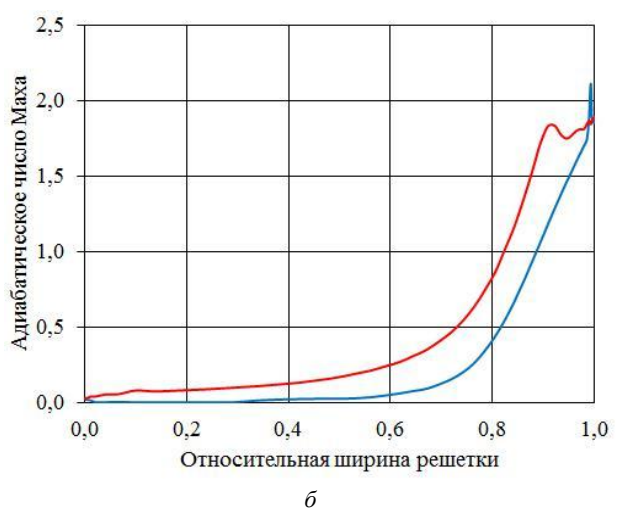
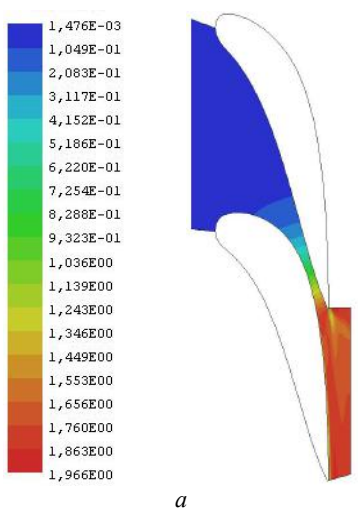


Рис. 7 – Результаты расчета течения в НА (вариант 3):  
 а – изолинии числа Маха; б – адиабатическое число Маха



В данном случае число лопаток удалось снизить до двадцати трех, но при этом величина максимальных значений чисел Маха сохранилась на уровне первого варианта решетки НА. В предложенном НА потери кинетической энергии, отнесенные к перепаду ступени, снизились на 2,2 % и 1,1 % по сравнению с первым и вторым вариантами решеток соответственно.

**Выводы.** Предложен аналитический метод построения профилей радиальных лопаток турбинных ступеней, в котором профиль задается в криволинейной системе координат, состоит из входной и выходной кромок, а также спинки и корытца, описанных кривыми 5-го и 4-го порядков соответственно. Метод дает возможность создавать высокоэффективные радиальные решетки НА высоконагруженных радиально-осевых ступеней. Специальная форма межлопаточных каналов позволяет обеспечить относительно низкий уровень как профильных и кромочных, так и волновых потерь кинетической энергии. Использование ступени с профилем НА нового типа позволило снизить потери кинетической энергии на 2,2 % по сравнению с профилем традиционной формы (применяемым в осевых турбинах) и на 1,1 % – с профилем в форме «полукапли».

#### Список литературы

1. Pasquale D. Shape Optimization of an Organic Rankine Cycle Radial Turbine Nozzle / D. Pasquale, A. Ghidoni, S. Rebay // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2013. – Vol. 135 (4). – P. GTP-12-1061. – DOI: 10.1115/1.4023118.
2. Jacob P. A. Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines: an automated approach / P. A. Jacob, Carlos Ventura, Andrew S. Rowlands [et al.] // Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering. – 2012. – Vol. 134. – P. 031102-1–031102-13. – DOI: 10.1115/1.4006174.
3. Русанов А. В. Метод проектирования высокоэффективных проточных частей турбодетандерных агрегатов / А. В. Русанов, С. В. Мусеев, П. Н. Сухорезький [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8 (95). – С. 67–72.
4. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modelling / A. Rusanov, R. Rusanov, P. Lampart // Open Engineering (formerly Central European Journal of Engineering). – 2015. – No. 5. – P. 399–410. – DOI: 10.1515/eng-2015-0047.
5. Tkacz E. Investigations of Oil Free Support Systems to Improve the Reliability of ORC Hermetic High Speed Turbomachinery / E. Tkacz, D. Kozanecka, Z. Kozanecki [et al.] // Mechanics and Mechanical Engineering. – 2011. – Vol. 15, no. 3. – P. 355–365.
6. Uusitalo A. Suitability of siloxanes for a mini ORC turbogenerator based on high-speed technology / A. Uusitalo, J. Honkatukia, T. Turunen-Saaresti [et al.] // First International Seminar on ORC Power Systems. – Delft, 2011.
7. Klonowicz P. Significance of loss correlations in performance prediction of small scale, highly loaded turbine stages working in Organic Rankine Cycles / P. Klonowicz, F. Heberle, M. Preifinger [et al.] // Energy. – 2014. – Vol. 72. – P. 322–330. – DOI: 10.1016/j.energy.2014.05.040.
8. Kurzrock J. W. Experimental Investigation of Supersonic Turbine Performance / J. W. Kurzrock // American Society of Mechanical Engineers. – 1989. – 89-GT-238.
9. Русанов А. В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин / А. В. Русанов, Н. В. Пащенко, А. И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – Вып. 2/7 (38). – С. 32–37.
10. Бойко А. В. Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбомашин / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко. – Харьков: «Вища школа». – 1989. – 217 с.
11. Rusanov A. Elaboration of the flow system for a cogeneration ORC turbine / A. Rusanov, P. Lampart, R. Rusanov [et al.] // Proc 12-th Conf on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow – ES 2013. – Pilzen, Czech Republic, 13–14 June 2013. – Publisher: University of West Bohemia, 2013 – 10 p.
12. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин: монография / А. В. Русанов, С. В. Еришов. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
13. Еришов С. В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER»: свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір ПА № 77 / С. В. Еришов, А. В. Русанов. – Державне агентство України з авторських та суміжних прав; опубл. 19.02.96. – 1 с.

#### Referenses (transliterated)

1. Pasquale, D., A. Ghidoni and S. Rebay. "Shape Optimization of an Organic Rankine Cycle Radial Turbine Nozzle." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 135.4 (2013): GTP-12-1061. DOI 10.1115/1.4023118. Print.
2. Jacob, P. A., et al. "Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines: an automated approach." *Trans. ASME: Journal of Fluids Engineering* 134 (2012): 031102-1–031102-13. DOI 10.1115/1.4006174. Print.
3. Rusanov, A. V. et al. "Metod proektirovaniia vysokoeffektivnykh protochnykh chastei turbodetandernykh agregatov." *Aviatsionno-kosmicheskaia tekhnika i tekhnologiia* 8.95 (2012): 67–72. Print.
4. Rusanov, A., R. Rusanov and P. Lampart. "Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modelling." *Open Engineering (formerly Central European Journal of Engineering)* 5 (2015): 399–410. DOI 10.1515/eng-2015-0047. Print.
5. Tkacz, E., et al. "Investigations of Oil Free Support Systems to Improve the Reliability of ORC Hermetic High Speed Turbomachinery." *Mechanics and Mechanical Engineering* 15.3 (2011), 355–365. Print.
6. Uusitalo, A., et al. "Suitability of siloxanes for a mini ORC turbogenerator based on high-speed technology." *First International Seminar on ORC Power Systems*. Delft, 2011.
7. Klonowicz, P., et al. "Significance of loss correlations in performance prediction of small scale, highly loaded turbine stages working in Organic Rankine Cycles." *Energy*. Vol. 72. 2014. 322–330. DOI 10.1016/j.energy.2014.05.040. Print.
8. Kurzrock, J. W. "Experimental Investigation of Supersonic Turbine Performance." *American Society of Mechanical Engineers*. 1989. 89-GT-238. Print.
9. Rusanov, A. V., N. V. Pashchenko and A. I. Kos'yanova. "Metod analiticheskogo profilirovaniia lopatochnykh ventsov protochnykh chastei osevykh turbin." *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* 2/7.38 (2009), 32–37. Print.
10. Boyko, A. V., and Yu. N. Govorushchenko. *Osnovy teorii optimalnogo proektirovaniia protochnykh chastei osevykh turbomashin*. Kharkov: Vishcha shkola, 1989. Print.
11. Rusanov, A., et al. "Elaboration of the flow system for a cogeneration ORC turbine." *Proc 12-th Conf on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow*. Pilzen, Czech Republic, 13–14 June 2013. 10. Print.
12. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. *Matematicheskoe modelirovanie nestatsionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashin: monografiya*. Kharkov: IPMach NAS of Ukraine, 2008. Print.
13. Yershov, S. V., and A. V. Rusanov. *Kompleks prohram rozrakhunku tryvymirnykh techiy hazu v bahatovintsevykh turbomashynakh "FlowER"*. State Agency of Ukraine on Copyright and Related Rights, PA number 77. 19 February 1996. Print.

Поступила (received) 05.11.2016

**Влияние формы лопаток радиальных направляющих аппаратов на эффективность турбинных ступеней / Р. А. Русанов, А. В. Русанов, П. Лампарт, М. А. Чугай, Н. М. Курская** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – X. : НТУ «ХП», 2016. – № 41 (1213). – С. 11–17. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441.

**Влияние формы лопаток радиальных направляющих аппаратов на эффективность турбинных ступеней / Р. А. Русанов, А. В. Русанов, П. Лампарт, М. А. Чугай, Н. М. Курская** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – X. : НТУ «ХП», 2016. – № 41 (1213). – С. 11–17. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441.

**Influence of radial stator blades form on efficiency of turbine stages / R. A. Rusanov, A. V. Rusanov, P. Lampart, M. A. Chugay, N. M. Kurskaya** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 11–17. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2411-3441.

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Русанов Роман Андрійович** – аспірант, Інститут проточних машин ім. Р. Шевальського Польської академії наук, асистент відділу турбін, м. Гданськ; тел.: (4858) 699-52-48; e-mail: rrusanov@imp.gda.pl.

**Русанов Роман Андреевич** – аспірант, Інститут проточних машин ім. Р. Шевальського Польської академії наук, асистент отдела турбін, г. Гданськ; тел.: (4858) 699-52-48; e-mail: rrusanov@imp.gda.pl.

**Rusanov Roman Andreevich** – Postgraduate Student, The Szewalski Institute of fluid-flow machinery Polish Academy of Sciences, Assistent of the Turbine Department, Gdańsk; tel.: (4858) 699-52-48; e-mail: rrusanov@imp.gda.pl.

**Русанов Андрій Вікторович** – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, заступник директора ІПМаш НАН України з наукової роботи, м. Харків; тел.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

**Русанов Андрей Викторович** – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, заступник директора ІПМаш НАН України по науковій роботі, г. Харків; тел.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

**Rusanov Andrey Viktorovich** – Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Deputy Director IPMach NAS of Ukraine for Science, Kharkov; tel.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

**Лампарт Пётр** – доктор технічних наук, Інститут проточних машин ім. Р. Шевальського Польської академії наук, завідувач відділом турбін, м. Гданськ; тел.: (4858) 699-52-66; e-mail: lampart@imp.gda.pl.

**Лампарт Пётр** – доктор технічних наук, Інститут проточних машин ім. Р. Шевальського Польської академії наук, заведуючий отделом турбін, г. Гданськ; тел.: (4858) 699-52-66; e-mail: lampart@imp.gda.pl.

**Lampart Piotr** – Doctor of Technical Sciences, The Szewalski Institute of fluid-flow machinery Polish Academy of Sciences, Head of the Turbine Department, Gdańsk; tel.: (4858) 699-52-66; e-mail: lampart@imp.gda.pl.

**Чугай Марина Олександрівна** – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу гідроаеромеханіки енергетичних машин, м. Харків; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: mchugay@ipmach.kharkov.ua.

**Чугай Марина Александровна** – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. Н. Подгорного НАН України, старший науковий співробітник отдела гідроаеромеханіки енергетичних машин, г. Харків; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: mchugay@ipmach.kharkov.ua.

**Chugay Marina Alexandrovna** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), The A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Senior Research Officer at the Department for Bladed Machinery, Kharkov; tel.: (057) 349-47-91; e-mail: mchugay@ipmach.kharkov.ua.

**Курська Наталія Марсовна** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, вчений секретар, м. Харків; тел.: (057) 349-47-01; e-mail: kursk@ipmach.kharkov.ua.

**Курская Наталья Марсовна** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. Н. Подгорного НАН України, учений секретар, г. Харків; тел.: (057) 349-47-01; e-mail: kursk@ipmach.kharkov.ua.

**Kurskaya Natalia Marsovna** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Officer, The A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Learned Secretary, Kharkov; tel.: (057) 349-47-01; e-mail: kursk@ipmach.kharkov.ua.