

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ORC УСТАНОВОК С ОРГАНИЧЕСКИМИ РАБОЧИМИ ЖИДКОСТЯМИ

Ю.М. БРОДОВ., О.В. КОМАРОВ., В.А. СЕДУНИН., В.Л. БЛИНОВ., И.С. ЕЛАГИН

Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург

В статье представлен анализ современных технологий преобразования потенциала низкотемпературных источников теплоты в электрическую энергию, известных как ORC технологии, и их сравнение с классическими паротурбинными установками. Особое внимание уделено конструктивным особенностям основных элементов принципиальных схем установок и отличиям теплофизических свойств рабочих жидкостей, а также их влиянию на эксплуатационные характеристики и экономическую эффективность установки в целом.

Ключевые слова: утилизация теплоты, ORC технологии, органические рабочие жидкости, конфигурации ORC установок.

В настоящее время достаточно много компаний, производителей ORC оборудования, предлагает большое количество различных ORC систем с широким диапазоном возможных мощностей и вариантов конструктивного исполнения. Совокупная глобальная мощность ORC энергосистем имеет явно выраженную тенденцию роста и по оценкам [1], только с учетом установок, которые вошли в эксплуатацию после 1995 года, составляет около 2000 МВт. Однако имеется большое количество неявных на первый взгляд, но непосредственно влияющих на эффективность работы всей системы, технических аспектов отдельных элементов оборудования ORC установок. Ниже представлен анализ основных компонентов, которые и определяют эффективность всей системы в целом.

При проектировании установок на основе термодинамического цикла Ренкина, в котором жидкость представляет собой органическое соединение (рис. 1), необходимо учитывать следующие факторы [2]:

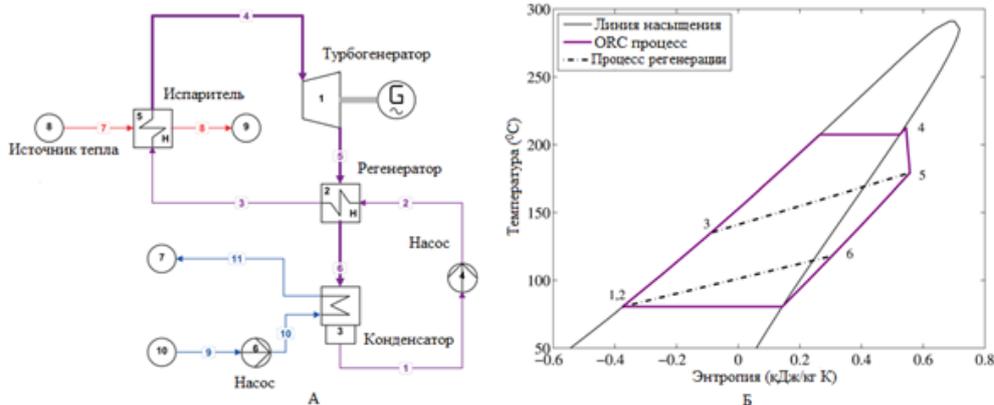


Рис. 1. Вариант технологической схемы ORC установки (А) и соответствующий процесс цикла в t - s диаграмме (Б) [1]

- Если выбор рабочей жидкости является дополнительной степенью свободы при проектировании термодинамического цикла, то жидкость может быть выбрана

оптимальной с термодинамической и технико-экономической точки зрения. Теплофизические свойства жидкости непосредственно влияют на соответствие цикла температурному профилю рабочего источника тепловой энергии. Ключевыми параметрами рабочей жидкости являются: температура кипения, линия насыщения, теплоемкость.

- При использовании органических рабочих жидкостей возможна реализация такой конфигурации цикла, которая была бы недопустима в классическом пароводяном цикле: возможна реализация сверхкритического цикла, даже если источник тепловой энергии имеет низкую температуру. Уровни давления и плотности рабочей жидкости в системе могут выбираться, в определенной степени, независимо от температуры цикла. Например, относительно низкая температура жидкости в испарителе может соответствовать высокому давлению и наоборот.

- Для энергоустановки небольшой мощности, от нескольких КВт до нескольких МВт, реализация эффективного, надежного и экономически обоснованного расширительного агрегата (детандера) на водяном паре является сложной задачей, поскольку имеются крайне низкие значения массового расхода, высокие значения коэффициента расширения и удельной работы. Таким образом, проектирование эффективной осевой или радиальной турбины представляется сложной задачей (табл. 1). Детандеры объемного типа, в свою очередь, должны решать целый комплекс проблем со сложными вопросами смазки, а чистая эффективность расширения существенно зависит от утечек пара и потерь на трение. Вода не может эффективно смазывать контактные поверхности в турбине, поэтому она должна быть смешана со смазкой, что снижает термодинамическую эффективность и может вызвать термическое разложение рабочей жидкости при прохождении через испаритель. Кроме того, температура замерзания воды слишком высока для применения в сложных климатических условиях, а очень низкое давление в конденсаторе детандера может привести к очень большому его размерам.

Таблица 1

Основные параметры оптимальной ORC системы и оптимальной паровой электростанции, предназначенной для той же мощности источника и тепловых условий эксплуатации

Параметр	Органическая жидкость «Sil MDM»	Вода
$T_{ист} \text{ }^{\circ}\text{C}$	300	300
$G_{ист} \text{ кг/с}$	23,6	23,6
η_m	0,9	0,9
η_H	0,65	0,65
$T_0 \text{ П } \text{ }^{\circ}\text{C}$	212	270
$T_{конд} \text{ }^{\circ}\text{C}$	80	80
$P_0 \text{ П МПа}$	0,35	0,65
$P_{конд} \text{ С КПа}$	9	47
$G \text{ кг/с}$	11,9	1,3
π_m	37,7	13,7
$h \text{ кДж/кг}$	56,7	491,3
$N_{эл}$	573,4	528,2
<i>Индексы "П" и "С" стоят для полных и статических условий, "G" это массовый расход, "h" это изэнтропическая работа расширения. Для электрического генератора и электродвигателя насоса предполагается эффективность 96%. Оптимальным термодинамический циклом для паросиловых установок в этом случае является перегретый цикл без регенерации.</i>		

Если рабочая жидкость является органической, то намного меньшее снижение энтальпии при расширении позволяет спроектировать детандерный агрегат с более низкой частотой вращения и более высоким расходом при той же выходной мощности (см. табл. 1). Для большинства рабочих жидкостей, пригодных в *ORC* системах, процесс расширения полностью сухой, что в принципе позволяет избежать проблемы эрозии лопаток и снижения эффективности расширения из-за конденсации. Ряд органических рабочих жидкостей также имеют хорошие свойства для их применения в качестве смазки, что может быть использовано для упрощения системы; для многих органических жидкостей температура замерзания значительно ниже, чем у воды, и замерзание не влечет за собой опасного увеличения объема [3].

Очевидно, что выбор рабочей жидкости влияет на термодинамическую эффективность системы и на конструкцию всех элементов ее оборудования. Например, если источник тепловой энергии является относительно небольшим и имеет достаточно высокую температуру (2 МВт и $T_{\text{источника}} > 300 \text{ }^\circ\text{C}$), выбор жидкости, образованной сложными молекулами (большая удельная теплоемкость) позволяет реализовывать перегретый безрегенеративный цикл в качестве оптимального (см. табл. 1).

Относительно большой объем потока рабочего тела из-за малого снижения энтальпии при расширении позволяет спроектировать эффективную и простую турбину при достаточно больших размерах ее проточной части. Малые значения изоэнтропической работы расширения позволяют также ограничить число ступеней турбины, а полученная частота вращения может быть в 2–10 раз меньше по сравнению с частотой вращения паровой турбины, предназначенной для тех же рабочих условий. В свою очередь, очень низкие значения скорости звука в расширяющихся органических парах приводят к тому, что поток рабочего тела является сверхзвуковым даже при небольшой степени расширения. Необходимость уменьшения количества ступеней турбины приводит в большинстве случаев к принятию сверхзвукового соплового аппарата первой ступени, который требует особого внимания при проектировании. В зависимости от температуры конденсации, объемный расход рабочего тела на выходе из турбины может быть достаточно большим, что требует сравнительно громоздких регенератора и конденсатора. Как следствие, могут возникнуть проблемы, связанные с массо-габаритными и экономическими показателями теплообменного оборудования. Следует также отметить, что регенерация оказывает положительное влияние на тепловой КПД цикла, но может отрицательно повлиять на температуру, до которой источник теплоты может быть охлажден (возможность ограничивается температурой состояния, линия 3 на рис. 1 (Б)). Это влияет на количество тепловой энергии, которая может быть преобразована в механическую работу.

В настоящее время *ORC* технология переживает период бурного развития (рис. 2), так как одно из основных преимуществ и уникальность энергетических систем *ORC* определяется тем, что технология применима практически к любому внешнему источнику тепловой энергии, с температурным перепадом между тепловым источником и приемником в пределах от 30 до 500 $^\circ\text{C}$ [4]. Поэтому системы *ORC* технически пригодны для преобразования возобновляемых или эквивалентных возобновляемым источников энергии [5], например:

- геотермальных резервуаров (жидко-преобладающих или паро-преобладающих, где пар слишком загрязнен кислыми газами и твердыми частицами, чтобы непосредственно расширяться в турбине);
- солнечного излучения;
- получаемых при сжигании биомассы;
- реализуемых при рекуперации теплоты промышленных предприятий;

• получаемых при регенерации отходов тепловой энергии из других первичных двигателей (поршневых двигателей, газовых турбин, топливных элементов, и т.д.).

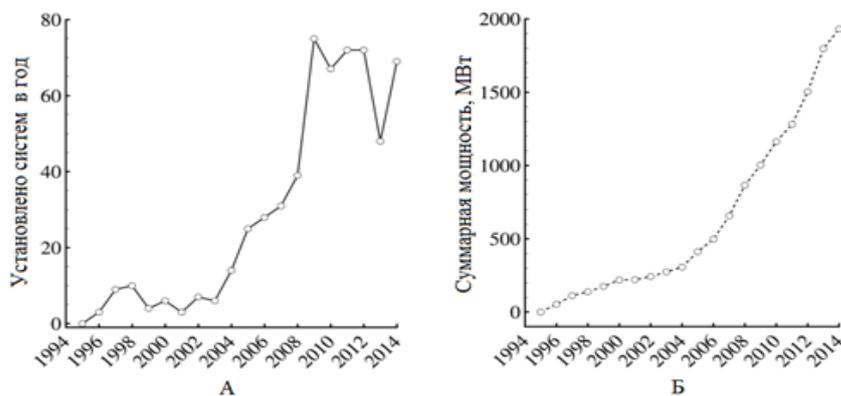


Рис. 2. Количество введенных в эксплуатацию установок в год (А) и суммарная мощность (Б) коммерческих ORC электростанций, введенных в эксплуатацию в период с 1995 по конец 2013 года [1]

Рабочие жидкости

Выбор рабочей жидкости имеет ряд ограничений, которые могут быть более или менее строгими в зависимости от назначения установки. Основные требования к рабочей жидкости – она должна быть:

- не токсична, не горюча, не вызывать коррозию;
- термически стабильна и совместима со всеми содержащимися в конструкции, в том числе уплотнительными, материалами во всем диапазоне температур цикла;
- иметь хорошие свойства смазки и высокий уровень теплопередачи;
- в случае использования для охлаждения генератора, быть диэлектриком и совместимой с используемой изоляцией;
- иметь низкую стоимость.

Особо следует уделить внимание классификации рабочих жидкостей, так как проектные решения по поводу конфигурации цикла и рабочей жидкости тесно связаны и имеют влияние на выбор и проектирование основных элементов системы. В настоящее время общепринятыми являются циклы с использованием насыщенного и перегретого рабочего тела. Необходимо учитывать, что небольшая степень перегрева рабочей жидкости необходима в случае использования осевой или радиальной турбины, чтобы избежать эрозии лопаток. Конфигурация сверхкритического цикла была принята лишь в нескольких экспериментальных случаях [6, 7], она может быть оптимальна с чисто термодинамической точки зрения, но потребляемая мощность основного питательного насоса становится очень большой.

В случае создания установок большой мощности, преимущество, связанное с выбором оптимальной рабочей жидкости – это возможность разработать эффективную турбину для скоростей вращения, которые позволяют реализовать прямое соединение с синхронным генератором (3000/1500 оборотов в минуту, если частота сети 50 Гц или 3600/1800 оборотов в минуту, если это 60 Гц). Если это невозможно, могут быть использованы редукторы.

Наиболее часто используемые рабочие жидкости и их основные свойства представлены в табл. 3. В целом, жидкости, образованные более сложными молекулами, подходят для применения при высокой температуре (например, силоксаны и толуол) и малой или средней мощности установок, а образованные с помощью

простых молекул (например, хладагенты и алканы) в низкотемпературных установках большой мощности.

Таблица 3

Основные свойства наиболее распространенных рабочих жидкостей, используемых в настоящее время в *ORC* системах [8]

Наименование жидкости	Химическая формула	Молярная масса (г/моль)	Критическая температура (°C)	Критическое давление (КПа)	Критическая плотность (кг ⁻³)	Температура кипения (°C)	Давление пара при 80°C (КПа)
Толуол	C ₇ H ₈	92,1	318,6	4126	278,8	110,6	38,9
Циклопентан	C ₅ H ₁₀	70,1	238,5	4515	272,6	49,2	252,2
Изопентан	C ₅ H ₁₂	72,1	187,2	3378	215,7	27,8	457,5
Изобунтан	C ₄ H ₁₀	58,1	134,7	3629	224,6	-11,8	1343,8
MDM (оксиметилтрисилоксан)	C ₈ H ₂₄ Si ₃ O ₂	236,5	290,9	1415	302,9	152,5	91,0
MM (оксаметилдисилоксан)	C ₆ H ₁₈ OSi ₂	162,4	245,9	1939	292,9	100,2	53,7
PP1 (перфтор-2-метилпентан)	C ₆ F ₁₄	338,0	182,1	1923	635,0	57,0	206,0
R245fa (1,1,1,3,3 – пентафторпропан)	C ₃ H ₃ F ₅	134,0	154,0	3651	489,3	15,1	789,3
R134a (1,1,1,2 – тетрафторэтан)	C ₂ H ₂ F ₄	102,0	101,1	4059	545,6	-26,1	2633,2
Solkatherm SES36	Смесь	184,9	176,1	2849	238,0	35,3	384,0

Считаем необходимым отметить, что для наиболее известных рабочих жидкостей (углеводороды (HC), силоксаны (SIL), перфторуглероды) имеется проблема при их высокотемпературном применении, связанная с их термической стабильностью в контакте с содержащимися в конструкции материалами, которая устанавливает порог верхней температуры цикла около 350 °C. Это определяется конкретной жидкостью и дополнительными техническими, эксплуатационными и экономическими ограничениями, такими как частота замены жидкости, уровень чистоты жидкости, уровень герметизации установки, и требования к деаэрации в части низкого давления установки.

Желательно, чтобы органическая жидкость термически не разлагалась (в контакте с нержавеющей сталью) при температурах до 500–600 °C, что может существенно повысить эффективность установок и возможности их применения. До сих пор самая высокая термостабильность в реальных условиях эксплуатации фиксировалась для смеси пентафторбензола и гексафторбензола [9]. Жидкость прошла динамические тепловые испытания при температуре до 468°C; разложения не наблюдалось во время испытания в течение 532 часов. Сама по себе жидкость имеет низкую токсичность, но продукты термических разложений перфторуглеродов являются химически агрессивными и, возможно, весьма токсичны [10].

Основные элементы оборудования системы

Выбор доступных конструктивных решений для проектирования системы и отдельных элементов оборудования зависит от начальных параметров цикла, в частности:

- параметров источника тепловой энергии: температуры, давления, содержания солей и агрессивных сред;
- параметров доступного/удобного охладителя (конденсатора) рабочей жидкости и его температурных характеристик;
- ограничений по компоновке основного технологического оборудования (в случае, если производится утилизация теплоты технологического цикла).

Расширительный агрегат. В большинстве случаев в качестве расширителей для *ORC* установок используются осевые или радиальные турбины. В то же время объемные (винтовые и спиральные) детандеры находятся в докоммерческой фазе, или на стадии внедрения на рынок. Имеются примеры турбодетандеров в диапазоне мощностей от 100 кВт до нескольких МВт, коэффициент расширения 5...100, температура на входе до 120...350°C. Этот диапазон соответствует коммерческим энергетическим *ORC* системам. Объемные расширители используются только в низкотемпературных системах и системах малой мощности (от 1 до 100 кВт), которые только начинают появляться на рынке. Заметными исключениями, являются системы рекуперации теплоты, изготовленные и установленные в Швеции [11], и винтовые детандеры мощностью 1 МВт, которые были недавно установлены на низкотемпературной геотермальной электростанции в Нью-Мексико [12]. Применение объемных расширителей в высокотемпературных системах ограничено предельными значениями коэффициента расширения. Эти машины имеют более низкую изоэнтропическую эффективность по сравнению с турбодетандерами, которые, в свою очередь, не доступны с малой выходной мощностью. Отличительная техническая особенность спиральных и винтовых расширителей в том, что они допускают работу при наличии жидкой фазы в рабочем теле. Таким образом, может быть принята простая конфигурация цикла с влажным расширением.

Расширительные агрегаты для *ORC* установок в целом отличаются от паровых или воздушных из-за существенного отличия теплофизических свойств органического пара и идеального газа. В частности, скорость звука в таких средах значительно ниже, чем в легких газах или паре. Это обстоятельство существенно влияет на конструкцию соплового аппарата [13,14]. Осевые турбины обычно применяются для *ORC* систем средней и большой выходной мощности в одно или многоступенчатой конфигурации (в настоящее время до четырех/пяти). Изоэнтропическая эффективность при номинальных условиях, как правило, от 80% до 87–88%. Для установок меньшей мощности конфигурация детандера с радиальным входом является предпочтительной, так как позволяет достичь высокой эффективности при одной ступени, даже в случае большого коэффициента расширения/высокой температуры на входе. Конфигурация двухступенчатой конструкции с радиальным входом была реализована в большой *ORC* электростанции [15].

Расширительные агрегаты для *ORC* обычно изготавливают из нержавеющей стали. Алюминиевые сплавы применяются, если детандер работает при низкой температуре и с низкой частотой вращения. Выходная мощность первых спиральных расширителей для *ORC*, предлагаемых на рынке, составляет от 1 до 10 кВт, у которых объемный коэффициент расширения достигает 4–5, в то время как частота вращения ротора – в диапазоне 1500–6000 оборотов в минуту [16]. Винтовые агрегаты получили большее развитие и их мощность достигает нескольких сотен киловатт, а максимальная степень расширения чуть больше, чем у спиральных машин: 5...6 [17]; их частота вращения может быть 10000–12000 оборотов в минуту при меньших значениях мощности.

Подшипники. Обычные масляные подшипники, как правило, используются в случае, если электрический генератор является внешним по отношению к корпусу

турбины. Если рабочая жидкость имеет хорошие смазочные свойства, то могут быть использованы специальные жидкостные подшипники, тем самым упрощается конструкция турбогенератора. Конфигурация герметичных высокоскоростных турбогенераторов также требует специальных подшипников: либо электромагнитных [18], либо смазываемых под давлением рабочей жидкостью [19]. Электромагнитные подшипники используются в некоторых экспериментальных установках при низкой температуре, а реализация этой технологии в высокотемпературных системах требует дополнительных исследований.

Насос. Энергопотребление питательного насоса для *ORC* больше, чем для классической паротурбины установки, так как больше отношение удельной работы насоса к удельной работе турбины. По этой причине, даже если стандартные центробежные водяные насосы часто адаптированы для использования в *ORC* системах, желательно применение специальных насосов для достижения достаточной эффективности сжатия. Стоимость и сравнительно низкая эффективность многоступенчатых насосов является одной из главных причин, почему конфигурации сверхкритического цикла в настоящее время приняты лишь в отдельных случаях [20].

Теплообменное оборудование. Выбор теплообменного оборудования зависит от мощности системы: компактные прямоточные теплообменники чаще применяют в системах небольшой выходной мощности, в то время как кожухотрубные – в установках больших мощностей, в т.ч. на ТЭС.

Испаритель. Испаритель может быть прямоточного [21] или кожухотрубного типа, где рабочая жидкость проходит, как правило, со стороны корпуса [22]. Тепловая энергия может быть передана непосредственно от источника теплоты к рабочему телу, или косвенно – через промежуточный контур жидкости, в основном термического масла. Прямой нагрев позволяет достичь более высоких максимальных температур жидкости, тем самым увеличивая эффективность цикла, в то время как дополнительный контур требует дополнительной мощности на прокачку. В целом, снижение температуры рабочей жидкости является способом продления её срока службы, тем самым снижаются эксплуатационные затраты. В то же время, применение промежуточного контура уменьшает риск перегрева и, тем самым, разложения жидкости.

Регенератор. Применение регенератора зависит от выбора рабочей жидкости и оптимальной конфигурации цикла [23]. В некоторых случаях термодинамическое преимущество от его использования может быть весьма небольшим, но может способствовать уменьшению размера конденсатора, который является дорогостоящим элементом оборудования. Одна из возможных конфигураций оборудования предусматривает размещение и регенератора и конденсатора в пределах одного и того же изолированного корпуса, чтобы реализовать более компактные узлы.

Конденсатор. Конденсаторы с водяным охлаждением являются более предпочтительными в сравнении с воздушными, поскольку позволяют добиться более высокой эффективности. Водяное охлаждение также применяется, если *ORC* электростанция используется для отопления. В случае если воздушное охлаждение является единственной возможностью, то основной выбор идет между прямыми системами или воздушными охладителями с промежуточным контуром воды/гликоля. В то время как первый обеспечивает сравнительно большую термодинамическую эффективность, второй позволяет получить гибкость в позиционировании оборудования. Последний вариант является особенно ценным в случае, когда громоздкие компоненты, такие как охладители и вентиляторы, должны быть расположены далеко от турбогенератора *ORC* (например, на крыше здания).

Заключение

1) Далеко не всегда имеется возможность подобрать на рынке установку, оптимально соответствующую нуждам конечного потребителя. Это связано с тем, что критерии выбора ключевых технических решений в настоящее время окончательно не сформированы. Несмотря на наличие на Европейском рынке достаточно большого количества компаний – производителей *ORC* оборудования и представленной ими обширной линейки продукции, грамотный подбор оптимальной схемы установки по-прежнему остается значительной проблемой. Это связано с большим количеством неявных, на первый взгляд, но непосредственно влияющих на эффективность работы, технических аспектов отдельных элементов конструкции *ORC* систем, таких, например, как тип расширительного агрегата, конструкция теплообменного оборудования, а также теплофизических свойств выбранных рабочих тел.

2) Для оценки заказчиком стоимости жизненного цикла установки следует отметить некоторые проблемы, которые могут возникнуть при эксплуатации установок, например: рабочая жидкость имеет ограниченный срок службы, который зависит от ее свойств и пиковой температуры цикла. Отсюда возникают такие проблемы, как частота замены и уровень чистоты рабочей жидкости. Также сказывается уровень герметизации установки, который влияет на утечки рабочего тела и, соответственно, частоту (и стоимость) пополнения его объема.

3) Комплексный технико-экономический анализ состава оборудования и термодинамических параметров должен производиться с учётом всего жизненного цикла установки, а также источника теплоты, режимов работы установки и климатических характеристик окружающей среды.

Summary

The paper discusses modern technologies of low temperature heat sources conversion to electric energy altogether named as Organic Rankine Cycle (ORC) together with its comparison to classical Steam Turbines. Special attention is devoted to major design components and working fluid properties, and also its effect on operational parameters and economical effectiveness of the whole Power Station.

Key words: *Heat to power conversion, ORC technologies, organic working fluids, ORC configurations.*

Литература

1. Colonna, P., Casati, E., Trapp, C., 2015, "Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future," ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 137(6), p. 140801.

2. Bombarda, P., Invernizzi, C., and Pietra, C., 2010, "Heat Recovery From Diesel Engines: A Thermodynamic Comparison Between Kalina and ORC Cycles," Appl. Therm. Eng., 30(2–3), pp. 212–219.

3. Комбинированные газопаровые установки с органическими рабочими телами для единой системы газоснабжения России / А. В. Лыков [и др.] // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2014. № 3 (202). С. 35–44.

4. Bombarda, P., Invernizzi, C., and Gaia, M., 2013, "Performance Analysis of OTEC Plants With Multilevel Organic Rankine Cycle and Solar Hybridization," ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 135(4), p. 042302.

5. Оценка располагаемой тепловой мощности уходящих газов газоперекачивающих агрегатов единой системы газоснабжения России: Статья / Н.А. Забелин, А.В. Лыков, В.А. Рассохин – Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. 9с.

6. Официальный сайт компании «Exergy» [Электрон. ресурс] // Режим доступа: <http://exergy-orc.com>.

7. Astolfi, M., Bini, R., Macchi, E., Paci, M., Pietra, C., Rossi, N., and Tizzanini, A., 2013, "Testing of a New Supercritical ORC Technology for Efficient Power Generation From Geothermal Low Temperature Resources," ASME ORC2013—2nd International Seminar on ORC Power Systems (ORC2013), Rotterdam, Oct. 7–8.

8. Colonna, P., van der Stelt, T. P., and Guardone, A., 2010, "FluidProp (Version 3.0): A Program for the Estimation of Thermophysical Properties of Fluids," Asimptote bv, Delft, The Netherlands.

9. Di Nanno, L., Di Bella, F., and Koplow, M., 1983, "An RC-1 Organic Rankine Bottoming Cycle for an Adiabatic Diesel Engine," NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH, Technical Report No. DOE/NASA/0302-1.

10. Fergason, S., Guardone, A., and Argrow, B., 2003, "Construction and Validation of a Dense Gas Shock Tube," J. Thermophys. Heat Transfer, 17(3), pp.326–333.

11. Официальный сайт компании Opcon Energy Systems. [Электрон. ресурс]// Режим доступа: http://www.opcon.se/web/oes_en.aspx.

12. Biederman, T., and Brasz, J., 2014, "Geothermal ORC Systems Using Large Screw Expanders," 22nd International Compressor Engineering Conference, West Lafayette, IN, July 14–17.

13. Colonna, P., and Rebay, S., 2004, "Numerical Simulation of Dense Gas Flows on Unstructured Grids With an Implicit High Resolution Upwind Euler Solver," Int. J. Numer. Methods Fluids, 46(7), pp. 735–765.

14. О возможности создания утилизационных турбогенераторов с осесимметричными соплами для двигателей внутреннего сгорания / Г. Л. Раков [и др.] // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2015. № 3 (226). С. 7–16.

15. Официальный сайт компании Ormat Technologies Inc. [Электрон. ресурс]// Режим доступа: www.ormat.com.

16. Song, P., Wei, M., Shi, L., Danish, S., and Ma, C., 2014, "A Review of Scroll Expanders for Organic Rankine Cycle Systems," Appl. Therm. Eng. (in press).

17. Lemort, V., Guillaume, L., Legros, A., Declaye, S., and Quoilin, S., 2013, "A Comparison of Piston, Screw and Scroll Expanders for Small Scale Rankine Cycle Systems," 3rd International Conference on Microgeneration and Related Technologies, Naples, Italy, April 5–17.

18. Hawkins, L., Lei, Z., Blumber, E., Mirmobin, P., and Erdlac, R., 2012, "Heat-to-Electricity With High-Speed Magnetic Bearing/Generator System," Geothermal Resources Council Annual Meeting, Reno, NV, Sept. 30–Oct. 3, Vol. 36, pp. 1073–1078.

19. Larjola, J., 1988, "ORC Power Plant Based on High Speed Technology," Conference on High Speed Technology, Lappeenranta, Finland, Aug. 21–24, Paper No. ENTE D-15, pp. 63–77.

20. Bronicki, L., 2007, "Organic Rankine Cycles in Geothermal Power Plants 25 Years of Ormat Experience," GRC Trans., 31, pp. 499–502.

21. van Buijtenen, J., Larjola, J., Turunen-Saaresti, T., Honkatukia, J., Esa, H., Backman, J., and Reunanen, A., 2003, "Design and Validation of a New High Expansion Ratio Radial Turbine for ORC Application," 5th European Conference on Turbomachinery, Prague, Mar. 18–21.

22. Bini, R., and Manciana, E., 1996, "Organic Rankine Cycle Turbogenerators for Combined Heat and Power Production From Biomass," 3rd Munich Discussion Meeting Energy Conversion From Biomass Fuels Current Trends and Future Systems, Munich, Oct. 22–23, Paper No. 96A00412.

23. Tabor, H., and Bronicki, L., 1964, "Establishing Criteria for Fluids for Small Vapor Turbines," SAE Technical Paper No. 640823.

Поступила в редакцию

20 мая 2016 г.

Бродов Юрий Миронович – д-р техн. наук, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели» ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н.Ельцина». Тел.: 8(343)375-48-51.

Комаров Олег Вячеславович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели» ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н.Ельцина». Тел.: 8(343)375-48-51.

Седунин Вячеслав Алексеевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели» ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н.Ельцина». Тел.: 8(343)375-48-51. E-mail: letr@bk.ru.

Блинов Виталий Леонидович – канд. техн. наук, старший преподаватель кафедры «Турбины и двигатели» ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н.Ельцина». Тел.: 8(343)375-48-51. E-mail: vithomukun@mail.ru.

Елагин Илья Сергеевич – аспирант кафедры «Турбины и двигатели» ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н.Ельцина». Тел.: 8(343)375-48-51. E-mail: i.elagin92@mail.ru (для переписки).