

*А. Л. ШУБЕНКО, А. В. СЕНЕЦКИЙ, В. П. САРАПИН, Н. Ю. БАБАК, С. В. РОГОВОЙ*

## ВЫБОР И РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПАРОТУРБИННЫХ ЦИКЛОВ НА НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

Пропонується рішення задачі оцінки масогабаритних характеристик теплообмінного обладнання, що входить до складу теплової схеми на низькокиплячих робочих тілах. З метою зменшення витрат на проектування при реалізації теплової схеми розглянуто можливість використання наявного у нафтохімічній промисловості типоряду теплообмінного обладнання. Побудовано розрахункову модель теплообмінного обладнання, що входить до складу паротурбінного циклу на низькокиплячих робочих тілах і проведено розрахункові дослідження з визначення його основних характеристик. Отримано, що використання такого підходу дозволяє підібрати відповідний тип теплообмінника і оцінити його масогабаритні характеристики. Визначено основні показники теплообмінників, які служать для подальшої оцінки технічних та економічних можливостей реалізації теплових схем на різних робочих тілах.

**Ключові слова:** енергозбереження, енергетична установка на біопаливі, математичне моделювання, низькокипляче робоче тіло, тепла схема, теплообмінне обладнання, масові та габаритні характеристики.

Предлагается решение задачи оценки массогабаритных характеристик теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы на низкокипящих рабочих телах. С целью уменьшения затрат на проектирование при реализации тепловой схемы рассмотрена возможность использования имеющегося в нефтехимической промышленности типоряду теплообменного оборудования. Построена расчетная модель теплообменного оборудования, входящего в состав паротурбинного цикла на низкокипящих рабочих телах и проведены расчетные исследования по определению его основных характеристик. Получено, что использование такого подхода позволяет подобрать соответствующий тип теплообменника и оценить его массогабаритные характеристики. Определены основные показатели теплообменников, которые служат для дальнейшей оценки технических и экономических возможностей реализации тепловых схем на различных рабочих телах.

**Ключевые слова:** энергосбережение, энергетическая установка на биотопливе, математическое моделирование, низкокипящее рабочее тело, тепловая схема, теплообменное оборудование, массовые и габаритные характеристики.

A solution is proposed for estimating the mass-size characteristics of the heat exchange equipment included in the heat scheme on low-boiling working fluids. In order to reduce the cost of design in the implementation of the thermal schemes the possibility of using existing in the petrochemical industry type series of heat exchange equipment. A model is developed for calculating the heat-exchange equipment included in the steam-turbine cycle on low-boiling working fluids and to determine their main characteristics calculation studies were carried out. It is received, that use of such approach allows to choose the appropriate type of the heat exchanger and to estimate its weight and size characteristics. The main indicators of heat exchangers are determined, which serve to further assess the technical and economic feasibility of implementing heat schemes on different working fluids.

**Keywords:** energy saving, biofuel power plant, mathematical modeling, low boiling working fluid, thermal scheme, heat exchange equipment, mass and dimensional characteristics.

**Введение.** Использование ископаемых топливных ресурсов увеличивается во всем мире, что влечет за собой уменьшение их запасов. Это приводит к необходимости поиска решений, позволяющих более эффективно реализовывать технологические процессы с целью рационального расходования топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) [1, 2]. Существует целый ряд решений, направленных на решение данной задачи, одним из которых является глубокое использование тепла сжигаемого топлива, т. е. утилизация вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) технологических процессов для получения дополнительной электрической энергии [3–7]. Другим немаловажным направлением является реализация энергетических установок при сжигании биотоплива [2, 7–9].

В мировой практике все большее внимание уделяется такому направлению исследований как паротурбинные циклы на низкокипящих рабочих телах (НРТ) [7, 10–12]. Тепловые схемы на НРТ являются универсальными, т.к. могут использоваться для выработки электроэнергии за счет использования ВЭР малого потенциала, которые на большинстве промышленных предприятий не используются (уходящие газы топливоиспользующих технологических процессов и так далее) [13], а также при создании

энергетических установок малой мощности на основе сжигания возобновляемых топливных ресурсов [14].

В литературных источниках активно рассматриваются преимущества и недостатки замкнутых паротурбинных циклов на НРТ, однако малое внимание уделяется оценке массогабаритных характеристик теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы (например, конденсатор, рекуператор, испаритель) [15–17]. Вместе с тем, выбор составных элементов тепловой схемы играет важную роль при компоновке энергетической установки, оценке целесообразности и технической возможности реализации таких циклов.

Таким образом, в работе на основе анализа литературных источников, описывающих паротурбинные циклы на НРТ, поставлена задача оценки массогабаритных характеристик теплообменного оборудования, входящего в состав двухкаскадной тепловой схемы на низкокипящем рабочем теле. Для уменьшения капитальных вложений на реализацию проекта рассмотрена возможность использования теплообменного оборудования (испарителей, рекуператоров, конденсаторов), имеющегося в нефтехимической промышленности.

Расчетные исследования теплообменников

выполнены с учетом термодинамических свойств и особенностей применяемых рабочих тел.

**Метод исследования.** В зависимости от параметров и объема источника теплоты для реализации паротурбинного цикла выбирается рабочее тело, обладающее соответствующими термодинамическими и физическими характеристиками. Рабочие тела в таких циклах могут быть различными (вода, фреоны и т. д.), при этом расчет физических процессов в тепловых схемах и ее составных элементах необходимо осуществлять с максимально точным определением их физических свойств. Базовым уравнение определения свойств различных веществ является уравнение Ван-дер-Ваальса [18]. В настоящее время разработано большое количество модификаций этого уравнения [19, 20], имеющих разную степень сложности (Редлиха-Квонга, Пател-Тейя, 11-коэффициентное уравнение Старлинга-Хаана и другие – более сложные), однако их применение усложняет и затрудняет расчет из-за большого количества коэффициентов.

Для описания поведения нормальных углеводородов и их смесей наиболее популярным является уравнение, опубликованное Робинсоном и Пенгом в 1976 году (Peng-Robinson) [21, 22]

$$P = \frac{R \cdot T}{v - b} - \frac{a \cdot \alpha(T)}{v^2 + 2 \cdot b \cdot v - b^2},$$

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

где  $P$  – давление, МПа;  $T$  – температура, К;  $v$  – молярный объем, м<sup>3</sup>/кмоль;  $R$  – газовая постоянная, кДж/(кмоль·К);  $a$ ,  $b$  – постоянные коэффициенты, определенные для любого рабочего тела;  $\alpha(T)$  – универсальная функция, зависящая от двух индивидуальных параметров, характеризующих свойства той или иной конкретной жидкости: критической температуры ( $T_c$ ) и, так называемого, ацентрического фактора ( $\omega$ ).

Решение задачи определения индивидуальных коэффициентов для уравнения состояния Пенга-Робинсона позволяет рассчитывать  $PVT$ -свойства и хорошо описывать фазовые превращения [23, 24].

Проведены расчетные исследования тепловых схем с учетом характеристик низкокипящих рабочих тел. Структура построения расчетной модели базируется на общих уравнениях тепловых балансов [25]. Модель представляет 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. При этом составные элементы паротурбинного цикла, оцениваются как "черный ящик" (вход – выход тепловых потоков).

Расчет тепловой схемы позволил определить мощность электрогенерирующей установки с учетом принятых ограничений и оценить параметры теплоносителя в контрольных точках. Эти результаты являются исходными для проведения расчетных исследований составных элементов тепловой схемы.

Турбинная установка, входящая в состав тепловой схемы энергетической установки может быть рассчитана с использованием современного и апробированного программного комплекса *IPMFlow*, разработанного в ИПМаш НАН Украины [26–28].

Для проведения расчетных исследований по определению характеристик теплообменников на низкокипящих рабочих телах разработан программный продукт, позволяющий оценивать габаритные размеры теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы и подбирать его из существующих (разработанных) типов теплообменников. Такое решение дает возможность снизить сроки изготовления и расходы на проектирование новых теплообменников. За базу берутся ГОСТы и технические условия (ТУ) производителей [29–31].

По значениям температур входа-выхода греющего и нагреваемого теплоносителей в теплообменном аппарате определяется температурный напор в нем

$$\Delta t_{\text{нар}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}},$$

где  $\Delta t_1$  – большее, а  $\Delta t_2$  – меньшее значение из двух разностей температур:

– между входом греющего и выходом нагреваемого потоков;

– между выходом греющего и входом нагреваемого потоков.

С учетом физических характеристик теплоносителя вычисляется число Рейнольдса

$$Re = \frac{W \cdot d}{\nu},$$

где  $W$  – скорость потока, м/с;  $d$  – диаметр трубки, м;  $\nu$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с.

Вычисляем по критериальному уравнению теплообмена, в зависимости от характера движения среды в трубе, число Нуссельта

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c,$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты, зависящие от степени турбулизации потока;  $Pr$  – число Прандтля.

Определяется значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}.$$

Коэффициент теплопередачи определяется как

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{cm} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где  $R_{ст}$  – термическое сопротивление стенки,  $(м^2 \cdot К)/Вт$ .

Выбирается диаметр, шаг, количество рядов труб, поверхность теплообмена, что позволяет в результате оценить значение суммарных гидравлических потерь давления в каждом из потоков, при этом разбив его на элементарные типовые участки

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \left( \rho \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \zeta \right)_i,$$

где  $\rho$  – плотность рабочей среды,  $кг/м^3$ ;  $W$  – скорость газового потока,  $м/с$ ;  $\zeta$  – коэффициент сопротивления элементарного участка,  $i$  – порядковый номер элементарного участка,  $n$  – количество элементарных участков.

По результатам расчета проводится анализ конструкции теплообменника и при необходимости

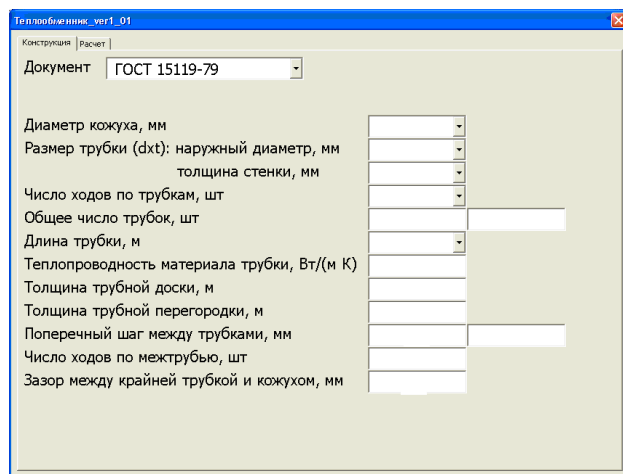


Рис. 1 – Задание характеристик теплообменника

пересматриваются геометрические характеристики теплообменного оборудования, после чего расчет выполняется заново. Из нескольких вариантов теплообменников выбирается лучший вариант, удовлетворяющий как по величине гидравлического сопротивления, так и по массогабаритным параметрам. В случае отсутствия теплообменника, подходящего по расходным и тепловым характеристикам, возникает необходимость в проектировании нового теплообменника. По результатам выбора рациональной конструкции определяются массогабаритные характеристики теплообменного аппарата.

Таким образом, согласно проведенным расчетным исследованиям и имеющегося опыта подбирается теплообменник (рис. 1) и определяются его тепловые характеристики теплообменника (рис. 2).

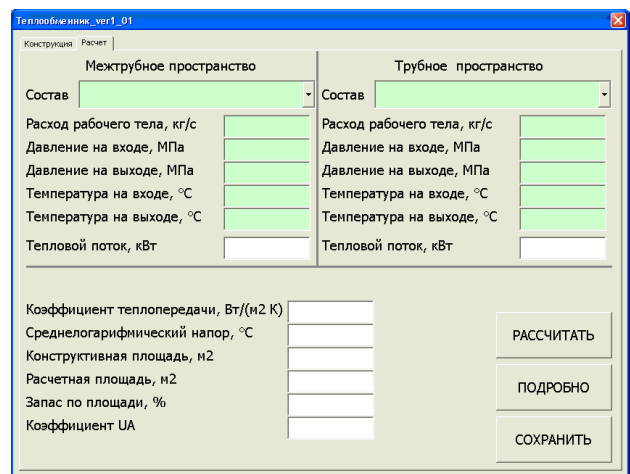


Рис. 2 – Задание параметров теплоносителя и получение тепловых характеристик теплообменника

**Объект исследования.** В качестве объекта исследования выбрана двухкаскадная конденсационная электрогенерирующая турбоустановка малой мощности, предназначенная для использования в качестве топлива возобновляемых топливных ресурсов различных отраслей народного хозяйства [32, 33].

Преобразование тепловой энергии сжигаемого топлива в двухкаскадной тепловой схеме в механическую и далее в электрическую энергию происходит с использованием НРТ в замкнутых контурах (рис. 3). В состав тепловой схемы входит три контура: первый – промежуточный, второй и третий энергетические.

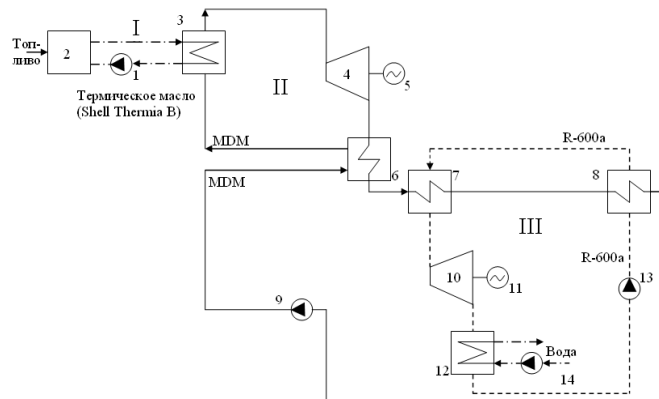


Рис. 3 – Двухкаскадная когенерационная тепловая схема: I – первый контур (промежуточный); II – второй контур (энергетический); III – третий контур (энергетический); 1 – циркуляционный насос; 2 – котельный агрегат; 3 – испаритель; 4 – турбина; 5 – электрогенератор; 6 – рекуператор; 7 – конденсатор; 8 – испаритель; 9 – питательный насос; 10 – турбина; 11 – электрогенератор; 12 – конденсатор; 13 – питательный насос; 14 – циркуляционный насос системы охлаждения

В результате проведения предварительных исследований исходной тепловой схемы в качестве рабочего тела для первого контура выбрано масло *Shell Thermia B*, для второго – *MDM* и для третьего – *R-600a*.

С целью уменьшения присоса воздуха и упрощения системы лабиринтных уплотнений

давление на выходе из турбины (4) принято близким к атмосферному.

По результатам расчетов тепловой схемы получены характеристики рабочего тела в контрольных точках (табл. 1–4).

Таблица 1 – Параметры контура масла *Shell Thermia B* (I)

Параметр	Ед. изм.	Показатель		
		Циркуляционный насос (1)	Котельный агрегат (2)	Испаритель (3)
Давление масла на входе	МПа	0,94	1,0	0,97
Давление масла на выходе	МПа	1,0	0,97	0,94
Температура масла на входе	°С	178	178	300
Температура масла на выходе	°С	178	300	178
Расход масла	кг/с	1,5	1,5	1,5
КПД	%	75	–	–
Тепловой поток масла	кВт	–	520	510
Мощность	кВт	0,2	–	–

Таблица 2. – Параметры контура *MDM* (II)

Параметр	Ед. изм.	Показатель						
		Испаритель (3)	Турбина (4)	Электрогенератор (5)	Рекуператор (6)	Испаритель (7)	Подогреватель (8)	Питательный насос (9)
Давление <i>MDM</i> на входе	МПа	1,23	1,2	–	По греющей стороне – 0,09. По нагреваемой стороне – 1,233	0,089	0,088	0,087
Давление <i>MDM</i> на выходе	МПа	1,2	0,09	–	По греющей стороне – 0,089. По нагреваемой стороне – 1,230	0,088	0,087	1,233
Температура <i>MDM</i> на входе	°С	154	280	–	По греющей стороне – 251. По нагреваемой стороне – 147	245	147	147
Температура <i>MDM</i> на выходе	°С	280	251	–	По греющей стороне – 245. По нагреваемой стороне – 154	147	147	147
Расход <i>MDM</i>	кг/с	1,25	1,25	–	1,25	1,25	1,25	1,25
Тепловой поток <i>MDM</i>	кВт	500	–	–	18	272	196	–
КПД	%	–	80	97	–	–	–	75
Мощность	кВт	–	40	39	–	–	–	3,0

Таблица 3. – Параметры контура *R-600a* (III)

Параметр	Ед. изм.	Показатель					
		Подогреватель (8)	Испаритель (7)	Турбина (10)	Электрогенератор (5)	Конденсатор (12)	Питательный насос (13)
Давление <i>R-600a</i> на входе	МПа	3,28	3,265	3,25	–	0,35	0,349
Давление <i>R-600a</i> на выходе	МПа	3,265	3,25	0,35	–	0,349	3,28
Температура <i>R-600a</i> на входе	°С	27	92	127	–	43	25
Температура <i>R-600a</i> на выходе	°С	92	127	43	–	25	27
Расход <i>R-600a</i>	кг/с	1,1	1,1	1,1	–	1,1	1,1
Тепловой поток <i>R-600a</i>	кВт	192	267	–	–	400	–
КПД	%	–	–	80	97	–	75
Мощность	кВт	–	–	72	70	–	7,8

Таблица 4. – Параметры водяного контура (IV)

Параметр	Ед. изм.	Показатель	
		Конденсатор (12)	Циркуляционный насос (14)
Давление воды на входе	МПа	0,13	0,1
Давление воды на выходе	МПа	0,1	0,13
Температура воды на входе	°С	20	20
Температура воды на выходе	°С	25,2	20
Расход воды	кг/с	18,5	18,5
Тепловой поток воды	кВт	392	–
КПД	%	–	75
Мощность	кВт	–	1,0

В результате расчета тепловой схемы получено, что полезная электрическая мощность рассмотренной двухкаскадной турбинной установки ~ 100 кВт, электрический КПД ~ 19 %.

Результаты, представленные в табл. 1–4, служат исходными данными для проведения расчетных исследований при оценке массогабаритных и тепловых характеристик теплообменного оборудования,

входящего в состав тепловой схемы.

**Расчет теплообменного оборудования.** Предварительные геометрические характеристики теплообменников выбираются согласно ГОСТа 15118-79.

Путем итерационного процесса подбираем геометрические характеристики теплообменного оборудования. Результаты расчета основных термодинамических показателей приведены в табл. 5.

Таблица 5. – Результат расчета теплообменников

Наименование	Ед. изм.	Испаритель (3)	Рекуператор (6)	Испаритель (7)	Подогреватель (8)	Конденсатор (12)
<b>Параметр</b>						
Диаметр кожуха	мм	600	159	325	325	400
Размер трубки	мм	25×2	20×2	20×2	20×2	25×2
Число ходов по трубкам	–	4	1	2	2	2
Общее число трубок	шт.	430	10	90	90	200
Длина трубки	мм	700	50	300	200	900
Коэффициент теплопроводности металла трубки	Вт/(м·К)	47	47	47	47	47
Толщина трубной доски	мм	100	50	100	100	50
Толщина трубной перегородки	мм	50	20	50	50	30
Поперечный шаг между трубками	мм	23,5	24	24	24	22,81
Число ходов по межтрубью	–	5	2	3	3	7
Зазор между крайней трубкой и кожухом	мм	5	5	5	5	5
<b>Межтрубное пространство</b>						
Расход рабочего тела	кг/с	1,25	1,25	1,1	1,1	1,1
Давление на входе	МПа	1,23	0,09	3,265	3,28	0,35
Давление на выходе	МПа	1,2	0,089	3,25	3,265	0,349
Температура на входе	°С	154	251	92	27	43
Температура на выходе	°С	280	245	127	92	25
Средняя скорость потока	м/с	0,07	90,5	0,13	0,24	11,16
Число Re	–	2777	597158	24816	16442	80792
Число Pr	–	5,856	0,023	5,69	4,34	0,827
Число Nu	–	52,8	179,3	194,5	93,1	197,2
<b>Трубное пространство</b>						
Расход рабочего тела	кг/с	1,5	1,25	1,25	1,25	18,5
Давление на входе	МПа	0,97	1,233	0,089	0,088	0,13
Давление на выходе	МПа	0,94	1,23	0,088	0,087	0,1
Температура на входе	°С	300	147	245	147	20
Температура на выходе	°С	178	154	147	147	25,2
Средняя скорость потока	м/с	0,06	0,26	24,57	0,31	0,54
Число Re	–	5167	12354	152785	11857	11884
Число Pr	–	4,494	5,0	0,022	0,757	6,5
Число Nu	–	37,4	78,7	93,2	60,4	85,4
<b>Основные характеристики теплообменников</b>						
Подводимая тепловая мощность	кВт	510	18	272	196	400
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	117,1	473	257,7	228	413
Среднелогарифмический температурный напор	°С	21,4	98	83	85	8,31

Окончание таблицы 5

Конструктивная площадь	м <sup>2</sup>	236,4	0,98	16,4	10,74	142,6
Расчетная площадь	м <sup>2</sup>	200,8	0,39	12,78	7,98	117,3
Запас площади	%	17,7	152	28,3	34,7	21,6
Масса теплообменного аппарата	кг	5800	70	820	600	3800

Результаты расчетных исследований показали возможность реализации подхода использования существующего теплообменного оборудования при создании замкнутых паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах. Табл. 5 показывает, что характеристики выбранных теплообменников обеспечивают необходимую передачу теплоты, с учетом предъявляемых требований по запасу поверхности теплообмена. Суммарная масса всего теплообменного оборудования составила ориентировочно 11 тонн.

Отметим, что полученные результаты являются лишь примером расчета и выбора основных характеристик теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы. Для каждого отдельного случая необходим индивидуальный подход.

**Выводы.** Выполнено построение математической модели, позволяющей проводить расчетные исследования по определению основных характеристик теплообменного оборудования, входящего в состав тепловой схемы с НРТ. Для упрощения решения поставленной задачи предлагается в первом приближении решать задачу с использованием имеющегося в промышленности типоряда теплообменного оборудования. В случае отсутствия типовой конструкции, подходящей по расходным и тепловым характеристикам, необходимо спроектировать новый теплообменный аппарат, который максимально подходит под условия реализуемого паротурбинного цикла. В результате получено, что данный подход может позволить в отдельных случаях существенно сократить затраты на проектирование нового теплообменного оборудования. Определение основных показателей теплообменников служат для дальнейшей оценки технических и экономических возможностей реализации тепловых схем на различных рабочих телах.

#### Список литературы:

- Андрижневский А. А. Энергосбережение и энергетический менеджмент: учебное пособие. 2-е изд., перераб. / А. А. Андрижневский, В. И. Володин. – М.: Высшая школа, 2005. – 294 с.
- Суходоля О. М. Енергетична стратегія України на період до 2035 року. Біла книга енергетичної політики України «Безпека та конкурентоспроможність». Проект / О. М. Суходоля. – К.: Національний інститут стратегічних досліджень, 2014. – 41 с.
- Павловський С. В. Теплоутилізаційна система котельної установки з силовим когенераційним контуром: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.03.23 / С. В. Павловський. – Х.: ХНУБА, 2015. – 24 с.
- Жигурс А. Утилизация тепла дымовых газов на теплоисточниках г. Риги / А. Жигурс, А. Церс, Ю. Голуновс [и др.] // Новости теплоснабжения. – 2010. – № 5. – С. 19–24.
- Кудинов А. А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках / А. А. Кудинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2000. – 139 с.
- Галустов В. С. Утилизация теплоты дымовых газов / В. С. Галустов // Энергия и менеджмент. – Минск: Беларусь. – 2004. – № 6. – С. 44–48.
- Белов Г. В. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике / Г. В. Белов, М. А. Дорохова // Наука и образование. – 2014. – № ФС77-48211. – С. 99–124.
- Гелетуха Г. Г. Комплексний аналіз технологій виробництва енергії з твердої біомаси в Україні. Частина I. Солома / Г. Г. Гелетуха, Т. А. Желізна, О. І. Дроздова // Промислова теплотехніка. – 2013. – Т. 35, № 3. – С. 57–63.
- Гнеушев В. А. Логика сооружения и обеспечения биотопливом мини-ТЕЦ в Украине / А. В. Гнеушев, А. С. Стадник, Ю. А. Крохмалюк // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2012. – № 07 (101). – С. 44–52.
- Lukawski M. Design and optimization of standardized Organic Rankine Cycle power plant for European conditions / M. Lukawski. – Akureyri: The School for Renewable Energy Science in affiliation with University of Iceland & the University of Akureyri, 2009. – 87 p.
- Quoilin S. Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications / S. Quoilin – Liege: Energy systems research unit Aerospace and mechanical engineering department university of Liege, 2011. – 183 p.
- Walter de Freitas Pereira Marques M. Potential for ORC Application in the Portuguese Manufacturing Industry / 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.
- Ботштейн В. А. Использование вторичных энергоресурсов на металлургических предприятиях Украины / В. А. Ботштейн, А. Л. Каневский, В. Г. Литвиненко, А. Л. Скоромный // Экология и промышленность. – 2011. – № 1. – С. 85–90.
- Сенецький О. В. Реалізація когенераційного паротурбінного циклу на низькокиплячому робочому тілі для сільгоспдприємства / О. В. Сенецький // Вісник НТУСГ. Сер. Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. Технічні науки. – Х.: ХНТУСГ, 2014. – № 154. – С. 10–11.
- Редько А. А. Повышение эффективности теплоутилизационных энергетических установок / А. А. Редько, С. В. Павловский, А. И. Компан // Вісник КНУТД. – 2013. – № 6. – С. 231–237.
- Сергиенко Р. В. Пути повышения эффективности рабочего цикла энергетических теплоутилизующих установок с низкокипящими рабочими телами / Р. В. Сергиенко, Б. Д. Билека, В. Я. Кабков // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8 (95). – С. 38–42.
- Редько А. А. Методы повышения эффективности систем геотермального теплоснабжения / А. А. Редько. – Макеевка: ДонНАСА, 2010. – 302 с.
- Van der Waals J. D. On the Continuity of the Gaseous and Liquid States / J. D. Van der Waals. – New York: Dover, 2004. – 320 p.
- Heidemann R. A. A van der Waals-type equation of state for fluids with associating molecules / R. A. Heidemann, J. M. Prausnitz // Proc. Natl. Acad. Sci. USA. – 1976. – Vol. 73. – № 6. – P. 1773–1776.
- Garland C. W. Experiments in Physical Chemistry / C. W. Garland, J. W. Nibler, D. P. Shoe-maker. – New York: McGraw-Hill Higher Education, 2009. – 757 p.
- Peng D. Y. A new two – constant equation of state / D. Y. Peng, D. B. Robinson // Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. – 1976. – № 15. – P. 59–64.
- 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 / R. J. Abbas // Fluid Phase Equilibria. – 2011. – № 306. – P. 181–189.
- Poling B. E. The properties of gases and liquids / B. E. Poling, J. M. Prausnitz, J. P. O'Connell. – New York: McGraw-Hill Companies, 2001. – 803 p.
- Pedersen K. S. Phase Behavior of Petroleum Reservoir Fluids / K. S. Pedersen, P. L. Christensen. – New York: Taylor & Francis Group, 2007. – 423 p.
- Шубенко А. Л. Когенераційні технології в енергетиці на основі застосування парових турбін малої потужності / А. Л. Шубенко, В. А. Малащенко, А. В. Сенецький, Н. Ю. Бабак. – Х.: ИПМаш НАН України, 2014. – 320 с.
- Шубенко А. Л. Реалізація каскадних теплових схем з застосуванням турбін на низькокипящих рабочих телах / А. Л. Шубенко, А. В. Русанов, А. В. Сенецький, Р. А. Русанов // Вісник НТУ «ХП». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси

- й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 12(2013). – С. 24–29.
27. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов, С. В. Еришов. – Х.: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
  28. Lampart P. Validation of 3D RANS Solver With a State Equation of Thermally Perfect and Calorically Imperfect Gas on a Multi-Stage Low-Pressure Steam Turbine Flow / P. Lampart, A. Rusanov, S. Yerшов // Journal of Fluids Engineering. – 2005. – Vol. 127. – P. 83–93.
  29. ТУ 3612-144-13972650-2015. Теплообменные кожухотрубчатые аппараты серии ТКА. – Введ. 20.05.15. – Казань: ЗАО «ЭТАЛОН ТКС», 2015. – 88 с.
  30. Испарители кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. ГОСТ 15119-79. – Введ. 04.06.79. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 16 с.
  31. Конденсаторы кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры. ГОСТ 15121-79. – Введ. 04.06.79. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 20 с.
  32. Шубенко А. Л. Разработка каскадной тепловой схемы турбоустановки на низкокиспящих рабочих телах для сельской энергетики / А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий, В. П. Саратин // Вісник НТУ «ХП». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2017. – № 10(1232). – С. 13–24.
  33. Шубенко А. Л. Оценка технико-экономических показателей каскадной тепловой схемы турбоустановки на низкокиспящих рабочих телах / А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий, В. П. Саратин // Вісник НТУ «ХП». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2017. – № 11 (1233). – С. 6–15.
- References (transliterated)**
1. Andriyevskiy, A. A. and V.I.Volodin *Energoberegennye i energeticheskyy menelgment: uchebnoye posobie*. Minsk: High school, 2005. Print.
  2. Suhodolya, O. M. *Energetichna strategiya Ukrayini na period do 2035 roku. Bila kniga energetichnoyi politiki Ukrayini «Bezpeka ta konkurentospromozhnist»*. Proekt. Kiev: National Institute for Strategic Studies, 2014. Print.
  3. Pavlovs'kyi, S.V. *Teplotilizatsiynna systema kotel'noi ustanovky z sylovym kogeneratsiynym konturom*. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk.stupenja cahd. tehn. nauk. Kharkiv, 2015. Print.
  4. Zigurs, A., et al. "Utilizatsiya tepla dymovih gazov na teploistochnikah g. Rigi." *Novosti teplosnabzheniya*. No 5. 2010. 19–24. Print.
  5. Kydinov, A. A. *Energoberegennye v teplogeneriruyuschih ustanovkah*. Ulyanovsk: UISTU, 2000. Print.
  6. Galustov, V. S. "Utilizatsiya teploty dymovih dazov." *Energy and Managemen*. No. 6. Minsk: Republic of Belarus, 2004. 44–48. Print.
  7. Belov, G. V., and M. A. Dorohova "Organicheskiy cikl Renkina i ego primenenie v al'ternativnoy energetike." *Science and education* ФС77-48211 (2014): 99–124. Print.
  8. Geletuha, G. G., T. A. Zhelezna, and O. I. Drozdova "Kompleksnyy analiz tehnologii vyrobnytva energii z tverdoi biomasy v Ukraini. Chastyna 1. Soloma." *Promislova teplotehnika* 35.3 (2013): 57–63. Print.
  9. Gneushev, V. A., A. S. Stadnik, and Yu. A. Krohmaluk "Logika sooruzheniya i obespecheniya biotoplivom mini-TEC v Ukraini." *Energoberezhennye. Energetika. Ergoaudit* 07.101 (2012): 44–52. Print.
  10. Lukawski, M. *Design and optimization of standardized Organic Rankine Cycle power plant for European conditions*. Akureyri: The School for Renewable Energy Science in affiliation with University of Iceland & the University of Akureyri, 2009. Print.
  11. Quoilin, S. *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. Liege: Energy systems research unit Aerospace and mechanical engineering department university of Liege, 2011. Print.
  12. Walter de Freitas Pereira Marques M. *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, 2014. Print.
  13. Botshteyn, V. A., et al. "Ispol'zovanie vtorignyh energoresursov na metalurgicheskikh predpriyatiyah Ukrainy." *Ecology and industry*. No. 1. 2011. 85–90. Print.
  14. Senetskiy, O. V. "Realizatsiya kogeneratsiynogo paroturbinnogo ciklu na nyz'kokopylyachomu robochomu tili dlya sil' gosppidpnyemstva." *Bulletin of NTUA. Ser.: Problems of energy supply and energy saving in the agroindustrial complex of Ukraine. Technical sciences*, No. 154. Kharkiv: KhNTUA, 2014. 10–11. Print.
  15. Red'ko, A. A., S. V. Pavlovskiy and A. I. Kompan "Povyshenie effektivnosti teploutilizatsiynih energeticheskikh ustanovok." *Bulletin KNUTD*. No. 6. 2013. 231–237. Print.
  16. Sergienko, R. V., B. D. Bileka and V. Ya. Kabkov "Puti povysheybya effektivnosti rabocheho cikla energeticheskikh teploutiliziruyuschih ustanovok s nizkokopyaschimi rabochimi telami." *Aerospace engineering and technology*. 8.95 (2012): 38–42. Print.
  17. Red'ko, A. A. *Metody povysheniya effektivnosti system geothermal'nogo teplosnabzheniy*. Makeyevka: DonNACEA, 2010. Print.
  18. Van der Waals, J.D. *On the Continuity of the Gaseous and Liquid States*. New York: Dover, 2004. Print.
  19. Heidemann, R. A. "A van der Waals-type equation of state for fluids with associating molecules." *Proc. Nat. Acad. Sci. USA* 73.6 (1976): 1773–1776. Print.
  20. Garland, C. W., J. W. Nibler, and D. P. Shoe-maker *Experiments in Physical Chemistry*. New York: McGraw-Hill Higher Education, 2009. Print.
  21. Peng, D. Y., and D. B. Robinson "A new two-constant equation of state." *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals* 15 (1976): 59–64. Print.
  22. 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." *Fluid Phase Equilibria* 306 (2011):181–189. Print.
  23. Poling, B. E., J. M. Prausnitz and J. P. O'Connell *The properties of gases and liquids*. New York: McGraw-Hill Companies, 2001. Print.
  24. Pedersen, K. S., and P. L. Christensen *Phase Behavior of Petroleum Reservoir Fluids*. New York: Taylor & Francis Group, 2007. Print.
  25. Shubenko, A. L., et al. *Kogeneratsiynnye tehnologii v energetike na osnove primeneniya parovyh turbin maloy mosch'nosti*. Kharkov: IPMach NAS of Ukraine, 2014. Print.
  26. Shubenko, A. L., et al. "Realizatsiya kaskadnyh teplovyh shem s primeneniem turbin na nizkokopyaschih rabochih telah." *Bulletin of the NTU "KhPI": Ser.: Energetichni ta teplotehnichni protsesi y ustakuvannya*. No 12(2013). Kharkov: NTU "KhPI", 2013. 24–29. Print.
  27. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov *Matematicheskoe modelirovaniye nestacionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashyn*. Kharkov: IPMach NAS of Ukraine, 2008. Print.
  28. Lampart, P., A. Rusanov, and S. Ershov "Validation of 3D RANS Solver With a State Equation of Thermally Perfect and Calorically Imperfect Gas on a Multi-Stage Low-Pressure Steam Turbine Flow." *Journal of Fluids Engineering* 127 (2005): 83–93. Print.
  29. ТУ 3612-144-13972650-2015. Теплообменные аппараты серии ТКА. Казань: ЗАО «ЭТАЛОН ТКС», 2015. Print.
  30. ГОСТ 15119-79. *Ispariteli kozhuhotruchchatye s nepodvizhnymi trubnymi reshrtkami i kozhuhotruchchatye s temperaturnym kompensatorom na kozhuhe*. Moscow: Publishing Standards, 1979. Print.
  31. ГОСТ 15121-79. *Kondensatory kozhuhotruchchatye s nepodvizhnymi trubnymi reshrtkami i kozhuhotruchchatye s temperaturnym kompensatorom na kozhuhe. Osnovnye parametry i razmery*. Moscow: Publishing Standards, 1979. Print.
  32. Shubenko A. L., et al. "Razrabotka kaskadnoy teplovy shemy turboustanovki na nizkokopyaschih rabochih telah dlya sel'skoy energetiki." *Bulletin of the NTU "KhPI". Ser.: Power and heat engineering processes and equipment*. No. 10(1232). Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. 13–24. Print.
  33. Shubenko, A. L., et al. "Ocenka tehniko-ekonomicheskikh pokazateley kaskadnoy teplovy shemy turboustanovki na nizkokopyaschih rabochih telah." *Bulletin of the NTU "KhPI". Ser.: Energetichni ta teplotehnichni protsesi y ustakuvannya*. No 11(1233). Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. 6–15. Print.

Поступила (received) 04.04.2018

**Выбор и расчет теплообменного оборудования для паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах / О. Л. Шубенко, О. В. Сенецкий, В. П. Сарапин, М. Ю. Бабак, С. В. Роговий // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ«ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 9–16. – Бібліогр.: 33 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).**

**Выбор и расчет теплообменного оборудования для паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах / А. Л. Шубенко, А. В. Сенецкий, В. П. Сарапин, Н. Ю. Бабак, С. В. Роговой // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ«ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 9–16. – Бібліогр.: 33 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).**

**Selection and calculation of heat exchange equipment for steam-turbine cycles on low-boiling working fluids / O. L. Shubenko, O. V. Senetskiy, V. P. Sarapin, M. Yu. Babak, S. V. Rogoviy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – № 17 (1293). – P. 9–16.. – Bibliogr.: 33. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).**

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

**Шубенко Олександр Леонідович** – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, завідувач відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-30; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

**Шубенко Олександр Леонідович** – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, завідувачий відділом оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, г. Харків; тел.: (057) 349-47-30; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

**Shubenko Aleksandr Leonidovich** – Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Department Head of Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-30; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

**Сенецький Олександр Володимирович** – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net.

**Сенецький Олександр Володимирович** – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, г. Харків; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net.

**Senetskiy Aleksandr Vladimirovich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Employee of the Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-42; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net.

**Сарапин Володимир Павлович** – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: sarapin@email.ua.

**Сарапин Володимир Павлович** – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, г. Харків; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: sarapin@email.ua.

**Sarapin Volodymyr Pavlovich** – Candidate of Technical Sciences, Employee of the Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, A. N. Podgorny Institute of Problems of Mechanical Engineering NAS Ukraine, Kharkov ;tel.: (057) 349-47-42; e-mail: sarapin@email.ua.

**Бабак Микола Юрійович** – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, вул. Пожарського 2/10, м. Харків, тел.: (057) 349-47-42, e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

**Бабак Микола Юрійович** – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, г. Харків; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

**Babak Mykola Yuryevich** – Candidate of Technical Sciences, Employee of the Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, A. N. Podgorny Institute of Problems of Mechanical Engineering NAS Ukraine, Kharkov ;tel.: (057) 349-47-42, e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

**Роговий Сергій Вікторович** – провідний інженер, ТОВ «Техенерго НВП», м. Харків, тел.: (057) 349-47-42, e-mail: entur@ukr.net.

**Роговой Сергей Викторович** – ведущий инженер, ОАО «Техэнерго НВП», м. Харків, тел.: (057) 349-47-42, e-mail: entur@ukr.net.

**Rogoviy Sergiy Viktorovich** – principal engineer, TEKHENERGO NVP LTD, tel.: (057) 349-47-42, e-mail: entur@ukr.net.