

УДК 621.165:532,6

Р.А. РУСАНОВ¹, П. КЛОНОВИЧ¹, А.В. РУСАНОВ², П. ЛАМПАРТ¹, М. ШИМАНЯК¹,
М.А. ЧУГАЙ², Н.В. ПАЩЕНКО²

¹Институт проточных машин им. Р. Шевальского Польской академии наук, Гданьск, Польша

²Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина

РАЗРАБОТКА ДИЗАЙНА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ ДЛЯ ЛАБОРАТОРНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ОРС УСТАНОВКИ

Рассмотрены несколько вариантов проточных частей радиально-осевой турбины мощностью 30 кВт для когенерационной установки, использующей в качестве рабочего тела SES36. Численное исследование 3D-течений выполнены с учетом реальных свойств рабочего тела, для определения которых использовались справочные таблицы и модифицированное уравнение состояния Бенедикта-Вебба-Рубина. Представленные турбины характеризуются малым углом выхода потока из направляющего аппарата, величина которого составляет около 4,5. Газодинамическая эффективность разработанных проточных частей турбин удовлетворяет требованиям, предъявляемым к энергетическим машинам подобного рода.

Ключевые слова: когенерационная установка, низкокипящие рабочие тела, численный метод, турбина, радиально-осевая ступень.

Введение

Перспективным направлением развития энергосберегающих технологий как для Украины, так и для стран Европы является использование когенерационных установок малой мощности, работающих на низкокипящих рабочих телах (НРТ). Такие установки могут применяться и для утилизации низкотемпературных тепловых отходов, и для работы на возобновляемых топливах – различных видах биомасс.

Важным элементом подобных когенерационных установок является турбина. Особенность таких турбин – относительно малые габариты, что усложняет задачу по обеспечению приемлемого уровня газодинамической эффективности.

В работе представлены несколько вариантов радиально-осевых проточных частей турбин для когенерационных установок, использующих НРТ.

1. Схема установки. Исходные данные для создания турбины

Энергетические установки, работающие по органическому циклу Ренкина (ORC), по принципу действия идентичны установкам высокой мощности, использующих в качестве рабочего тела водяной пар. Области применения обычных паровых установок, а также установок, основанных на технологии ORC [1], показаны на рисунке 1.

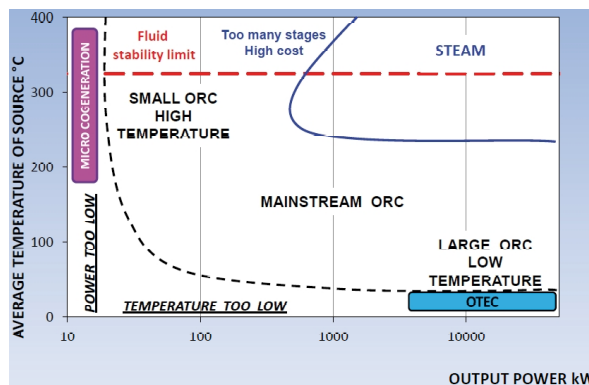


Рис. 1. Области применения различных энергетических установок

В Институте проточных машин им. Р. Шевальского Польской академии наук (IMP PAN) разработана высокоэффективная комбинированная установка мощностью выше 400 кВт, которая состоит из поршневого двигателя и блока ORC (надстройка ORC). Основным генератором энергии является поршневой двигатель внутреннего сгорания, использующий в качестве топлива природный газ (также возможно применение синтез- и биогазов). Рассмотрено несколько вариантов надстройки ORC:

1) блок ORC утилизирует тепло выхлопных газов и тепло от системы охлаждения двигателя;

2) блок ORC утилизирует тепло выхлопных газов, а тепло от системы охлаждения используется для отопления.

В установке, применяемой в IMP PAN, используется только тепло выхлопных газов. Схема установки приведена на рисунке 2. Рабочим телом надстройки ORC является SES36. Тепло выхлопных газов принимается газотермомасляным теплообменником, а затем при помощи промежуточного теплоносителя – термостойкого масла Vесо 5НТ передается в нагреватель и испаритель блока ORC.

Рабочее тело надстройки ORC после нагрева и испарения попадает в турбину, которая вы-

рабатывает механическую энергию и передает ее на электрический генератор. После расширения в турбине рабочее тело проходит через рекуператор, где отбирается часть его тепла. Окончательное охлаждение и конденсация рабочего тела осуществляются в конденсаторе.

Приняты следующие параметры термодинамического цикла ORC: давление/температура на входе в турбину – 16 bar/ 145 °С, давление/температура в конденсаторе – 1.6 bar/ 50 °С. КПД ORC блока – 16%.

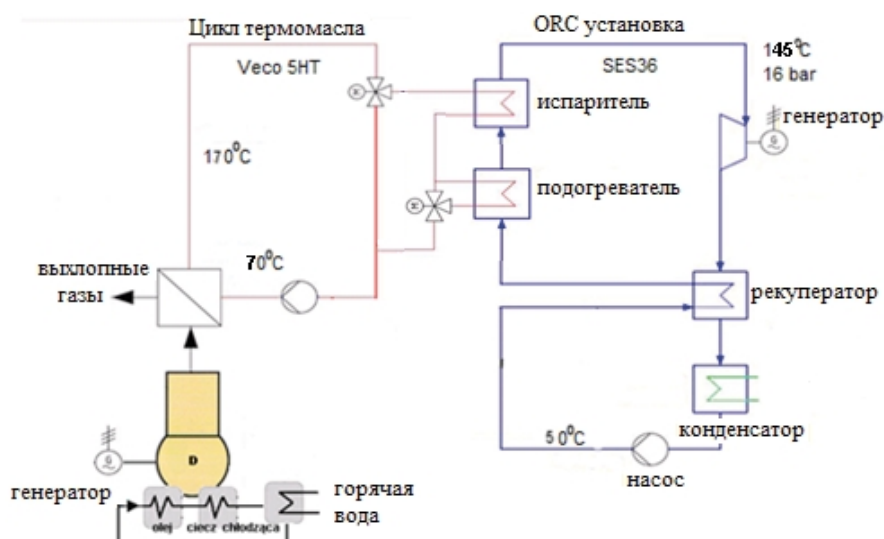
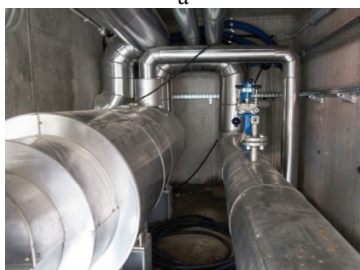


Рис. 2. Схема когенерационной установки с ДВС и блоком ORC



а



б



в

Рис. 3. Газопаровая система ORC в IMP PAN: ДВС MAN (а), котел-утилизатор (б) и ORC установка мощностью 40 кВт с расширителем (в)

2. Обоснование выбора радиально-осевой турбины

Для многих случаев турбина с радиально-осевой ступенью является оптимальным решением. Основным преимуществом радиально-осевых ступеней является их высокая эффективность для малых значений объемных расходов [4]. При этом известно, что применение установок ORC целесообразно для малой выработки. На основе сказанного можно утверждать, что для установок ORC наиболее подходят радиально-осевые турбины. Это также подтверждено в многочисленных публикациях [5–7].

Пример конструкции установки ORC и результаты расчетов турбогенератора мощностью 30 кВт, с использованием радиально-осевой ступени, представлены Кангом [5]. На рисунках 4 и 5 показаны 3D-модель и фотография устройства.

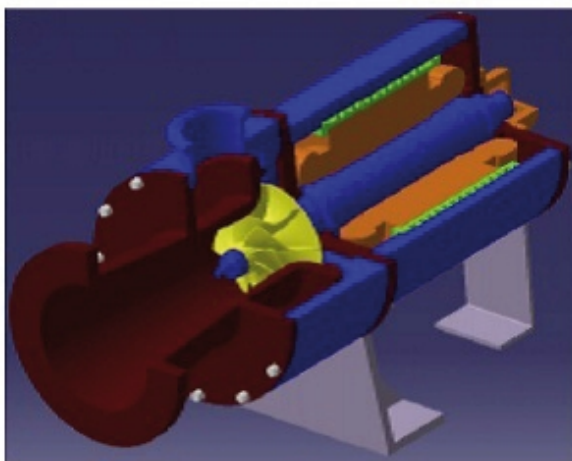


Рис. 4. 3D-модель турбогенератора, разработанного для рабочего тела R245fa

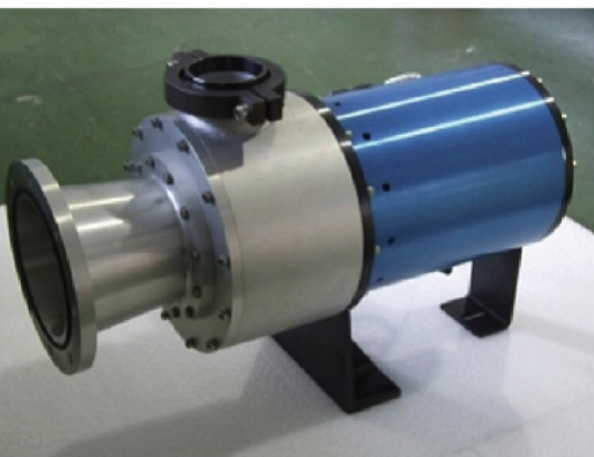


Рис. 5. Фотография турбогенератора, разработанного для рабочего тела R245fa

3. Радиально-осевая однопоточная турбина

Основные параметры турбины приведены в таблице 1. Для выполнения требования обеспечения минимально допустимого значения высоты канала на входе в турбину (не менее 5 мм) был принят угол выхода потока из НА α_1 равный 4.4° . Треугольники скоростей для данной проточной части показаны на рисунке 6, а основные геометрические характеристики – на рисунке 7.

Проточные части лопаток НА и РК построены в программе BladeGen, которая является составной частью программного комплекса Ansys.

Профили лопаток НА (рис.8) имеют конусообразную форму.

Вид разработанной проточной части представлен на рисунке 9.

Таблица 1
Расчетные параметры турбины

Давление на входе	14.64 bar(абс)
Температура на входе	414.15 К
Давление на выходе	2.2 bar(абс)
Массовый расход	1.22 кг/сек
Скорость вращения	15000 об/мин

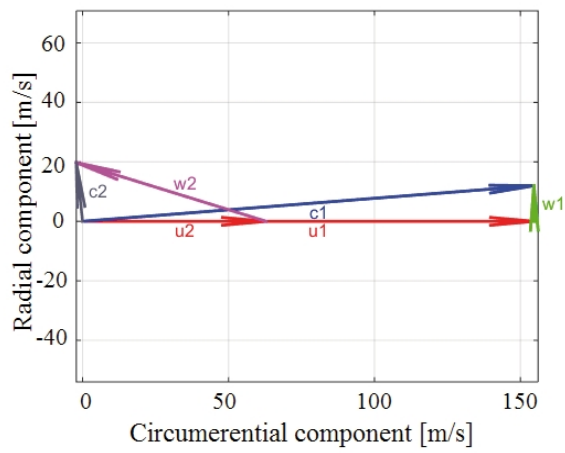


Рис. 6. Треугольники скоростей

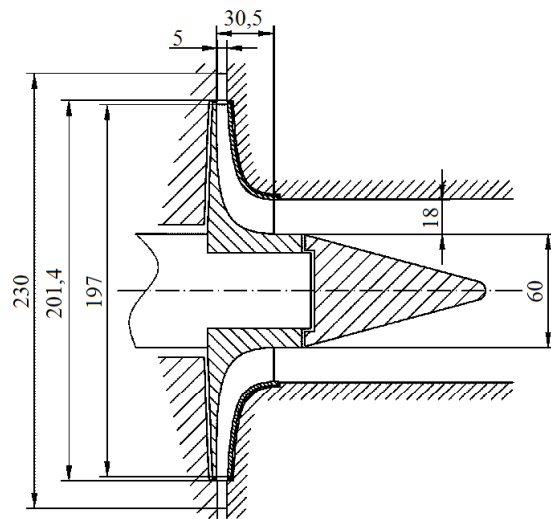


Рис. 7. Основные геометрические характеристики проточной части

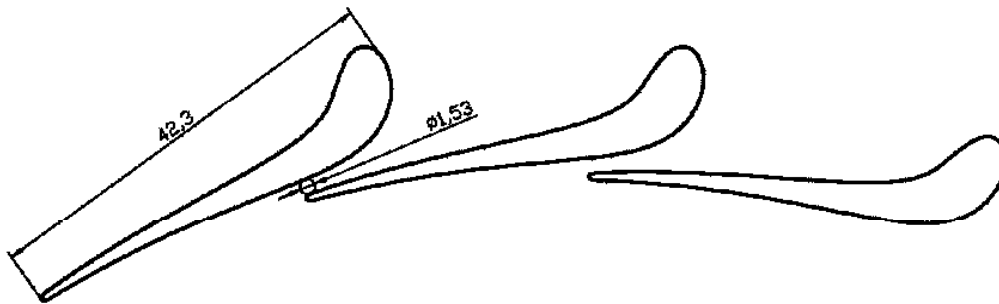


Рис. 8. Вид спроектированного НА



Рис. 9. Вид разработанной проточной части

3D-расчеты выполнены в программном комплексе Ansys CFX. Расчетная сетка включает по одному межлопаточному каналу НА и РК и содержит около 800 тыс. элементов, из которых около 450 тыс. приходится на НА и 350 тыс. на РК. Основные результаты 1D и 3D расчетов представлены в таблицах 2 и 3 соответственно.

Видно, что, несмотря на относительно большое число Маха (среднее значение числа Маха в межлопаточном канале НА – 1.33 [11]), была достигнута достаточно высокая эффективность проточной части – 88%. Расчеты проводились без учета протечек. Картина визуализации течения потока показана на рисунках 10 и 11.

Таблица 2

Основные результаты расчетов ступени

1D		3D		Количество лопаток		Момент	Скорость вращения
P, кВт	η	P, кВт	η	НА	РК	M, Нм	N, об/мин
29.4	0.86	30.2	0.88	22	15	19.23	15 000

Таблица 3

Результаты расчета ступени

P_0 , кПа	P_1 , кПа	P_2 , кПа	T_0 , К	T_1 , К	T_2 , К
1464	492	220	414.15	386.45	370.1

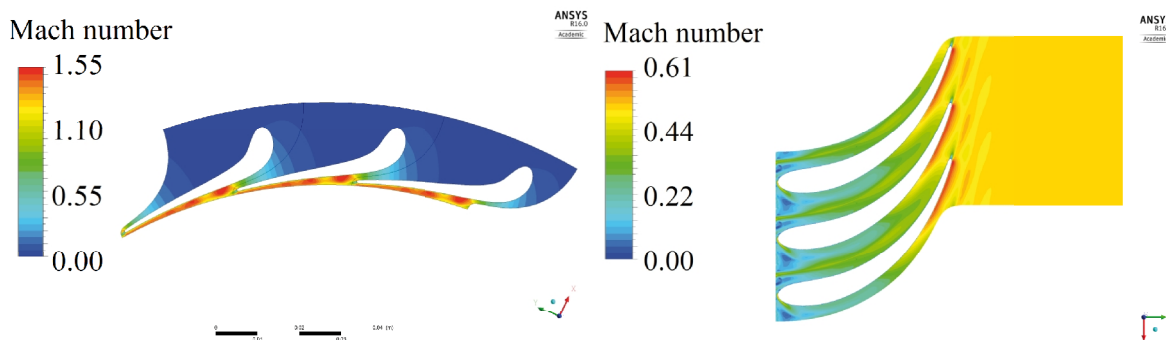


Рис. 10. Изолинии чисел Маха в среднем сечении канала НА

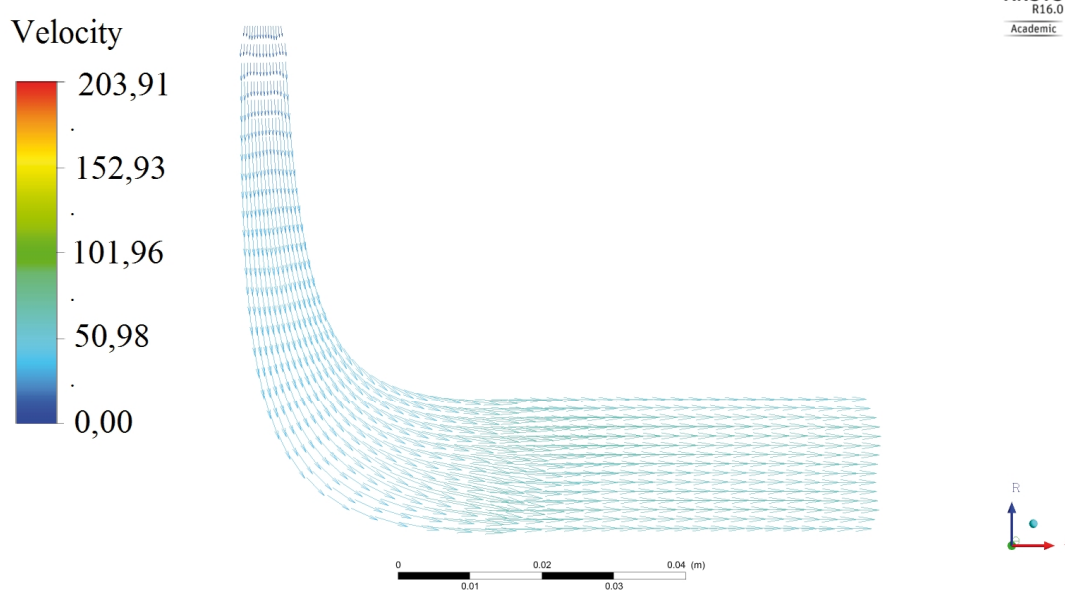


Рис. 11. Векторы скорости в среднем меридиональном сечении РК

4. Радиально-осевая двухпоточная турбина

Основным недостатком однопоточной радиально-осевой конструкции является наличие существенного осевого усилия. Такой недостаток отсутствует в двухпоточной турбине, в которой поток начиная с радиального участка разделяется на два симметричных осевых потока (в разные стороны).

На рисунке 12 представлен вид проточной части, а в таблице 4 – основные геометрические характеристики двухпоточной радиально-

осевой турбины (одного потока). 3D-расчеты спроектированной проточной части проводились с помощью программного комплекса IPMFlow [12]. Расчет выполнен на сетке с суммарным числом ячеек более 1 млн (около 500 тыс. ячеек в одном венце) с использованием уравнения состояния Бенедикта-Вебба-Рубина с 32 членами [13].

На рисунках 13 и 14 представлена визуализация течения в проточной части, а в таблице 5 – ее интегральные характеристики, полученные по результатам 3D-расчета.

Таблица 4

Геометрические характеристики первого варианта радиально-осевой проточной части

$r_{вх^2}$ НА	$r_{вых^2}$ НА	$l_{вх^2}$ НА	$l_{вых^2}$ НА	z , НА
100	85,96	3	3	41
$r_{вх^2}$ РК	$r_{ср.вых^2}$ РК	$l_{вх^2}$ РК	$l_{вых^2}$ РК	z , РК
81	36,3	3	16	16

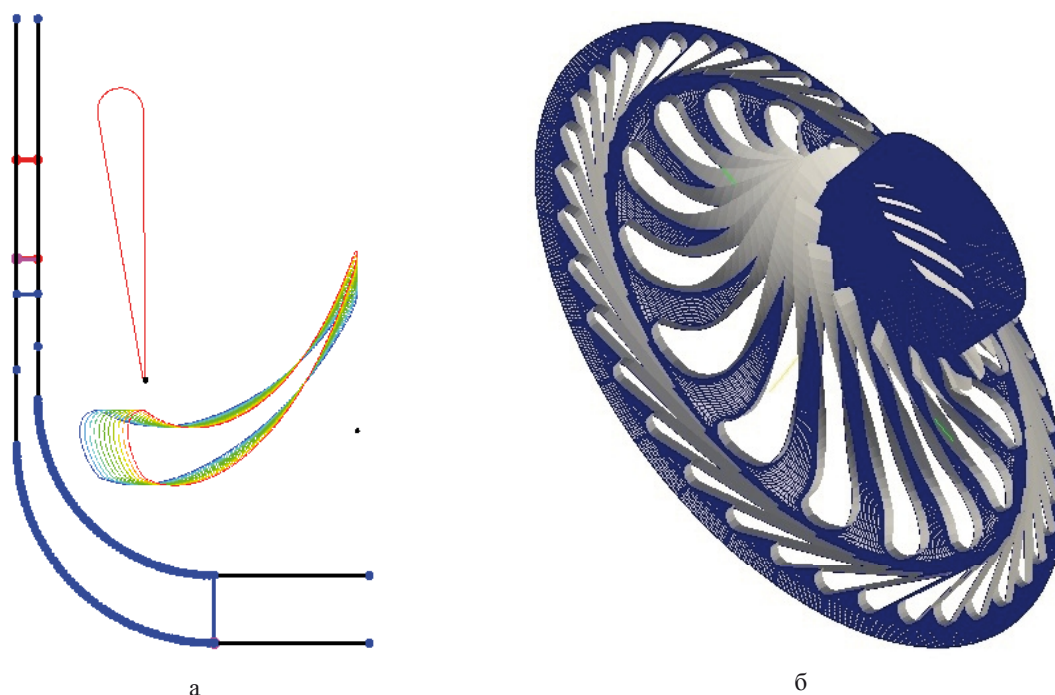


Рис. 12. Вид первого варианта радиально-осевой проточной части:
а – меридиональное сечение; б – изометрия

Несмотря на то, что проточная часть состоит из одной ступени, на которой срабатывает большой тепловой перепад, в ней наблюдается благоприятная картина обтекания. Максимальная величина числа Маха во всей проточ-

ной части не превышает 2, отсутствуют скачки уплотнения и отрывы потока. Предложенная проточная часть имеет высокую газодинамическую эффективность, ее внутренний КПД составляет 88,5 %.

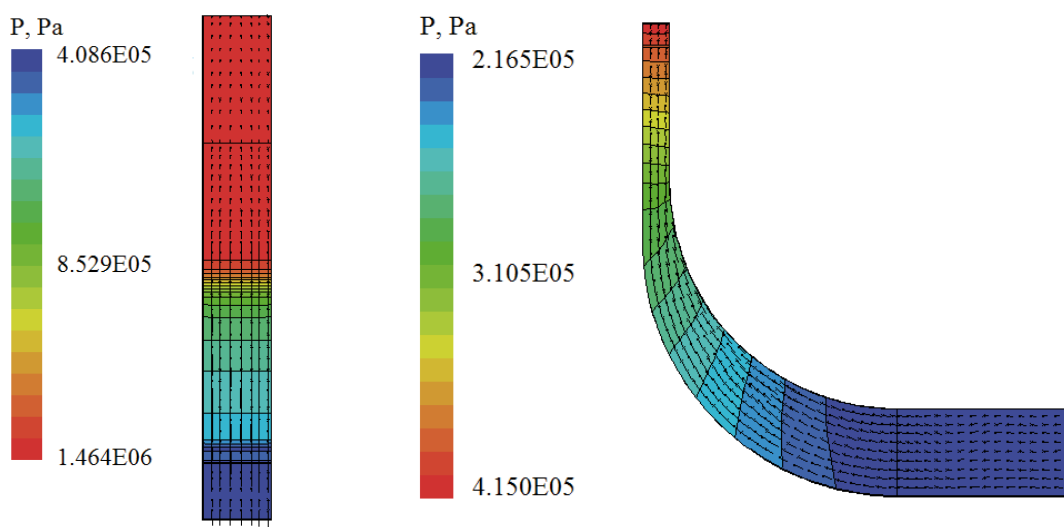


Рис. 13. Векторы скорости и изолинии давления в среднем меридиональном сечении: а – НА; б – РК

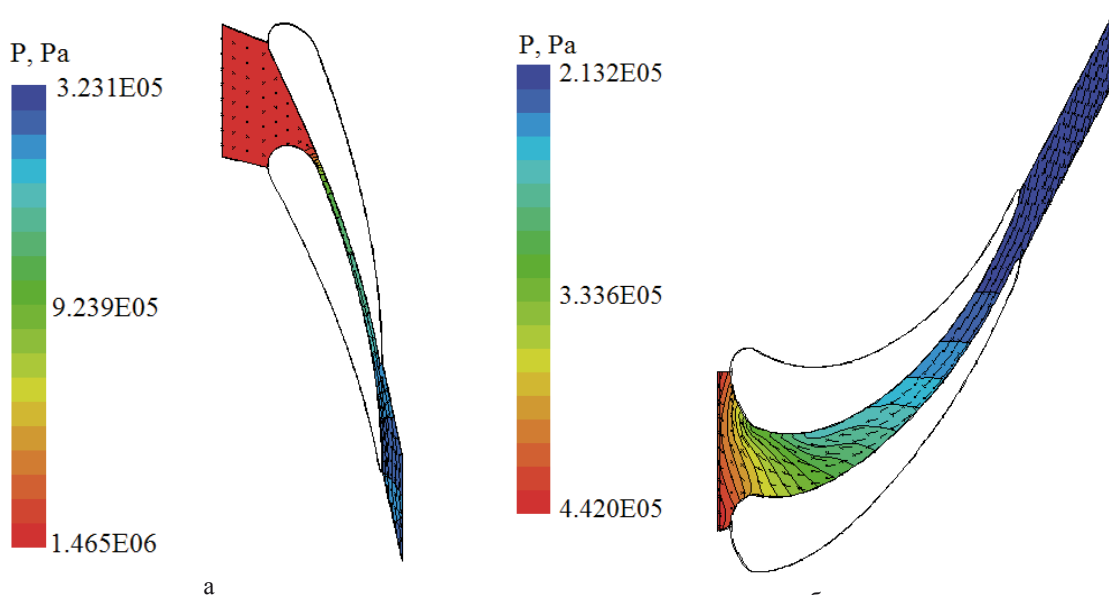


Рис. 14. Векторы скорости и изолинии давления в среднем тангенциальном сечении: а – НА; б – РК

Таблица 5

Основные интегральные характеристики проточной части

P_1 , кПа	T_1 , К	T_2 , К	c_1 , м/с	c_2 , м/с	w_1	w_2	α_2 , град	N , Вт	η , %
440,586	394,67	379,77	152,099	29,859	26,74	72,769	7,671	30097	88,48

5. Описание выбранной конструкции

Несмотря на полученную высокую газодинамическую эффективность, из-за технологических сложностей изготовления и большой материалоемкости было принято решение не применять конструкцию двухпоточной турбины.

Для выбранной конструкции в связи с высокой скоростью вращения и большими осевыми усилиями одним из наиболее проблематичных узлов являются подшипники. С учетом того,

что разработанная установка является лабораторным образцом, а главной задачей является исследование проточной части, было принято решение использовать шариковые подшипники, которые характеризуются высокой жесткостью, доступностью, быстро могут быть заменены и выдерживают большие осевые усилия. Их основным недостатком является малый ресурс эксплуатации. 3D-модель турбогенератора показана на рисунке 15.

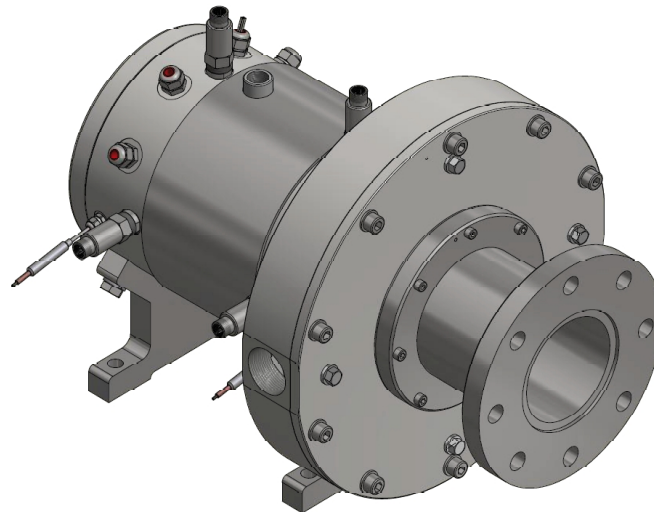


Рис. 15. 3D-модель турбогенератора, использующего в качестве рабочего тела SES 36

6. Выводы

Предложено несколько вариантов радиально-осевых проточных частей турбин для когенерационной установки, использующей в качестве рабочего тела SES36. Все рассмотренные варианты турбин имеют относительно высокую газодинамическую эффективность. Однопоточная радиально-осевая конструкция несколько уступает варианту двухпоточной турбины по КПД, однако, ее преимуществом является то, что она имеет меньшие габариты, металлоемкость и, соответственно, стоимость.

В настоящее время образец турбогенератора изготовлен и проходят его лабораторные испытания.

Литература

1. Gaia M. 30 years of Organic Rankine Cycle Development [Electronic resource] / M. Gaia // 1st Int. Seminar on ORC Power Systems, 22-23 September 2011. - Delft, 2011. Available online : www.kcorc.org/en/literature/orc2011-proceedings.
2. Rusanov, A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling [Text] / A. Rusanov, R. Rusanov, P. Lampart // Open Engineering. – 2015. – Vol. 5(1). – P. 399–410. DOI 10.1515/eng-2015-0047.
3. Elaboration of the flow system for a co-generation ORC turbine [Electronic resource] / A. Rusanov, P. Lampart, S. Rusanov [at all] // Thermodynamics & Fluid Flow ES 2013 : Proc. 12-th Conf. on Power System Engineering, 13-14 June 2013, Plsen, Czech Rep. – 2013. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
4. Balje, O. E. A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines: Part A-Similarity Relations and Design Criteria of Turbines [Text] /

O. E. Baljй // J. Eng. Power. – 1962. – Vol. 84(1). – P. 83.

5. Kang S. H. Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid [Text] / S. H. Kang // Energy. – 2012. – Vol. 41(1). – P. 514–524.

6. Capata R. Preliminary Design and Simulation of a Turbo Expander for Small Rated Power Organic Rankine Cycle (ORC) [Text] / R. Capata, G. Hernandez // Energies. – 2014. – Vol. 7(11). – P. 7067–7093.

7. Methods for design of radia-axial turbines for ORC cogeneration unit working with MDM [Text] / P. Klonowicz, R. Rusanov, A. Rusanov [at all] // Bull. NTU “KhPI”. Ser., Power heat Eng. Process. Equip. – 2015. – Vol. 16(1125). – P. 67–77.

8. Klonowicz P. Design and numerical study of turbines operating with MDM asworking fluid [Text] / P. Klonowicz // Open Engineering. – 2015. – Vol. 5(1). DOI 10.1515/eng-2015-0050. – P. 120-128.

9. Suchocki T. Numerical investigation of a GTM-140 turbojet engine [Text] / T. Suchocki, P. Lampart, P. Klonowicz // Zesz. Nauk. Ciepl. Masz. Przeplywowe – Turbomach, Politech, ydzka. – 2014. – No. 145, – P. 115–116.

10. Design and performance measurements of an organic vapour turbine [Text] / P. Klonowicz, A. Borsukiewicz-Gozdur, P. Hanausek [at all] // Appl. Therm. Eng. - 2014. – Vol. 63(1). – P. 297–303.

11. Three-Dimensional RANS Simulation of a High-Speed Organic Rankine Cycle Turbine [Text] / J. Harinck, D. Pasquale, R. Pecnik [at all] // First International Seminar on ORC Power Systems ORC 2011, Delft, The Netherlands. – 2011.

12. Calculations of 3D viscous compressible turbomachinery flows [Text] / S. Yershov, A. Rusanov, A. Gardzilewicz [at all] // Proc. 2nd Symp. on

Comp. Technologies for Fluid / Thermal / Chemical Systems with Industrial Applications, ASME PVP Division Conf., 1-5 August 1999, Boston, USA, PVP. – 1999. – Vol. 397(2). – P. 143–154.

13. Русанов А. В. Интерполяционно-аналитическая аппроксимация модифицированного уравнения состояния Бенедикта-

Вебба-Рубина для учета реальных свойств рабочих тел в трехмерных расчетах [Текст] / А. В. Русанов, П. Лампарт, Р. А. Русанов // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2014. – Вып. 3. – С. 18–23.

Поступила в редакцию 17.06.2016

Р.А. Русанов, П. Клонович, А.В. Русанов, П. Лампарт, М. Шиманяк, М.О. Чугай, Н.В. Пашенко. Розробка дизайну проточної частини турбіни для лабораторної енергетичної ORC установки

Представлено кілька варіантів радіально-осьових проточних частин турбін потужністю 30 кВт для когенераційної установки, що використовує як робоче тіло SES36. Чисельне дослідження 3D-течії в проточних частинах виконано з урахуванням реальних властивостей робочого тіла, що визначаються за допомогою довідкових таблиць і модифікованого рівняння стану Бенедикта-Вебба-Рубіна. Представлені турбіни характеризуються дуже малим кутом виходу потоку (близько 4,5) з направляючого апарату. Газодинамічна ефективність розроблених проточних частин турбін є достатньою для енергетичних машин подібного виду.

Ключові слова: когенераційна установка, низькокиплячі робочі тіла, чисельний метод, турбіна, радіально-осьова ступінь.

R.A. Rusanov, P. Klonowicz, A.V. Rusanov, P. Lampart, M. Szymaniak, M.A. Chugay, N.V. Pashchenko. Elaboration of the flow part of turbine for laboratory energy ORC unit

Presented several options of 30 kW radial-axial turbine flow parts for cogeneration plant, which uses as a working oil SES36. Numerical investigation of 3D flow in flow parts are made based on actual properties of the working fluid, which are determined using a reference tables and modified Benedict-Webb-Rubin equation of state. Presented turbines are characterized by a very small output angle of stream (about 4,5) from the stator. Gas-dynamic efficiency of the developed part of the turbine flow is sufficient to power machines of this kind.

Key words: cogeneration unit, low-boiling working body, numerical method, turbine, radial-axial stage.