

А. Л. ШУБЕНКО, А. В. СЕНЕЦКИЙ, В. П. САРАПИН

ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБИН, РАБОТАЮЩИХ НА НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

АННОТАЦИЯ Приведены результаты расчетных исследований с использованием программного комплекса, разработанного в ИПМаш НАН Украины, по определению расходных и геометрических характеристик проточных частей турбин на органических рабочих телах, с учетом их свойств. Проведен сравнительный анализ характеристик проточных частей турбин со сверхкритическими и докритическими параметрами рабочего тела на входе в турбину. Показано влияние начальных параметров на экономичность и мощность турбины.

Ключевые слова: турбина, электрическая мощность, энергосбережение, тепловая схема, проточная часть, сверхкритические и докритические параметры, низкокипящее рабочее тело, смешанное и однокомпонентное рабочее тело.

O. SHUBENKO, O. SENETSKY, V. SARAPIN

INFLUENCE OF INITIAL PARAMETERS ON THE PERFORMANCES OF THE FLOW SYSTEM OF TURBINES OPERATING ON LOW-BOILING ACTUATING MEDIUM

ABSTRACT A comparative analysis of supercritical and subcritical steam turbine cycles with low-boiling actuating medium has been done. The effect of initial steam parameters at the turbine inlet on the metering, geometric and power characteristics of the turbine was demonstrated using different actuating media. Steam turbine cycles of this type using the mix (multicomponent) medium or single-component actuating medium that define the amount of capital expenditures and have an impact on the further operation of heat flow diagram have also been compared. Computation studies of the flow system of turbines using different actuating media were carried out taking into consideration the thermodynamic properties and peculiarities of low-boiling actuating media in question. The data of computation studies that were carried out using the software system developed by the IPMash of the National Academy of Sciences of Ukraine showed that the selection of actuating medium should be based on the availability of industrial production that would allow us to reduce the procurement costs for it and the costs for the replenishment of leakages (if available) during the operation. When implementing the low-boiling actuating media-based heat flow diagram it is required to compare the efficiency of thermodynamic cycles, and to estimate the specific quantity of metal and the power efficiency of all the components of power plant. It should also be taken into account that the boundary curve of dryness fraction is of an inclining type and therefore to reduce the costs required for the condensation of actuating medium its parameters should be selected in a way so as to bring the expansion process closer to the boundary curve. It has been established that the overall dimensions of the flow system of turbine with supercritical and subcritical parameters change insignificantly; the flow-rate of actuating medium differs within 10 %, and the electric power changes up to 5 %.

Key words: turbine, electric power, energy saving, heat flow diagram, supercritical and subcritical parameter, low-boiling actuating medium, mix (multicomponent) and single-component actuating medium.

Введение

Потребление углеводородных топливных ресурсов в мире все время увеличивается, что влечет за собой уменьшение их запасов. К сожалению, значительная часть тепловой энергии используется крайне неэффективно, зачастую просто рассеивается в окружающей среде. Одним из направлений экономии топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) является более глубокое использование тепла сжигаемого топлива, т.е. утилизация низкопотенциальной сбросной теплоты с целью получения дополнительной энергии для нужд потребителей [1].

Все большее внимание уделяется такому направлению исследований как паротурбинные циклы на низкокипящих рабочих телах (НРТ) [1–4]. Реализация тепловых схем на НРТ позволит вырабатывать электрическую энергию за счет повышения эффективности использования

вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), которые практически не используются, а сбрасываются в окружающую среду и безвозвратно теряются (например, уходящие газы технологических процессов различных топливоиспользующих предприятий) [5].

В различных литературных источниках неоднократно доказываются преимущества и недостатки замкнутых паротурбинных циклов на НРТ на сверхкритические параметры, однако малое внимание уделяется оценке влияния таких параметров на отдельные элементы тепловой схемы (например, турбину) [6–8].

Цель работы

В данной работе проведен сравнительный анализ сверхкритических и докритических паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах, а также влияния начальных параметров пара на расходные, геометрические и мощностные

характеристики турбин при використанні різних робочих речовин. Немаловажним є оцінка цілесобразності реалізації паротурбинних циклів такого типу на сумісному або однокомпонентному робочому тілі, що сказується на величині капітальних вкладень і подальшій експлуатації теплової схеми.

Розрахункові дослідження проточних частин турбин на різних робочих тілах проведені з урахуванням термодинамічних властивостей і особливостей розглянутих НРТ.

Процесс расширения рабочего тела в турбине

Преобразование тепловой энергии ВЭР (рис. 1) в механическую и далее в электрическую энергию происходит в замкнутом органическом цикле Ренкина (Organic Rankine Cycle – ORC) $1-2-3-4-5-1$.

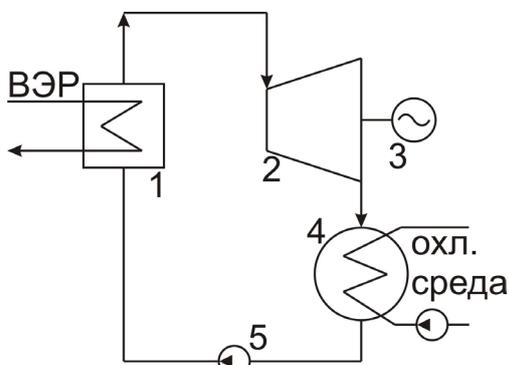


Рис. 1 – Принципиальна теплова схема установки з ORC контуром для утилізації ВЭР: 1 – теплообмінник-испаритель НРТ; 2 – турбина; 3 – електрогенератор; 4 – конденсатор; 5 – конденсатний насос

На рис. 2 представлена P, h -діаграма. ORC цикл включає: $1-2$ – стиснення НРТ в насосі, $2-3$ – підвід теплоти (нагрів і випаровування), $3-4$ – процес розширення НРТ в турбіні, $4-1$ – відвід теплоти з конденсацією. При реалізації паротурбинних циклів на основі циклу Ренкіна цілесобразно розглядати три стани початкових параметрів робочого тіла: 1) режим нагріву до насиченого пара ($1-2-3-4$); 2) режим перегретого пара ($1-2-3'-4'$); 3) сверхкритический режим ($1-2''-3''-4''$) [7].

Во всіх випадках процес в турбіні закінчується в області перегретого пара (точка 4 на рис. 2), що виключає ерозію лопаток [9].

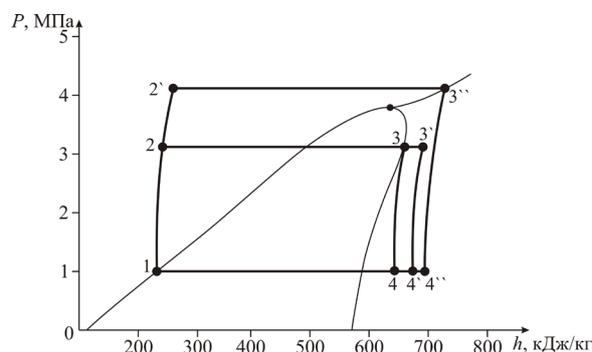


Рис. 2 – Тепловий процес в P, h -діаграмі, протікаючий в ORC циклі

Выбор источника сбросной теплоты и низкокипящего рабочего тела

При выборе рабочих тел для турбин ORC цикла необходимо удовлетворить экологическим, термодинамическим, эксплуатационным, экономическим требованиям. Фреоны, в полной мере отвечающие перечисленным требованиям, найти затруднительно. Поэтому предпочтение отдается НРТ, удовлетворяющему большинству перечисленных требований [10].

В качестве источника сбросной теплоты может быть рассмотрено металлургическое предприятие. В монографии [11] приведена структура выработки и возможного использования ВЭР на металлургическом предприятии с полным циклом. Анализ этой структуры показывает, что на таком предприятии имеется ряд технологических процессов со сбросной теплотой, которую можно использовать для выработки электроэнергии, реализуя ORC цикл (табл. 1) [10, 11].

В табл. 2 представлены основные свойства некоторых низкокипящих рабочих тел применяемых при реализации замкнутых паротурбинных циклов. Кроме термодинамических, экологических, стоимостных и других ограничений [12], также необходимо учитывать ограничения по диапазону их применения (давление и температура).

Таблица 1 – Параметры источников сбросной теплоты на металлургическом предприятии

| Наименование параметра | Доменные печи | Мартеновские печи и кислородные конвертеры | Нагревательные печи | Коксовые батареи | Обжиговые печи |
|--|---------------|--|---------------------|------------------|----------------|
| Температура, °C | 150–250 | ≈ 250 | 110–200 | 300–400 | 120–200 |
| Средний объем уходящих газов, тыс. м ³ /ч | 80 | 37 | 3 | 1000 | 35 |

Таблица 2 – Основные свойства рассматриваемых хладонов

| Хладон | Мол. м., г/моль | $T_{кип}^*$, °C | $T_{кр}^{**}$, °C | $P_{кр}^{**}$, МПа | $V_{кр}^{**}$, м ³ /кг | Температура самовоспламенения, °C | ODP |
|-------------------|-----------------|------------------|--------------------|---------------------|------------------------------------|-----------------------------------|------|
| R-600 | 58,12 | -0,48 | 152,0 | 3,8 | 0,255 | 405 | 0 |
| R-600a | 58,12 | -11,73 | 134,7 | 3,63 | 0,263 | 460 | 0 |
| R-141b | 116,95 | 32,15 | 209,7 | 4,39 | 0,2525 | 520 | 0,11 |
| <i>n</i> -Pentane | 72,15 | 36,1 | 196,45 | 3,38 | 0,311 | 286 | 0 |

* – температура кипения; ** – значение параметров в критической точке.

Условием корректности проведения расчётов и сопоставления полученных результатов по реализации паротурбинного цикла на низкокипящем рабочем теле и проектированию проточных частей турбин на НРТ является то, что в качестве источника бросовой теплоты используются уходящие газы технологического процесса, объем которых обеспечивает подвод теплоты в теплообменнике-испарителе в количестве 8550 кВт для рассматриваемых случаев.

Другим основополагающим условием является максимально эффективное использование подводимой теплоты, т.е. реализация оптимального варианта для каждого конкретного случая с учетом возможных ограничений. Сравнения проведены для однокомпонентных и смесевых рабочих тел.

Для решения поставленной задачи в качестве примера выбраны рабочие тела для замкнутого паротурбинного цикла:

- однокомпонентное (R-600);
- двухкомпонентное (R-600a/R-141b (60/40)) [6].

Методология расчета

С учетом параметров источника сбросной теплоты проведен анализ и выбор рабочих тел, которые обладают соответствующими химическими, физическими и эксплуатационными свойствами при заданных условиях работы. Сбросная теплота технологического процесса в температурном диапазоне 90–350 °C используется для выработки электрической энергии (частичное покрытие собственных нужд предприятия).

Рабочие тела в паротурбинных циклах могут быть различными (вода, фреоны и т.д.), при этом расчет физических процессов в тепловых схемах и ее составных элементах (турбинах, теплообменниках, насосах и др.) необходимо осуществлять таким образом, чтобы физические свойства были определены максимально точно.

Базовым уравнение определения свойств различных веществ является уравнение Ван-дер-Ваальса [13]

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT, \quad (1)$$

где P – давление, МПа; T – температура, К; v – мольный объем, м³/кмоль; R – универсальная

газовая постоянная, МПа·м³/кмоль·К; a , b – постоянные коэффициенты, определенные для любого рабочего тела.

В настоящее время разработано большое количество модификаций этого уравнения [14–16], имеющих разную степень сложности, но, при этом все они сводятся к кубическим уравнениям относительно объема.

Определение PVT -свойств различных веществ осуществляется путем применения различных уравнений состояния базирующихся на уравнении Ван-дер-Ваальса (Редлиха-Квонга, Патела-Тейя, 11-коэффициентном уравнении Старлинга-Хаана и других более сложных), однако их применение усложняет и затрудняет расчет.

Для описания поведения нормальных углеводородов и их смесей наиболее популярным является уравнение, опубликованное Робинсоном и его аспирантом Пенгом в 1976 году (*Peng-Robinson*) [17, 18]

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a\alpha(T)}{v^2 + 2bv - b^2}, \quad (2)$$

$$\alpha(T) = \left\{1 + (0,37464 + 1,5422\omega - 0,26992\omega^2) \left[1 - \sqrt{T/T_c}\right]\right\}^2, \quad (3)$$

где $\alpha(T)$ – универсальная функция, зависящая от двух индивидуальных параметров, характеризующих свойства той или иной конкретной жидкости: критической температуры (T_c) и, так называемого, ацентрического фактора (ω).

Решение задачи определения индивидуальных коэффициентов для уравнения состояния Пэнга-Робинсона позволяет рассчитывать PVT -свойства и хорошо описывать фазовые превращения, следовательно, использование этого уравнения является рациональным и имеет высокое практическое значение с широким применением [19, 20].

С учетом характеристик низкокипящих рабочих тел проведены расчетные исследования путем моделирования тепловых схем. Структура построения расчетной модели базируется на общих уравнениях тепловых балансов [21–25]. Модель предусматривает собой совокупность составных объектов, в основе которых лежит структурное описание тепловой схемы в целом, т.е. представление ее в виде компонент и связей между ними. Такой подход к моделированию

энергетических установок позволяет проводить расчетные исследования тепловых схем с различными рабочими телами и различной компоновкой составных объектов.

Расчет тепловой схемы позволил оценить мощность электрогенерирующей установки с учетом принятых ограничений.

Влияние начальных и конечных параметров на мощность турбины

Применение низкокипящих рабочих тел в замкнутых паротурбинных циклах возможно как при до-, так и сверхкритических циклах. В

качестве примера рассмотрен случай для рабочего тела – R-600, термодинамическая lgP,h -диаграмма для которого представлена на рис. 3 [26].

В представленном варианте количество подведенной теплоты в теплообменнике-испарителе составляет 8550 кВт, а отведенной в конденсаторе – 7060 кВт. В зависимости от начальных параметров на входе в турбину, давление на выходе из нее будет величиной переменной для поддержания температуры конденсата рабочего тела на уровне +21 °С (это связано с температурой охлаждающей среды поступающей в конденсатор), при таких условиях изменение мощности установки представлено на рис. 4.

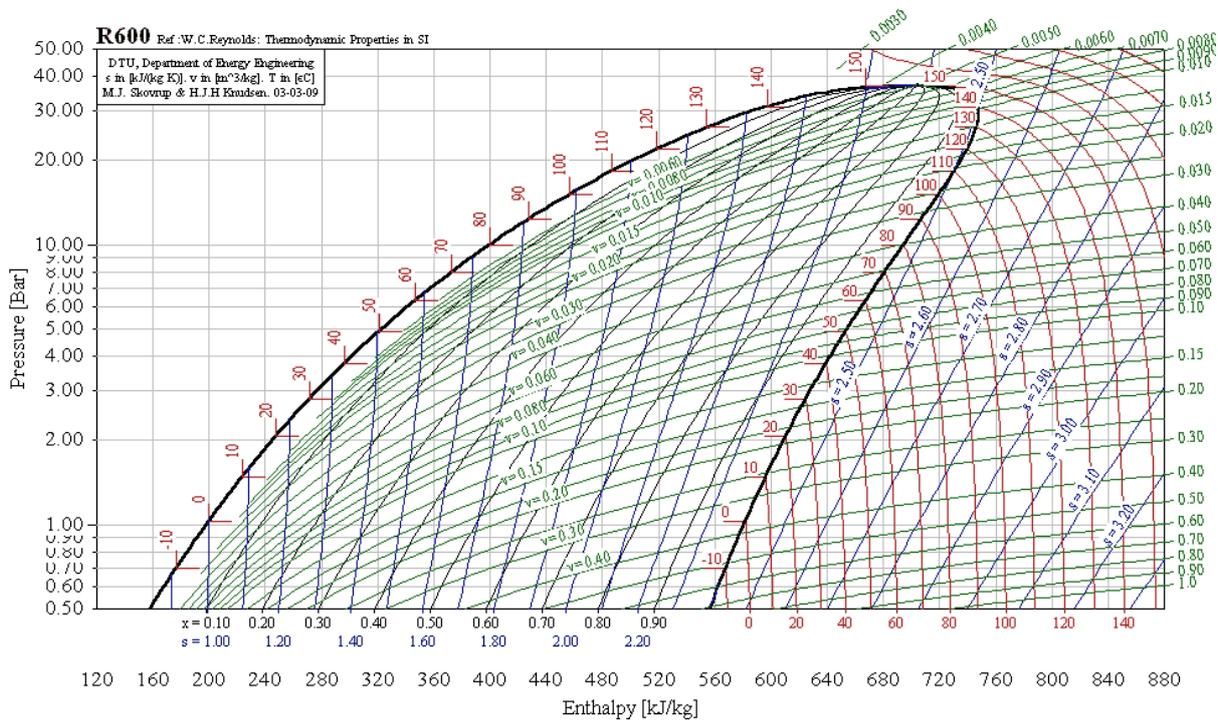


Рис. 3 – Термодинамическая lgP,h -диаграмма для R-600

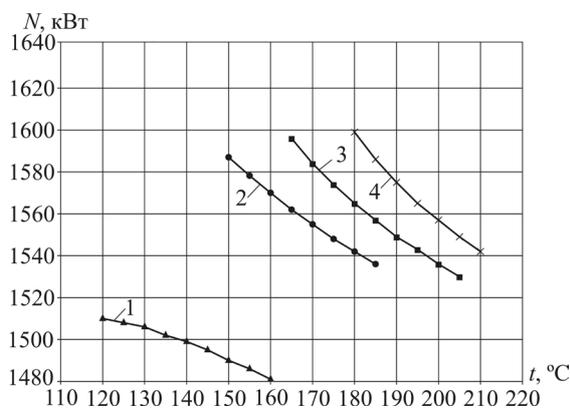


Рис. 4 – Зависимость электрической мощности от начальной температуры при переменном давлении в конденсаторе и начальных давлениях: 1 – 2,0 МПа; 2 – 3,0 МПа; 3 – 4,0 МПа; 4 – 5,0 МПа

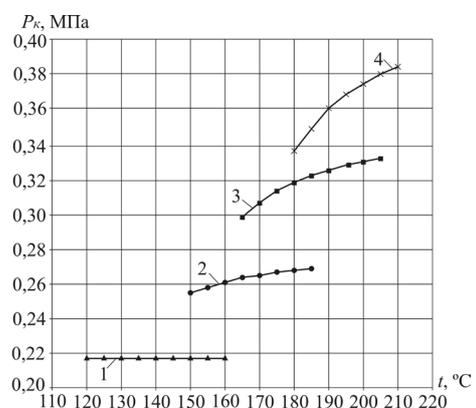


Рис. 5 – Зависимость давления в конденсаторе от начальной температуры при различных давлениях: 1 – 2,0 МПа; 2 – 3,0 МПа; 3 – 4,0 МПа; 4 – 5,0 МПа

Как видно из графика (рис. 4), электрическая мощность установки переменная, это в первую очередь связано с изменением величины теплоперепада и расхода рабочего тела на турбину. График показывает, что при одинаковом количестве исходной теплоты увеличение мощности турбины незначительно, следовательно, поднимать параметры пара на входе в турбину до сверхкритических не имеет смысла.

При повышении начальных параметров изменяется и давление на выходе из турбины (рис. 5), что сказывается на величине теплоперепада, а как следствие на электрической мощности установки.

Увеличение начальных параметров приводит к уменьшению расхода рабочего тела (при одинаковом количестве подведенной теплоты), что в свою очередь приводит к повышению удельной электрической мощности (рис. 6).

График (рис. 6) показывает, что при увеличении температуры рабочего тела на входе в турбину наблюдается тенденция роста удельной электрической мощности, но до определенного уровня, после которого данная величина не изменяется. Однако увеличение удельной выработки электрической энергии не всегда соответствует максимальной электрической мощности установки (рис. 3 и 5) при заданных начальных условиях.

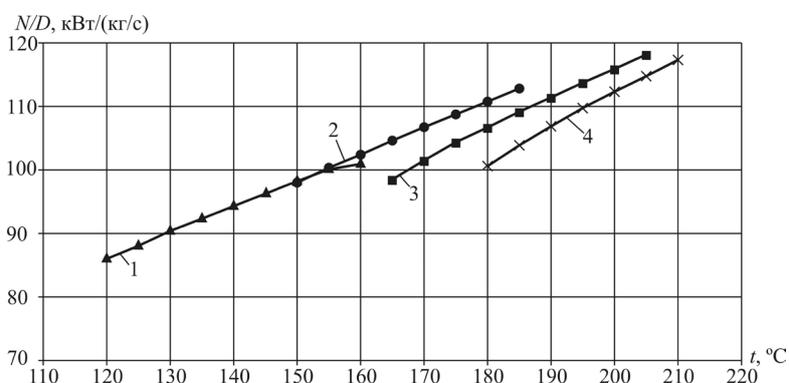


Рис. 6 – Зависимость удельной электрической мощности от начальной температуры при различных давлениях: 1 – 2,0 МПа; 2 – 3,0 МПа; 3 – 4,0 МПа; 4 – 5,0 МПа

Были также рассмотрены случаи при постоянном давлении на входе и выходе турбины, изменялась только температура на входе в турбину. Результаты показали, что в данном случае повышение температуры не оказывает значительного воздействия на мощность установки, т.к. это приводит к изменению расхода рабочего тела на турбину.

В результате проведенных расчетных исследований получены мощностные характеристики паротурбинных циклов на НРТ при условии постоянной величины используемой теплоты.

Расчет проточных частей турбин на НРТ

Особенностью проектирования проточных частей турбин на НРТ является выбор начальных и конечных параметров таким образом, чтобы процесс расширения в турбине происходил без фазовых переходов (образования конденсата в проточной части турбины). Расчеты тепловых схем не учитывают особенности наклона пограничной кривой в $\lg P, h$ -диаграммах различных рабочих тел [8], а лишь определяют

величину теплоперепада приходящегося на турбину. Для оценки целесообразности выбора того или иного рабочего тела необходимо получить картину его расширения путем моделирования геометрии проточных частей турбин с выбранным рабочим телом.

Расчет проточных частей турбин на низкокипящих рабочих телах осуществляется при помощи программного комплекса, разработанного в ИПМаш НАН Украины. Программный комплекс позволяет определять все показатели, характеризующие процесс расширения в проточной части турбины с учетом термодинамических свойств используемых рабочих тел. Расчеты осевых турбин проводились по среднему диаметру при условии периферийного раскрытия проточной части. Предварительно получено, что наилучшим вариантом проточной части является 7-ми ступенчатая конструкция на 9000 об/мин, что позволит уменьшить габаритные размеры турбин и увеличить высоты лопаточных аппаратов.

Ниже представлены оптимальные варианты реализации турбин на НРТ с применением различных рабочих тел при одинаковых заданных условиях.

Вариант 1. Смесевое рабочее тело R-600a/R-141b при сверхкритических параметрах на входе в турбину. Основные геометрические и расходные характеристики проточной части представлены в табл. 3.

Из представленных в таблице результатов видно, что раскрытие проточной части плавное, выход потока из рабочих решёток близок к осевому, при этом мощность турбины составляет 1680 кВт при КПД 86,6 %.

Вариант 2. Однокомпонентное рабочее тело R-600 при сверхкритических параметрах на входе в турбину. Для такого условия получены следующие геометрические и расходные характеристики проточной части, которые представлены в табл. 4.

Применение R-600 в качестве рабочего тела в замкнутом паротурбинном цикле позволило получить мощность турбины ~ 1600 кВт при КПД 89,75 %. Раскрытие проточной части также плавное и выход потока из рабочих решеток близок к осевому.

Таблица 3 – Проточная часть турбины на R-600a/R-141b

| Характеристики | Обозн. | Разм. | Номер ступени | | | | | | |
|---|-------------|-------|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Расход пара на турбину | D_0 | кг/с | 18,76 | | | | | | |
| Давление пара на входе в турбину | P_0 | МПа | 5,0 | | | | | | |
| Температура пара на входе в турбину | t_0 | °С | 190 | | | | | | |
| Давление пара за турбиной | P_k | МПа | 0,28 | | | | | | |
| Угол выхода потока из сопловой решетки | α_1 | ° | 13 | 18 | 22 | 29 | 32 | 30 | 31 |
| Средний диаметр ступени | d_{cp} | м | 0,193 | 0,197 | 0,2 | 0,203 | 0,207 | 0,213 | 0,22 |
| Степень реактивности на ср. диаметре | ρ | — | 0,11 | 0,125 | 0,16 | 0,2 | 0,255 | 0,35 | 0,45 |
| Число Маха для сопловой решетки | M_{a1} | — | 0,813 | 0,831 | 0,816 | 0,780 | 0,738 | 0,661 | 0,557 |
| Угол входа потока в рабочую решетку | β_1 | ° | 28,1 | 38,0 | 46,5 | 61,1 | 69,8 | 76,7 | 83,8 |
| Угол выхода относительной скорости из рабочей решетки | β_2 | ° | 19,9 | 28,6 | 34,5 | 39,3 | 40,3 | 36,3 | 33,3 |
| Высота сопловой решетки | l_1 | мм | 9,0 | 11,6 | 15,7 | 18,9 | 25,4 | 38,7 | 55,1 |
| Высота рабочей решетки | l_2 | мм | 10,5 | 12,6 | 16,3 | 20,9 | 27,9 | 40,8 | 56,2 |
| Угол выхода потока из рабочей решетки | α_2 | ° | 88,01 | 88,45 | 88,48 | 89,49 | 89,57 | 88,61 | 89,46 |
| Относит. внутренний КПД турбины | $\eta_{от}$ | % | 86,6 | | | | | | |
| Суммарная внутр. мощность турбины | N_T | кВт | 1680 | | | | | | |

Таблица 4 – Проточная часть турбины на R-600 при сверхкритических параметрах на входе в турбину

| Характеристики | Обозн. | Разм. | Номер ступени | | | | | | |
|---|-------------|-------|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Расход пара на турбину | D_0 | кг/с | 15,90 | | | | | | |
| Давление пара на входе в турбину | P_0 | МПа | 5,0 | | | | | | |
| Температура пара на входе в турбину | t_0 | °С | 180 | | | | | | |
| Давление пара за турбиной | P_k | МПа | 0,337 | | | | | | |
| Угол выхода потока из сопловой решетки | α_1 | ° | 12 | 13 | 14 | 15 | 17 | 19 | 22 |
| Средний диаметр ступени | d_{cp} | м | 0,195 | 0,198 | 0,203 | 0,209 | 0,215 | 0,222 | 0,226 |
| Степень реактивности на ср. диаметре | ρ | — | 0,09 | 0,145 | 0,2 | 0,255 | 0,305 | 0,36 | 0,4 |
| Число Маха для сопловой решетки | M_{a1} | — | 0,742 | 0,728 | 0,696 | 0,662 | 0,636 | 0,603 | 0,658 |
| Угол входа потока в рабочую решетку | β_1 | ° | 25,7 | 29,9 | 34,8 | 41,1 | 50,3 | 62,5 | 66,2 |
| Угол выхода относительной скорости из рабочей решетки | β_2 | ° | 21,46 | 21,75 | 21,61 | 22,52 | 23,45 | 24,40 | 26,36 |
| Высота сопловой решетки | l_1 | мм | 8,7 | 13,7 | 19,8 | 27,3 | 34,0 | 42,4 | 48,1 |
| Высота рабочей решетки | l_2 | мм | 8,7 | 14,4 | 21,3 | 28,2 | 35,8 | 44,4 | 50,9 |
| Угол выхода потока из рабочей решетки | α_2 | ° | 89,78 | 89,00 | 88,23 | 89,72 | 89,06 | 90,09 | 80,15 |
| Относит. внутренний КПД турбины | $\eta_{от}$ | % | 89,75 | | | | | | |
| Суммарная внутр. мощность турбины | N_T | кВт | 1599 | | | | | | |

Таблица 5 – Проточная часть турбины на R-600 при параметрах близких к критическому значению на входе в турбину

| Характеристики | Обозн. | Разм. | Номер ступени | | | | | | |
|---|-------------|-------|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Расход пара на турбину | D_0 | кг/с | 16,5 | | | | | | |
| Давление пара на входе в турбину | P_0 | МПа | 3,5 | | | | | | |
| Температура пара на входе в турбину | t_0 | °С | 155 | | | | | | |
| Давление пара за турбиной | P_k | МПа | 0,27 | | | | | | |
| Угол выхода потока из сопловой решетки | α_1 | ° | 12 | 14 | 14 | 17 | 19 | 21 | 23 |
| Средний диаметр ступени | $d_{ср}$ | м | 0,2 | 0,204 | 0,212 | 0,217 | 0,223 | 0,232 | 0,243 |
| Степень реактивности на ср. диаметре | ρ | — | 0,125 | 0,185 | 0,245 | 0,295 | 0,355 | 0,41 | 0,47 |
| Число Маха для сопловой решетки | M_{a1} | — | 0,756 | 0,713 | 0,687 | 0,659 | 0,617 | 0,593 | 0,563 |
| Угол входа потока в рабочую решетку | β_1 | ° | 27,0 | 34,3 | 37,8 | 48,8 | 61,2 | 73,9 | 89,4 |
| Угол выхода относительной скорости из рабочей решетки | β_2 | ° | 21,27 | 21,62 | 21,52 | 23,45 | 24,40 | 25,35 | 25,32 |
| Высота сопловой решетки | l_1 | мм | 12,7 | 18,0 | 26,6 | 32,2 | 41,3 | 51,0 | 63,1 |
| Высота рабочей решетки | l_2 | мм | 12,9 | 19,6 | 27,5 | 34,5 | 43,7 | 53,0 | 65,3 |
| Угол выхода потока из рабочей решетки | α_2 | ° | 90,57 | 89,95 | 89,05 | 88,31 | 89,25 | 88,79 | 88,01 |
| Относит. внутренний КПД турбины | $\eta_{от}$ | % | 89,93 | | | | | | |
| Суммарная внутр. мощность турбины | N_T | кВт | 1610 | | | | | | |

Вариант 3. Расчеты проточной части турбины с применением однокомпонентного рабочего тела R-600 при параметрах близких к критическому значению на входе в турбину (табл. 5).

Из табл. 5 видно, что применение однокомпонентного рабочего тела R-600 для замкнутого паротурбинного цикла позволяет получить мощность турбины 1610 кВт при КПД 89,93 %.

Анализ результатов, приведённых в табл. 3–5 показал:

- габаритные размеры проточных частей отличаются незначительно;
- расходные характеристики отличаются на величину не более 10 %;
- выход потока из рабочей решетки близок к осевому;
- в зависимости от применяемого рабочего тела мощность изменяется в пределах ~ 70 кВт, что не превышает ~ 5 %;
- КПД проточной части осевой турбины при использовании смесового рабочего тела ниже более чем на 3 % по сравнению с однокомпонентным рабочим телом.

В действительности, при реализации замкнутых паротурбинных циклов важными факторами являются не только показатели мощности и экономичности работы установки. Немаловажной при решении задачи энергосбережения на основе применения тепловых схем на НРТ с целью выработки электроэнергии является величина капитальных вложений при выборе элементов паротурбинного цикла и стоимость получения многокомпонентного рабочего тела, а также учет особенностей при дальнейшей эксплуатации.

Для рассмотренных вариантов с применением рабочего тела со сверхкритическими параметрами на входе в турбину стоимость запорной арматуры, трубопроводов, питательного насоса, турбины увеличивается практически вдвое. Это связано с увеличением металлоемкости, например, стоимость задвижек на давление 6,3 МПа в два раза выше, чем при давлении 3,5 МПа [27, 28]. При этом стоимость автоматизированной системы управления технологическим процессом (АСУ ТП), генератора, части запорной арматуры и трубопроводов одинакова для рассмотренных случаев. При реализации установки на сверхкритические параметры величина финансовых затрат будет ориентировочно на 50 % больше по сравнению с вариантом на докритические параметры на входе в турбину.

Выводы

1 Выбор рабочего тела должен основываться на наличии его промышленного производства, что позволит сократить расходы на его приобретение и пополнение утечек (если таковые будут) в процессе эксплуатации.

2 При реализации тепловой схемы на НРТ необходимо проводить сравнение эффективности термодинамических циклов, оценку металлоемкости и энергетической эффективности всех элементов энергетической установки. Это связано с тем, что затраты на привод насосного оборудования для получения необходимых параметров рабочего тела на входе в турбину могут приближаться к получаемой полезной электрической мощности. Также необходимо учитывать, что пограничная кривая степени сухости имеет наклонный вид, а

следовательно, для снижения затрат на конденсацию рабочего тела, его параметры необходимо подбирать таким образом, чтобы процесс расширения в турбине проходил вблизи пограничной кривой.

3 В результате проведенных расчетных исследований получено, что габаритные размеры проточных частей турбин отличаются незначительно, расход рабочего тела отличается на величину не более 10 %, электрическая мощность изменяется до 5 % (табл. 3–5). Установка на сверхкритических параметрах требует на 50 % больше вложений денежных средств в связи с увеличением массогабаритных показателей по сравнению с вариантом на докритические параметры на входе в турбину (при рассмотрении одного и того же рабочего тела).

4 Повышение параметров рабочего тела (R-600) на входе в турбину приводит к увеличению удельной выработки электроэнергии (рис. 6), но при этом увеличивается давление конденсации при постоянной температуре (рис. 5), что может привести к снижению теплоперепада приходящегося на турбину, а, как следствие, уменьшению мощности турбоагрегата.

Таким образом, в нашем случае, решение о переходе к работе на тех или иных параметрах и рабочих телах должно приниматься на базе детального технико-экономического обоснования.

Список литературы

- 1 **Белов, Г. В.** Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике [Текст] / **Г. В. Белов, М. А. Дорохова** // Наука и образование. – 2014. – № ФС77-48211. – С. 99–124. – ISSN 1994-0408.
- 2 **Lukawski, M.** Design and optimization of standardized Organic Rankine Cycle power plant for European conditions [Text] / **M. Lukawski** // The School for Renewable Energy Science in affiliation with University of Iceland & the University of Akureyri. – Akureyri, 2009. – 87 p.
- 3 **Quoilin, S.** Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications [Text] / **S. Quoilin** // Energy systems research unit Aerospace and mechanical engineering department university of Liege. – Liege, 2011. – 183 p.
- 4 **Walter de Freitas Pereira Marques M.** Potential for ORC Application in the Portuguese Manufacturing Industry [Text] / **M. Walter de Freitas Pereira Marques** // Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia do Ambiente, perfil Gestão e Sistemas Ambientais. – 2014. – 133 p. – http://run.unl.pt/bitstream/10362/13041/1/Marques_2014.pdf. – 16.04.2016.
- 5 **Ботштейн, В. А.** Использование вторичных энергоресурсов на металлургических предприятиях Украины [Текст] / **В. А. Ботштейн, А. Л. Каневский, В. Г. Литвиненко, А. Л. Скоромный** // Экология и промышленность. – 2011. – № 1. – С. 85–90. – ISSN 2311-584X.
- 6 **Редько, А. А.** Повышение эффективности теплоутилизационных энергетических установок [Текст] / **А. А. Редько, С. В. Павловский, А. И. Компан** // Вісник КНУТД. – 2013. – № 6. – С. 231–237. – ISSN 1813-6796.
- 7 **Сергиенко, Р. В.** Пути повышения эффективности рабочего цикла энергетических теплоутилизующих установок с низкокипящими рабочими телами [Текст] / **Р. В. Сергиенко, Б. Д. Билека, В. Я. Кабков** // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8 (95). – С. 38–42. – ISSN 1727-7337.
- 8 **Редько, А. А.** Методы повышения эффективности систем геотермального теплоснабжения [Текст] / **А. А. Редько**. – Макеевка : ДонНАСА, 2010. – 302 с. – ISBN 978-966-7477-94-3.
- 9 Экономическая эффективность утилизации низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов посредством установки турбины на низкокипящем рабочем теле [Текст] / **А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, М. И. Роговой** и др. // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 6. – С. 18–26.
- 10 Утилизация сбросной теплоты технологических процессов промышленного предприятия с целью выработки электроэнергии [Текст] / **А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий** // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2012. – № 07(101). – С. 23–29. – ISSN 2218-1849.
- 11 **Никифоров, Б. И.** Энергосбережение на металлургических предприятиях [Текст] / **Б. И. Никифоров, Г. В. Заславец**. – Магнитогорск : МГТУ, 2000. – 280 с.
- 12 Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности [Текст] / **А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, А. В. Сенецкий, Н. Ю. Бабак** // ИПМаш НАН Украины. – Харьков, 2014. – 320 с. – ISBN 978-966-02-7059-6.
- 13 **Van der Waals J. D.** On the Continuity of the Gaseous and Liquid States [Text] / **J. D. Van der Waals**. – New York : Dover, 2004. – 320 p. – ISBN 0486495930.
- 14 **Soave, G.** Equilibrium Constants from a Modified Redlich-Kwong Equation of State [Text] / **G. Soave** // Chemical Engineering Science. – 1972. – № 27. – 1197–1203 pp.
- 15 **Heidemann, R. A.** A van der Waals-type equation of state for fluids with associating molecules [Text] / **R. A. Heidemann, J. M. Prausnitz** // Proc. Natl. Acad. Sci. USA. – 1976. – Vol. 73, № 6. – P. 1773–1776.
- 16 **Garland, C. W.** Experiments in Physical Chemistry [Text] / **C. W. Garland, J. W. Nibler, D.P. Shoemaker**. – New York : McGraw-Hill Higher Education, 2009. – 757 p. – ISBN 0-07-231821-X.
- 17 **Peng, D. Y.** A new two – constant equation of state [Text] / **D. Y. Peng, D. B. Robinson** // Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. – 1976. – № 15. – P. 59–64.
- 18 **Abbas, R. J.** Thomson coefficients and Joule-Thomson inversion curves for pure compounds and binary systems predicted with the group contribution equation of state VTPR [Text] / **R. J. Abbas** // Fluid Phase Equilibria. – 2011. – № 306. – P. 181–189.
- 19 **Poling, B. E.** The properties of gases and liquids [Text] / **B. E. Poling, J. M. Prausnitz, J. P. O'Connell**. – New York : McGraw-Hill Companies, Inc., 2001. – 803 p. – doi: 10.1036/0070116822.

- 20 **Pedersen, K. S.** Phase Behavior of Petroleum Reservoir Fluids [Text] / **K. S. Pedersen, P. L. Christensen.** – New York : Taylor & Francis Group, 2007. – 423 p. – ISBN 0-8247-0694-3.
- 21 **Dan Surianu, F.** Mathematical Modelling and Numerical Simulation of the Dynamic Behaviour of Thermal and Hydro Power Plants [Text] / **F. Dan Surianu** // Numerical Simulations of Physical and Engineering Processes. – 2011. – P. 551–576.
- 22 **Bihari, P.** Efficiency and cost modelling of thermal power plants [Text] / **P. Bihari, G. Gróf, I. Gács** // Thermal Science. – 2010. – Vol. 14. – № 3. – P. 821–834. – doi: 10.2298/TSCI1003821B.
- 23 AspenTech Company. Official website of company – Access: <http://www.aspentech.com/hysys/>. – Caps. screen. – 10.01.2016.
- 24 **Quoilin, S.** Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles [Text] / **Quoilin S.** et al. // Applied Energy. – 2011. – № 88. – P. 2183–2190.
- 25 **Лыхвар, Н. В.** Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики [Текст] / **Н. В. Лыхвар, Ю. Н. Говорущенко, В. А. Яковлев** // Пробл. машиностроения. – 2003. – № 1. – С. 30–41. – ISSN 0131-2928.
- 26 Термодинамические lgP,h-диаграммы для хладагентов [Текст] / ООО «АВИСАНКО». – М. : ООО «АВИСАНКО», 2003. – 50 с.
- 27 НПО «МосЭлектроПривод». Официальный сайт производителя. – Режим доступа: <http://moselectroprivod.ru/?cat=44>. – Загл. с экрана. – 20.01.2016.
- 28 ЧП «Мельниковых». Официальный сайт производителя. – Режим доступа: <http://kran.odessa.ua/index.html>. – Загл. с экрана. – 25.01.2016.
- 7 **Sergienko, R. V., Bilek, B. D. and Kabakov, V. Y.** (2012), “Ways of increasing the efficiency of the working cycle of energy heat utilization installations with low-boiling working fluids”, *Aerospace Engineering and Technology*, no. 8 (95), pp. 38–42.
- 8 **Redko, A. A.** (2010), *Metody povysheniya effektivnosti sistem geotermflinogo teplosnabzheniya* [Methods of increasing the efficiency of geothermal heating systems], DonNACEA, Makiyivka, Ukraine.
- 9 **Shubenko, A. L., Babak, N. Y., Rogovoy, M. I.** et al. (2010), “Economic efficiency of utilization of low-grade secondary energy resources by installing a turbine on the low boiling working fluid”, *Energy saving. Energy. Energy audit*, no. 6, pp. 18–26.
- 10 **Shubenko, A. L., Malyarenko, V. A., Babak, N. Y. and Senetskiy, A. V.** (2012), “Disposal of waste heat of industrial of technological processes of the enterprise with the purpose of electricity generation”, *Energy saving. Energy. Energy audit*, no. 07(101), pp. 23–29.
- 11 **Nikiforov, B. I. and Zaslavets, G. V.** (2000), *Energocheregenie na metallurgicheskikh predpriyatijah* [Energy saving on metallurgical enterprises], MGTU, Magnitogorsk, Russia.
- 12 **Shubenko, A. L., Malyarenko, V. A., Senetskiy, A. V. and Babak, N. Y.** (2014), *Kogeneratsionnye tehnologii v energetike na osnove primeneniya parovykh turbin maloy moshchnosti* [Cogeneration technologies in energy on based the use of low-power steam turbines], IP-Mach NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.
- 13 **Van der Waals J. D.** (2004), *On the Continuity of the Gaseous and Liquid States*, Dover, New York, USA.
- 14 **Soave, G.** (1972), “Equilibrium Constants from a Modified Redlich-Kwong Equation of State”, *Chemical Engineering Science*, no. 27, pp. 1197–1203.
- 15 **Heidemann, R. A. and Prausnitz, J. M.** (1976), “A van der Waals-type equation of state for fluids with associating molecules”, *Proc. Natl. Acad. Sci.*, vol. 73, no. 6, pp. 1773–1776.
- 16 **Garland, C. W., Nibler, J. W. and Shoe-maker D. P.** (2009), *Experiments in Physical Chemistry*, McGraw-Hill Higher Education, New York, USA.
- 17 **Peng, D. Y. and Robinson, D. B.** (1976), “A new two – constant equation of state”, *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, no. 15, pp. 59–64.
- 18 **Abbas, R. J.** (2011), “Thomson coefficients and Joule-Thomson inversion curves for pure compounds and binary systems predicted with the group contribution equation of state VTPR”, *Fluid Phase Equilibria*, no. 306, pp. 181–189.
- 19 **Poling, B. E., Prausnitz, J. M. and O’Connell, J. P.** (2001), “The properties of gases and liquids”, McGraw-Hill Companies, Inc., New York, USA. doi: 10.1036/0070116822.
- 20 **Pedersen, K. S. and Christensen, P. L.** (2007), *Phase Behavior of Petroleum Reservoir Fluids*, Taylor & Francis Group, New York, USA.
- 21 **Dan Surianu F.** (2011), “Mathematical Modelling and Numerical Simulation of the Dynamic Behaviour of Thermal and Hydro Power Plants”, *Numerical Simulations of Physical and Engineering Processes*. 2011, pp. 551–576.
- 22 **Bihari, P., Gróf, G. and Gács, I.** (2010), “Efficiency and cost modelling of thermal power plants”, *Thermal Science*, vol. 14, no. 3, 821–834 pp. doi: 10.2298/TSCI1003821B.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Belov, G. V. and Dorohova, M. A.** (2014), “Organic Rankine Cycle and its use in alternative energy”, *Science and education*, no. ФС77-48211, pp. 99–124.
- 2 **Lukawski, M.** (2009), “Design and optimization of standardized Organic Rankine Cycle power plant for European conditions”, *The School for Renewable Energy Science in affiliation with University of Iceland & the University of Akureyri*. Akureyri.
- 3 **Quoilin, S.** (2011), “Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications”, *Energy systems research unit Aerospace and mechanical engineering department university of Liege*, Liege.
- 4 **Walter de Freitas Pereira Marques M.** (2014), Potential for ORC Application in the Portuguese Manufacturing Industry. Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia do Ambiente, perfil Gestão e Sistemas Ambientais.
- 5 **Botstein, V. A., Kanevsky, A. L., Litvinenko, V. G. and Skoromniy, A. L.** (2011), “The use of secondary energy resources at the metallurgical enterprises of Ukraine”, *Ecology and industry*, no. 1, pp. 85–90.
- 6 **Redko, A. A., Pavlovsky, S. V. and Kompan, A. I.** (2013), “Improving the efficiency of heat recovery of power installations”, *Vesnik of the KNUVD*, no. 6, pp. 231–237.

- 23 **AspenTech Company**. Official website of company (2016), Electronic resource: finding resources by subject [Online], Retrieved from: <http://www.aspentech.com/hysys/> (Accessed 10 January 2016).
- 24 **Quoilin, S. et al.** (2011), "Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles", *Applied Energy*, no. 88, pp. 2183–2190.
- 25 **Lyhvar, N. V., Govorushchenko, Yu. N. and Yakovlev, V. A.** (2003), "Modeling thermal power units with using interactive graphic scheme", *J. of Mechanical engineering*, no. 1, pp. 30–41.
- 26 *Termodinamicheskie lgP,h-diagrammy dlja hladagentov* [Thermodynamics lgP,h-diagrams for refrigerants] (2003), "AVISANKO" Ltd., Moscow, Russia.
- 27 **NGO "MosElektroPrivod"**. Official website of the manufacturer (2016), Electronic resource: finding resources by subject [Online], Retrieved from: <http://moselectroprivod.ru/?cat=44> (Accessed 20 January 2016).
- 28 **PE "Melnikov's"**. Official website of the manufacturer (2016), Electronic resource: finding resources by subject [Online], Retrieved from: <http://kran.odessa.ua/index.html> (Accessed 25 January 2016).

Сведения об авторах (About authors)

Шубенко Александр Леонидович – член-корреспондент НАН Украины, доктор технических наук, заведующий отделом оптимизации конструкций и процессов турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, ул. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61046; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, ORCID 0000-0001-9014-1357.

Shubenko Oleksandr – Member-correspondent of National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Department Head in optimization of processes and designs of turbomachinery, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Сенецкий Александр Владимирович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник оптимизации конструкций и процессов турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, ул. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61046; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net, ORCID 0000-0001-8146-2562.

Senetskyi Oleksandr – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Fellow, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Senior Research Fellow in optimization of processes and designs of turbomachinery Department, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Сарапин Владимир Павлович – главный конструктор оптимизации конструкций и процессов турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, ул. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61046; e-mail: sarapin_v@mail.ru, ORCID 0000-0002-5323-5351.

Sarapin Volodymyr – chief designer in optimization of processes and designs of turbomachinery Department, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Шубенко, А. Л. Влияние начальных параметров на характеристики проточных частей турбин, работающих на низкокипящих рабочих телах [Текст] / **А. Л. Шубенко, А. В. Сенецкий, В. П. Сарапин** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 9(1181). – С. 118–127. – Бібліогр.: 28 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.18.

Please cite this article as:

Shubenko, O., Senetskyi, O. and Sarapin, V. (2016), "Influence of Initial Parameters on the Performances of the Flow System of Turbines Operating on Low-Boiling Actuating Medium", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 118–127, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.18.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Шубенко, О. Л. Вплив початкових параметрів на характеристики проточних частин турбін, що працюють на низькокипячих робочих тілах [Текст] / **О. Л. Шубенко, О. В. Сенецкий, В. П. Сарапин** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 9(1181). – С. 118–127. – Бібліогр.: 28 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.18.

АНОТАЦІЯ Наведено результати розрахункових досліджень з використанням програмного комплексу, що розроблено в ІПМаш НАН України, по визначенню витратних та геометричних характеристик проточних частин турбін на органічних робочих тілах, з урахуванням їх властивостей. Проведено порівняльний аналіз характеристик проточних частин турбін із сверхкритичними та докритичними параметрами робочого тіла на вході в турбіну. Показано вплив початкових параметрів на економічність та потужність турбіни.

Ключові слова: турбіна, електрична потужність, енергозбереження, теплова схема, проточна частина, сверхкритичні та докритичні параметри, низькокипяче робоче тіло, сумішеве і однокомпонентне робоче тіло.

Поступила (received) 27.01.2016