

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ
НАН УКРАЇНИ

ПРОМИСЛОВА ТЕПЛОТЕХНІКА

МІЖНАРОДНИЙ
НАУКОВО-ПРИКЛАДНИЙ ЖУРНАЛ

Виходить 4 рази на рік
Заснований в 1979 р.

Том 40, № 1, 2018

Головний редактор – Снєжкін Ю.Ф.

Редакційна колегія:

Долінський А.А. – почесний головний редактор
Авраменко А.О.
Бабак В.П. – заступник головного редактора
Басок Б.І.
Бондаренко Б.І.
Василенко С.М.
Горобець В.Г.
Клименко В.М.
Круковський П.Г.
Кудря С.О.
Письменний Є.М.
Фіалко Н.М.
Халатов А.А.
Шморгун В.В. – відповідальний секретар

Редакційна рада:

Акулич О.В. (Беларусь)
Балтренас П.Б. (Литва)
Ліграні П. (США)
Міховські М. (Болгарія)
Пошкас С. (Литва)
Піоро І.Л. (Канада)
Сайред Н. (Великобританія)

ЗМІСТ

ТЕПЛО- ТА МАСООБМІННІ ПРОЦЕСИ

Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я.

Современные способы пленочного охлаждения:
влияние ускорения потока.....5

**Фіалко Н.М., Піоро І.Л., Прокопов В.Г.,
Шеренковський Ю.В., Меранова Н.О., Альошко С.О.**

CFD моделювання теплообміну при течії води
надкритичних параметрів у вертикальних
гладких трубах.....12

Ковецкая Ю.Ю.

Эффект числа Прандтля на теплообмен в круглом
пористом микроканале.....21

Ковецька М.М.

Особенности кризиса теплообмена на обогреваемой
поверхности при кипении наножидкости.....27

ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

Тертышный И.Н., Парафейник В.П.

Возможность совершенствования
турбокомпрессорных агрегатов газовой
промышленности по результатам анализа
эффективности их рабочего процесса.....36

КОМУНАЛЬНА ТА ПРОМИСЛОВА ЕНЕРГЕТИКА

**Басок Б.И., Давыденко Б.В.,Новиков В.Г.,
Сороковой Р.Я.**

Моделирование солнечного излучения для
использования в возобновляемой энергетике
и в строительной теплофизике.....44

Билека Б.Д., Гаркуша Л.К.

Топливная экономичность когенерационно-
теплонасосных технологий на базе ГТУ в котельных
средней мощности.....51

Новицкая М.П.

Теплообменный аппарат для утилизации теплоты
сточных вод домохозяйства.....56

ВІДНОВЛЮВАЛЬНА ЕНЕРГЕТИКА

**Гелетуха Г.Г., Желєзна Т.А., Драгнєв С.В.,
Баштовий А.І.**

Перспективи використання біомаси від обрізки та вида-
лення багаторічних сільськогосподарських насаджень
для виробництва енергії в Україні.....61

**Гелетуха Г.Г., Желєзна Т.А., Драгнєв С.В.,
Баштовий А.І.**

Аналіз можливостей заготівлі деревного палива
в лісах України.....68

NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF UKRAINE
INSTITUTE OF ENGINEERING
THERMOPHYSICS

INDUSTRIAL HEAT ENGINEERING

INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND
APPLIED JOURNAL

Published 4 times a year

Founded in 1979

Volume 40, № 1, 2018

Editor in Chief – Yu. Snezhkin

Editorial Board Members:

A. Avramenko
V. Babak – Associated Editor
B. Basok
B. Bondarenko
A. Dolinsky – Honorable Editor
S. Vasylenko
V. Gorobec
V. Klimenko
P. Krukovsky
S. Kudrya
Ye. Pysmenny
N. Fialko
A. Khalatov
V. Shmorgun – Responsible Secretary

Advisory Editorial Board:

A. Akulich (Belarus)
P. Baltrenas (Lithuania)
P. Ligrani (USA)
M. Mitko (Bulgary)
P. Poskas (Lithuania)
I. Pioro (Canada)
N. Syred (United Kingdom)

CONTENTS

HEAT AND MASS EXCHANGE PROCESSES

Khalatov A.A., Borisov I.I., Dashevskyy Y.J.

Advanced film cooling schemes: effect of
flow acceleration.....5

**Fialko N.M., Pioro I.L., Prokopov V.G.,
Sherenkovskiy Ju.V., Meranova N.O.,
Alioshko S.O.**

CFD modeling of heat transfer under flow of supercritical
parameters water in vertical bare tubes.....12

Kovetska Y.Y.

Effect of Prandtl number on heat transfer in a circular
porous microchannel.....21

Kovetskaya M.M.

Features of heat transfer crisis on heating surface
during boiling of nanofluids.....27

HEAT POWER UNITS

Tertyshnyi I.N., Parafejnik V.P.

Possibility of updating the turbo-compressor packages
of gas industry based on the efficiency analysis
results of their working process.....36

DISTRICT AND INDUSTRIAL HEAT POWER

**Basok B.I., Davydenko B.V., Novikov V.G.,
Sorokovoy R.Ya.**

Modeling of solar radiation for use in renewable energy
and in construction thermal physics.....44

Bileka B.D., Garkusha L.K.

The fuel economicity of cogeneration-heat pump
technologies on the basis of gas turbine installations
in medium capacity boiler-houses..... 51

Novitska M.P.

Household drain water heat recovery unit.....56

RENEWABLE ENERGY SYSTEMS

**Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Drahnev S.V.,
Bashtovyi A.I.**

Analysis of opportunities for harvesting wood fuel
in the forests of Ukraine.....61

**Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Drahnev S.V.,
Bashtovyi A.I.**

Prospects for using biomass from agrarian pruning and
plantation removal in Ukraine.....68

УДК 621.45.038

СОВРЕМЕННЫЕ СПОСОБЫ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ: ВЛИЯНИЕ УСКОРЕНИЯ ПОТОКА

Халатов А.А.¹, академик НАН Украины, Борисов И.И.¹, канд. техн. наук,
Дашевский Ю.Я.², канд. техн. наук

¹ Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03057, Украина

² НПКГ «Зоря» – «Машпроект», просп. Богоявленский 42а, г. Николаев, 54018, Украина

Наведено результати аналізу впливу прискорення потоку на ефективність плівкового охолодження для різних варіантів вдуву: щілинного, за допомогою циліндричних та фасонних отворів, за допомогою похилих отворів у заглибинах різної форми – кратерах, траншеї, напівсферичних сегментах. Наведено співвідношення для розрахунку ефективності.

Представлены результаты анализа влияния ускорения потока на эффективность пленочного охлаждения для различных вариантов вдува: щелевого, с помощью цилиндрических и фасонных отверстий, с помощью наклонных отверстий, расположенных в углублениях различной формы – кратерах, траншее, полусферических сегментах. Приведены соотношения для расчета эффективности.

Results of the flow acceleration influence on the film cooling are given for a few variants of coolant supply through a slot, cylindrical or shaped holes, and holes in shallow indentations of different shape – craters, trench, semispherical segments. The correlations for film cooling efficiency prediction are presented.

Библ. 17, рис. 3.

Ключевые слова: пленочное охлаждение, адиабатная эффективность, ускорение внешнего потока.

d – диаметр отверстия;

K – параметр ускорения;

m – параметр вдува;

w – скорость внешнего потока;

Введение

Пленочное охлаждение широко применяется для тепловой защиты сопловых и рабочих (вращающихся) лопаток газовых турбин. На его характеристики оказывает влияние множество факторов: параметр вдува, продольный градиент давления основного потока (ускорение / торможение), степень его турбулентности, отношение плотностей охладителя и основного потока, сжимаемость (число Маха). Для количественной оценки ускорения потока в межлопаточном канале используется параметр:

$$K = \frac{v_{\infty}}{w_{\infty}^2} \frac{dw_{\infty}}{dx}, \quad (1)$$

где w_{∞} и v_{∞} – скорость и кинематическая вязкость внешнего потока.

По данным ряда работ [1, 2], при $K > 2 \dots 3 \cdot 10^{-6}$ начинается ламинаризация потока (обратный переход), при этом интенсивность теплообмена существенно падает. Для реальных условий эксплуатации лопаток газовых турбин характерный диапазон работы составляет $0,5 \cdot 10^{-6} \dots 2 \cdot 10^{-6}$, т.е. явление ламинаризации можно не принимать во внимание.

Представление данных по эффективности пленочного охлаждения при воздействии различных факторов часто выполняют с использованием принципа супер-

позиции отдельных воздействий, т.е. результирующая (средняя по ширине поверхности) эффективность записывается в виде произведения отдельных факторов [3]:

$$\bar{\eta} = \bar{\eta}_0 \cdot \prod_i \varepsilon_i, \quad (2)$$

где $\bar{\eta}_0$ – средняя по ширине пластины эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности при отсутствии влияния каких-либо факторов, ε_i – относительная функция, учитывающая влияние i -го фактора на эффективность охлаждения. В отдельных случаях принцип суперпозиции не выполняется, как, например, при совместном влиянии ускорения потока и вогнутой кривизны ([4]).

Как показывают расчетные и экспериментальные исследования физической структура течения, выполненные в [5–9], при ускорении внешнего потока пограничный слой становится более тонким, и струя охладителя прижимается к поверхности. Целью настоящей работы является сравнительный анализ влияния ускорения потока на эффективность пленочного охлаждения как для традиционных, так и перспективных способов подачи охладителя.

Тангенциальная щель

Тангенциальная щель является наиболее эффективным вариантом пленочного охлаждения. При тангенциальной подаче охладителя через сплошную щель вслед-

ствии отсутствия отрыва потока основным влияющим фактором является уменьшение толщины пограничного слоя, приводящее к интенсификации взаимодействия охладителя и основного потока и постепенному размыванию охладителя. Эксперименты, выполненные в [10], показали, что ускорение внешнего потока около плоской пластины снижает абсолютное значение эффективности охлаждения. Для описания фактора отрицательного продольного градиента давления в работе [10] предложено степенное соотношение:

$$\varepsilon_{dp} = \frac{\eta_{\text{уск}}(x)}{\eta_{\text{безгр}}(x)} = \left(\frac{w(x)}{w_{\text{вх}}} \right)^n, \quad (3)$$

где $w_{\text{вх}}$ и $w(x)$ – скорость основного потока на входе ($x = 0$) и в произвольном сечении x ; $\eta_{\text{безгр}}(x)$ и $\eta_{\text{уск}}(x)$ – эффективность безградиентного и ускоренного потока в сечении x . При обобщении экспериментальных данных получено значение показателя степени $n = -0,2$.

Как показали дальнейшие исследования, такой вид соотношения оказался пригодным для описания влияния ускорения потока при других способах подачи охладителя. Эксперименты [11] при вдуве охладителя через наклонную тангенциальную щель ($\alpha = 20^\circ$), выполненные при значении параметра ускорения $K = 2,62 \cdot 10^{-6}$, показали, что полученные данные могут быть обобщены зависимостью (3) с показателем степени $n = -0,19$.

Цилиндрические наклонные отверстия

Цилиндрические наклонные отверстия широко используются при охлаждении лопаток газовых турбин. Влияние ускорения потока на эффективность пленочного охлаждения за системой наклонных отверстий широко исследовано [4 – 9, 12, 13]. Для системы дискретных отверстий данные различных авторов по влиянию

ускорения на эффективность пленочного охлаждения существенно различаются. Причиной этого является сложная гидродинамика пристенного течения с системой парных вихрей, которая трансформируется под влиянием ускорения потока. Поэтому даже для однорядных схем расположения цилиндрических отверстий до настоящего времени не удалось разработать методики, позволяющие дать точную количественную оценку влияния ускорения потока на эффективность пленочного охлаждения.

По данным работ [5 – 8, 12], на плоской поверхности ускорение потока повышает эффективность пленочного охлаждения на начальном участке газовой завесы (по различным данным до значения относительной продольной координаты x/d от 15 до 30). Выполненное в работе [5] исследование влияния ускорения потока ($K = 2 \cdot 10^{-6}$) на начальном участке пленочного охлаждения из отверстий с углом наклона $\alpha = 45^\circ$ и относительным поперечным шагом $t/d = 8$ обнаружило в диапазоне изменения параметра вдува $0,15 < m < 0,8$ увеличение эффективности пленочного охлаждения на центральной линии примерно на 25...40 %. Измерение структуры пограничного слоя показало, что в отличие от безградиентного течения, в ускоренном потоке переход пограничного слоя из ламинарного режима в турбулентный происходит значительно медленнее. Был также сделан вывод о том, что наличие отрицательного продольного градиента давления затрудняет распределение охладителя по ширине, а струя становится тоньше.

Эксперименты [6] со вдувом охладителя из ряда наклонных цилиндрических отверстий ($\alpha = 30^\circ$) с относительным поперечным шагом $t/d = 2,5$, и значением параметра ускорения $K = 2,62 \cdot 10^{-6}$ обнаружили, что ускорение потока по-разному влияет на эффективность охлаждения на начальном и основном участках (рис. 1).

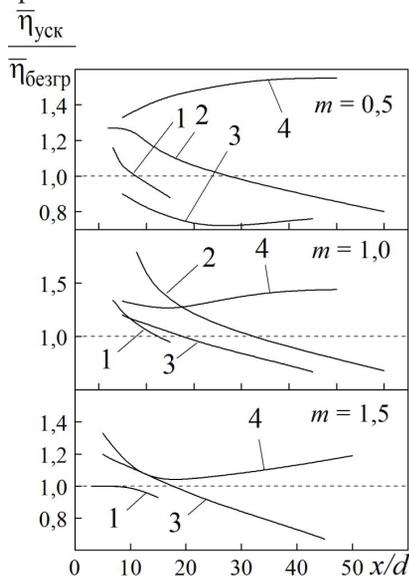


Рис. 1. Отношение эффективности пленочного охлаждения ускоренного и безградиентного потоков для однорядных схем с наклонными цилиндрическими отверстиями. 1, 2 – плоская поверхность по данным [12] и [6]; 3 – выпуклая поверхность [13]; 4 – вогнутая поверхность [4].

При $0 < x/d < 30$ имеет место ее увеличение в диапазоне параметра вдува $0,35 < m < 1,2$. По мнению авторов, при $m > 0,35$ градиент давления изменяет траекторию струй и уменьшает их отрыв от поверхности. Далее вниз по течению (измерения проводились до $x/d = 62$) ускорение потока снижает эффективность пленочного охлаждения.

Аналогичные результаты получены в работе [12] для однорядной схемы наклонных отверстий с относительным поперечным шагом $t/d = 3$ и углом наклона отверстий $\alpha = 35^\circ$ при значении параметра ускорения $K = 1,5 \cdot 10^{-6}$, однако точка перехода от положительного влияния к отрицательному существенно ниже. С увеличением параметра вдува данное значение продольной координаты составляет $x/d = 5$ при $m = 0,4$ и $x/d = 13$ при $m = 1,0$ (рис. 1). Авторы [12] считают, что снижение эффективности на основном участке пленочного охлаждения является результатом роста степени турбулентности, т. е. увеличения скорости перемешивания охлаждающих струй с основным потоком.

В работе [8] выполнено математическое моделирование пленочного охлаждения с параметрами, соответствующими экспериментальной работе [12]. Расчеты показали, что при наличии отрицательного продольного градиента давления пограничный слой становится тоньше, охладитель прижимается к стенке и концентрируется вблизи центральной линии. Почкообразный вихрь растягивается в продольном направлении, его поперечный размер уменьшается, а интенсивность резко возрастает в соответствии с законом сохранения момента импульса. По сравнению с безградиентным течением эффективность пленочного охлаждения вдоль центральной линии существенно возрастает, причем максимальное увеличение обнаружено при $m = 0,6$ (15...20 % при $x/d = 20$). При $m = 1,5$, после присоединения потока, изменений в эффективности вдоль центральной линии не обнаружено.

Детальное экспериментальное исследование структуры потока при вдуве воды из одиночного цилиндрического отверстия в условиях отрицательного продольного градиента давления выполнено в работе [9] с соблюдением гидродинамического подобия по отношению к параметрам реального двигателя. Течение было развитым и турбулентным, толщина пограничного слоя перед отверстием составляла $1,2d$ при нулевом продольном градиенте, и $0,7d$ при ускорении потока. Параметр вдува равнялся единице, использовалось отверстие с углом наклона $\alpha = 30^\circ$ и относительной длиной $L/d = 4,1$. Применялось 3-D измерение скорости магнитно-резонансным методом, параметр ускорения потока K был высоким и составлял $4,8 \cdot 10^{-6}$. Поскольку исследовалось одиночное отверстие, исключалось взаимовлияние соседних струй. Эксперименты подтвердили выводы работ [5] и [8] о том, что продольный градиент давления изменяет траекторию струи, которая более резко поворачивается по направлению к стенке, а пограничный слой становится более тонким.

Кроме того, для ускоренного потока отсутствующая зона обратного течения, характерная для натекания

струи в поперечный поток. Эта зона усиливает смещение и создает область с нулевым значением скорости. При ускорении потока вихревая пара (почкообразный вихрь) начинает вращаться более интенсивно и сохраняется значительно дальше вниз по течению. При рассмотрении уравнения импульсов в данном случае значимыми остаются лишь изгибающие и растягивающие напряжения. При ускорении потока начинают превалировать растягивающие напряжения, усиливающие вихревую структуру, которая приближается ближе к поверхности. При вдуве из отверстия в условиях ускорения потока решающее влияние оказывают две противоположные тенденции: с одной стороны, поток прижимается к стенке и исчезает зона обратных токов вблизи отверстия вдува; с другой стороны – усиливается почкообразный вихрь. Результат влияния ускорения зависит от того, какая из этих тенденций превалирует, в зависимости от геометрических и режимных условий.

Экспериментальное и численное исследование влияния ускорения потока ($K = 0,3 \cdot 10^{-6} \dots 0,7 \cdot 10^{-6}$) на характеристики пленочного охлаждения на начальном участке ($x/d < 16$) при вдуве из одиночного наклонного ($\alpha = 30^\circ$) отверстия на плоскую поверхность выполнено в работе [7]. В экспериментах использовалась тепломассообменная аналогия, параметр вдува изменялся в диапазоне $0,25 \dots 1,2$, отношение плотностей охладителя и основного потока DR составляло $1,5$. Исследования показали, что при малых параметрах вдува ($m = 0,25$) усредненная по ширине эффективность пленочного охлаждения при ускорении потока незначительно снижается. При $m > 0,75$ вблизи отверстия ($x/d < 3$) вследствие уменьшения толщины пограничного слоя на выходе из отверстия и более заметного прижатия охладителя к поверхности эффективность охлаждения повышается на 30 % для течения с ускорением. В отличие от работ [6, 12], в работе [7] при $x/d > 10$ продольный отрицательный градиент давления практически не оказывал влияния на эффективность пленочного охлаждения. Как и в работах [8] и [9], парный почкообразный вихрь прижимается к поверхности, становится более интенсивным, однако при этом ухудшается поперечное распределение охладителя.

Отдельно следует рассмотреть работы по влиянию ускорения потока при пленочном охлаждении криволинейных поверхностей.

В работах [4, 13] с использованием технологии жидких кристаллов исследовалась эффективность пленочного охлаждения при ускорении основного потока в широком диапазоне продольной координаты на выпуклой ($r/d = 25$ и 75 , $5 < x/d < 45$) и вогнутой ($r/d = 150$, $5 < x/d < 100$) поверхностях. Исследован одиночный ряд наклонных ($\alpha = 30^\circ$) цилиндрических отверстий с относительным поперечным шагом $t/d = 3$. Параметр вдува изменялся в диапазоне $0,5 < m < 2$, параметр ускорения потока был постоянным по длине и составлял для исследований с выпуклой поверхностью $K \approx 0,8 \cdot 10^{-6}$, а для вогнутой: $K \approx 1,0 \cdot 10^{-6}$. Как показали эксперименты (рис. 1), в случае выпуклой поверхности на начальном участке, вблизи отверстий вдува имеет место более вы-

сокая эффективность пленочного охлаждения. Авторы предполагают, что это связано с уменьшением отрыва выдуваемой струи при ускорении основного потока. На основном участке эффективность снижается. Обработка данных по соотношению (1), позволила получить для основного участка газовой завесы на выпуклой поверхности ($5 < x/d < 45$) значение показателя степени: $n = -0,24$.

Особо следует выделить результаты, относящиеся к совместному влиянию ускорения потока и вогнутой кривизны поверхности [4]. В этих экспериментах обнаружено значительное (от 30 до 60 %) увеличение средней по ширине эффективности, вплоть до значения продольной координаты $x/d = 100$ (рис. 1). Как отмечают авторы, столь значительное влияние ускорения потока в данном случае связано с тем, что продольный градиент давления оказывает стабилизирующее воздействие на поток, подавляя гидродинамическую неустойчивость, вызываемую вогнутой кривизной. С увеличением параметра вдува влияние ускорения потока снижается.

Фасонные отверстия

Как отмечено в обзоре [14], в последние десятилетия большой прогресс в увеличении эффективности пленочного охлаждения с помощью рядов отверстий был достигнут с использованием фасонных отверстий (рис. 2), которые по своим характеристикам приближаются к щелевым конфигурациям, обеспечивающим

безотрывное обтекание при высоких параметрах вдува. Хотя выполнение фасонных отверстий малого (порядка 0,5 мм и менее) диаметра технологически значительно сложнее, чем цилиндрических, в последние годы, в связи с совершенствованием технологий (лазерных, электроэрозионных, водоструйных, 3D – печать) происходит повышение точности и удешевление их выполнения. По данным [13], для однорядных схем фасонных отверстий отрицательный продольный градиент давления снижает эффективность пленочного охлаждения, однако это снижение меньше, чем для цилиндрических наклонных отверстий. В результате обобщения данных с помощью соотношения (3) было получено, что показатель степени для фасонных отверстий составляет величину $n = -0,15$, т.е. по абсолютной величине он оказался меньше, чем для тангенциально-щелевого вдува.

Наклонные цилиндрические отверстия в углублениях

Помимо фасонных отверстий в последние годы возникло новое направление в пленочном охлаждении с подачей охладителя в мелкие углубления (отношение глубины к диаметру 0,5...1,0) различной формы – в кратеры, траншею, сферические сегменты (рис. 2). Влияние ускорения потока на эффективность пленочного охлаждения для таких систем исследовалось экспериментально в работах [15–17]. Результаты представлены на рис. 3.

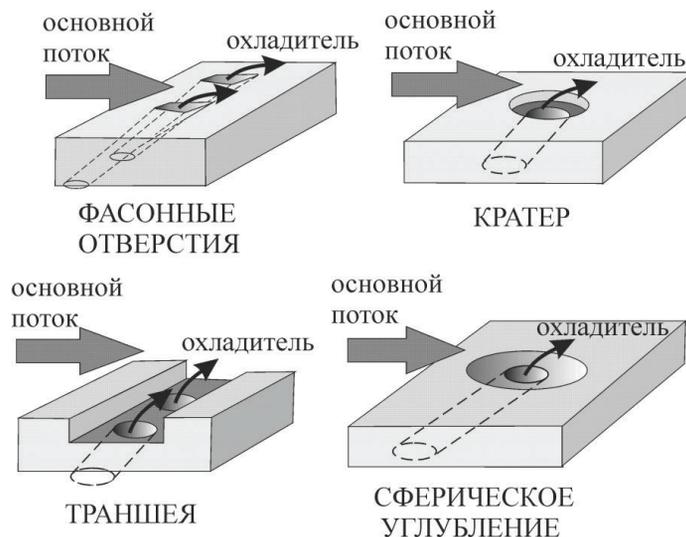


Рис. 2. Схемы фасонных отверстий и отверстий в углублениях.

Для однорядной системы отверстий в кратерах ([15]) получено, что данный фактор снижает значение до 10 % в конце измерительного участка (на расстоянии $x/d = 30$). Сравнение отношения эффективности для ускоренного и безградиентного потоков (рис. 3, а) показывает, что при $m = 0,5$ в диапазоне изменения параметра K от $0,5 \cdot 10^{-6}$ до $2,0 \cdot 10^{-6}$ данный фактор слабо влияет на эффективность (в рамках погрешности измерений), а при $K = (2,0...3,0) \cdot 10^{-6}$ средняя по ширине эффектив-

ность снижается примерно на 5...8 %. При высоких значениях параметра вдува на основном участке газовой завесы эффективность охлаждения снижается по длине пластины, а на начальном участке происходит незначительное увеличение эффективности. Подобный эффект также имеет место при пленочном охлаждении традиционными однорядными системами отверстий без углублений. Данные по эффективности охлаждения обобщаются с помощью уравнения (3) с погрешностью $\pm 10 \%$

при значении показателя степени $n = -0,25$.

Влияние ускорения потока на эффективность пленочного охлаждения при подаче охладителя в траншею экспериментально исследовано в [16] в диапазоне параметра ускорения $0,5 \cdot 10^{-6} \dots 3,0 \cdot 10^{-6}$. Результаты исследования показаны на рис. 3б. Как следует, отрицательный

продольный градиент давления примерно одинаково снижает эффективность пленочного охлаждения во всем диапазоне исследованных значений параметра вдува. Данные по эффективности обобщаются с помощью уравнения (3) с погрешностью $\pm 10\%$ при значении показателя степени $n = -0,18$.

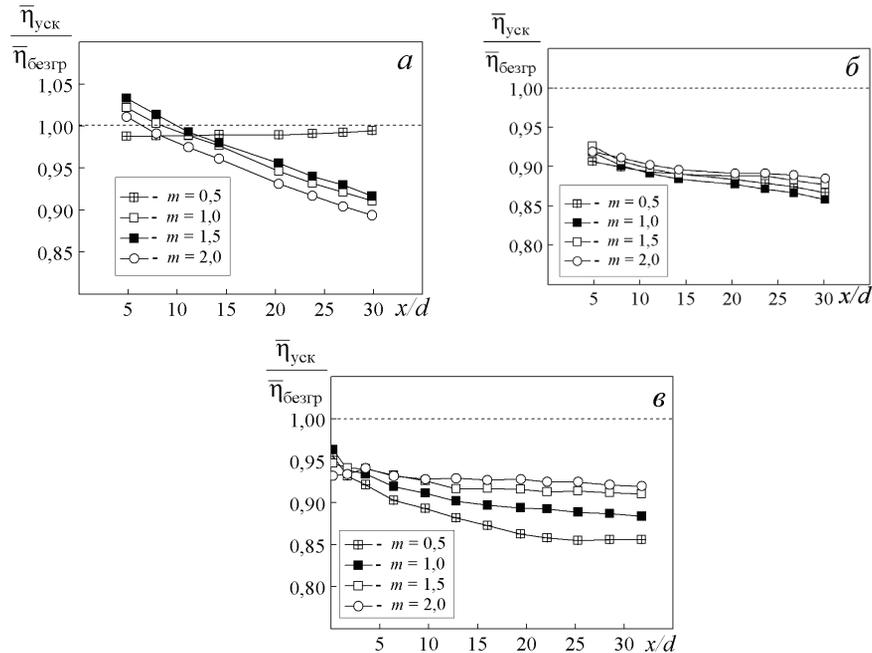


Рис. 3. Влияние ускорения потока на эффективность пленочного охлаждения:
a – однорядная система отверстий в кратерах;
б – однорядная система отверстий в траншее;
в – двухрядная система отверстий в сферических углублениях.

Эксперименты, выполненные в работе [17] по влиянию ускорения потока на эффективность охлаждения системой наклонных отверстий в полусферических углублениях (двухрядная схема) показали, что это влияние зависит от параметра вдува (рис. 3,в). При $m = 0,5$ отрицательный продольный градиент давления существенно (до 15 %) снижает осредненную в поперечном направлении эффективность охлаждения. При увеличении параметра вдува влияние ускорения потока становится значительно слабее (5...8 %).

Обобщение данных в виде зависимости отношения осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения для ускоренного и безградиентного основного потока от его относительной скорости выполнено для значений параметра вдува $m \geq 1$. С точностью $\pm 10\%$ эти данные могут быть аппроксимированы зависимостью (3) при значении показателя степени $n = -0,16$.

Выводы

Выполненный анализ показал, что для различных схем подачи охладителя влияние ускорения внешнего потока на эффективность пленочного охлаждения проявляется по-разному. Для тангенциально-щелевого

вдува отрицательный продольный градиент давления снижает эффективность. Для вдува из однорядной системы наклонных отверстий ускорение потока повышает эффективность пленочного охлаждения на начальном участке газовой завесы, но снижает ее на основном. Для однорядной схемы фасонных отверстий отрицательный продольный градиент давления снижает эффективность пленочного охлаждения, однако это снижение меньше, чем для цилиндрических наклонных отверстий. Для рассмотренных вариантов вдува из наклонных отверстий, расположенных в углублениях ускорение потока снижает эффективность охлаждения. Наиболее слабое влияние данного фактора проявляется в системах отверстий в сферических углублениях и в траншее, а в системе отверстий в цилиндрических кратерах влияние ускорения потока проявляется более заметно. Для рассмотренных схем подачи охладителя представлены уравнения для расчета влияния ускорения потока на эффективность пленочного охлаждения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Back L.H., Cuffel R.F., Massier P.F. Laminarization of a turbulent boundary layer in nozzle flow – boundary layer and heat transfer measurements with wall cooling //

Journal of Heat Transfer. – 1970. – V.92, No3. – P.333–342.

2. Ковальногов Н.Н. Теплообмен в соплах в условиях ламинаризации потока // Промышленная теплотехника. – 1982. – Т.4, №5. – С.59–64.

3. Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Щукин А.В. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1985. – 216 с.

4. Lutum E., von Wolfersdorf J., Semmler K., Naik S., Weigand B. Film cooling on a concave surface: influence of external pressure gradient on film cooling performance // Proc. of NATO/AGARD Symposium on Advanced Flow Management – Heat Transfer and Cooling in Propulsion and Power Systems. – Norway. – 2001. – 16 p. – Published in RTO-MP-069(I).

5. Launder B.E., York J. Discrete-hole cooling in the presence of free stream turbulence and strong favourable pressure gradient // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1974. – V.17, No 11. – P. 1403–1409.

6. Teekaram A.J.H., Forth C.J.P., Jones T.V. Film cooling in the presence of mainstream pressure gradients // Journal of Turbomachinery. – 1991. – V.113, №3. – P. 484–492.

7. Qin Y., Ren J., Jiang H. Effects of streamwise pressure gradient and convex curvature on film cooling effectiveness // Proceedings of ASME Turbo Expo2014. – Paper GT2014–25808. – P. V05BT13A027; 10 pages. doi: 10.1115 / GT2014–25808.

8. York W.D., J.H. Leylek. Numerical prediction of mainstream pressure gradient effects in film cooling // Proceedings of ASME Turbo Expo–1999. – Paper No 99–GT–166. – 9 p. P. V003T01A046; 9 pages, doi:10.1115/99-GT-166.

9. Coletti F. Elkins C.J., Eaton J.K. Three-dimensional velocity measurements of film cooling flow under favorable pressure gradient // Proceedings of ASME Turbo Expo–2012. – Paper No GT2012-69402. – V.4. – P.1627–1638. doi:10.1115/GT2012–69402.

10. Hartnett J.P., Birkebak R.G., Eckert E.R.G. Velocity distributions, temperature distributions effective-ness and heat transfer in cooling of a surface with a pressure gradient // International Development in Heat Transfer. – Trans. ASME, sec. A. – 1961. – Part 4. – P. 682–689.

11. Халатов А.А., Авраменко А.А., Борисов И.И. Газовая завеса на выпуклой поверхности с внешней турбулентностью и отрицательным градиентом давления // Теплофизика высоких температур. – 1991. – Т. 29, №1. – С.101–107.

12. Schmidt D.L., Bogard D.G. Pressure gradient effects on film cooling // Proceedings of ASME Turbo Expo–1995. – V. 4. – Paper No 95–GT–018. – P. V004T09A018. 8 pages, doi:10.1115/95-GT-018.

13. Lutum E. Wolfersdorf J., Semmler K., Dittmar J., Weigand B. An experimental investigation of film cooling on a convex surface subjected to favorable pressure gradient flow // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2001. – V. 44. – P.939–951.

14. Bunker R.S. A review of shaped hole turbine film-cooling technology // Journal of Heat Transfer. –2005.– V.127, No 4. – P.441–453.

15. Халатов А.А., Борисов И.И., Коваленко А.С., Дашевский Ю.Я. Шевцов С.В. Эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности однорядной системой наклонных отверстий в кратерах при ускорении внешнего потока // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2013. – №3/12(63). – С.54–58.

16. Халатов А.А., Борисов И.И., Коваленко А.С., Дашевский Ю.Я. Шевцов С.В. Пленочное охлаждение плоской поверхности однорядной системой наклонных отверстий в траншее: влияние внешней турбулентности и ускорения потока // Теплофизика и аэромеханика. – 2013. – Т.20, №6. – С.731–737.

17. Халатов А.А., Борисов И.И., Безлюдная М.В., Панченко Н.А., Дашевский Ю.Я. Перспективные способы пленочного охлаждения: влияние ускорения внешнего потока // Вісник НТУ «ХП». – 2015. – 15(1124). – С.56–62.

ADVANCED FILM COOLING SCHEMES: EFFECT OF FLOW ACCELERATION

Khalatov A.A.¹, Borisov I.I.¹, Dashevskyy Y.J.²

¹ Institute for Engineering Thermophysics NAS of Ukraine, 2a Zhelyabov str., Kyiv, 03680, Ukraine

² Gas Turbine Research & Production Complex «Zorya» – «Mashproekt», 42a prosp, Bogoyavlensky, Mykolaiv City, 54018, Ukraine

A comparative analysis of the flow acceleration influence on the adiabatic efficiency of film cooling for different cooling techniques is carried out. Both conventional and perspective schemes are considered – with coolant supply into shallow indentations of different shape – cylindrical craters, span-wise trench, and semispherical segments. The analysis showed the different effect of flow acceleration on the efficiency for these schemes. For the tangential slot the flow acceleration decreases efficiency. For a coolant injection through a single-row of inclined cylindrical holes, this factor increases the film cooling efficiency at the initial area of cooled surface, while reduces it on the main region. For the shaped holes, the flow acceleration reduces the film cooling efficiency, but less than for the inclined cylindrical holes. For a coolant injection through holes located in indentations, the flow acceleration reduces film cooling efficiency. The lowest influence of this factor occurs for schemes of holes in spherical dimples and in the trench. For holes in the cylindrical craters, the flow acceleration effect looks greater. For different film cooling schemes, the correlations are presented for prediction of the flow acceleration effect on film cooling efficiency.

References 17, figures. 3.

Key words: Film cooling, adiabatic efficiency, flow acceleration.

1. Back L.H., Cuffel R.F., Massier P.F. Laminarization of a turbulent boundary layer in nozzle flow – boundary layer and heat transfer measurements with wall cooling. *Journal of Heat Transfer*. 1970. V.92, No 3. P.333–342.

2. Kovalnogov N.N. Teploobmen v soplach v usloviyach laminarizacii potoka. *Promyshlennaya teplotekhnika*. 1982. V.4, №5. P.59–64. (Rus.)

3. Lokai V.I., Bodunov V.I., Zhuikov V.V., Schukin A.V. Teploperedacha v ochlazhdaemykh detalyakh gazoturbinnykh dvigateley letatelnykh apparatov. M.: Mashinostroyanie, 1985. 216 p. (Rus.)

4. Lutum E., von Wolfersdorf J., Semmler K., Naik S., Weigand B. Film cooling on a concave surface: influence of external pressure gradient on film cooling performance. *Proc. of NATO/AGARD Symposium on Advanced Flow Management. Heat Transfer and Cooling in Propulsion and Power Systems*. Norway. 2001. 16 p. Published in RTO-MP-069(I).

5. Launder B.E., York J. Discrete-hole cooling in the presence of free stream turbulence and strong favourable pressure gradient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1974. V.17, No 11. P. 1403–1409.

6. Teekaram A.J.H., Forth C.J.P., Jones T.V. Film

cooling in the presence of mainstream pressure gradients. *Journal of Turbomachinery*. 1991. V.113, №3. P. 484–492.

7. Qin Y., Ren J., Jiang H. Effects of streamwise pressure gradient and convex curvature on film cooling effectiveness. *Proceedings of ASME Turbo Expo2014*. Paper GT2014–25808. P. V05BT13A027; 10 pages. doi: 10.1115 / GT2014–25808.

8. York W.D., J.H. Leylek. Numerical prediction of mainstream pressure gradient effects in film cooling. *Proceedings of ASME Turbo Expo-1999*. – Paper No 99–GT–166. 9 p. P. V003T01A046; 9 pages, doi:10.1115/99-GT-166.

9. Coletti F., Elkins C.J., Eaton J.K. Three-dimensional velocity measurements of film cooling flow under favorable pressure gradient. *Proceedings of ASME Turbo Expo-2012*. Paper No GT2012-69402. V.4. P.1627–1638. doi:10.1115/GT2012–69402.

10. Hartnett J.P., Birkebak R.G., Eckert E.R.G. Velocity distributions, temperature distributions effectiveness and heat transfer in cooling of a surface with a pressure gradient. *International Development in Heat Transfer*. Trans. ASME, sec. A. 1961. Part 4. P. 682–689.

11. Khalatov A., Avramenko A., Borisov I. Gas screen for a convex surface with external turbulence and a negative pressure gradient. *High temperature*. Vol. 29, No 1, P.96–102.

12. Schmidt D.L., Bogard D.G. Pressure gradient effects on film cooling. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 1995. V. 4. Paper No 95–GT–018. P. V004T09A018. 8 pages, doi:10.1115/95-GT-018.

13. Lutum E., Wolfersdorf J., Semmler K., Dittmar J., Weigand B. An experimental investigation of film cooling on a convex surface subjected to favorable pressure gradient flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2001. V. 44. P.939–951.

14. Bunker R.S. A review of shaped hole turbine film-cooling technology. *Journal of Heat Transfer*. 2005. V.127, No 4. P.441–453.

15. Khalatov A.A., Borisov I.I., Dashevskyy Yu.Ya., Kovalenko A.S., Shevtsov S.V. Effektivnost plnochnogo ochlazhdeniya ploskoi poverchnosti odnoryadnoi systemoi naklonnykh otverstiy v kraterach pri uskorenii vneshnego potoka. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2013. №3/12(63). P.54–58. (Rus.)

16. Khalatov A.A., Borisov I.I., Dashevskyy Yu.Ya., Kovalenko A.S., Shevtsov S.V. Flat plate film cooling from a single-row inclined holes embedded in a trench: effect of external turbulence and flow acceleration. *Thermophysics and aeromechanics*. 2013. V.20, №6. P.713–719.

17. Khalatov A.A., Borisov I.I., Bezludnaya M.V., Panchenko N.A., Dashevskyy Yu.Ya. Perspektivnyye sposoby plnochnogo ochlazhdeniya: vliyanie uskoreniya vneshnego potoka. *Visnyk NTU «KhPI»*. 2015. 15(1124). P.56–62. (Ukr.)

Отримано 09.02.2018

Received 09.02.2018

УДК 536.242

CFD МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ ТЕЧІЇ ВОДИ НАДКРИТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ У ВЕРТИКАЛЬНИХ ГЛАДКИХ ТРУБАХ

Фіалко Н.М.¹, член-кореспондент НАН України, Піоро І.Л.², докт. техн. наук,
 Прокопов В.Г.¹, докт. техн. наук, Шеренковський Ю.В.¹, канд. техн. наук,
 Меранова Н.О.¹, канд. техн. наук, Альошко С.О.¹, канд. техн. наук

¹ Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03057, Україна

² Faculty of Energy Systems and Nuclear Science University of Ontario Institute of Technology 2000 Simcoe Str. N.,
 Oshawa ON L1K 7K4 Canada

Наведено результати CFD моделювання теплообміну в умовах висхідної течії надкритичної води у вертикальних гладких трубах при зміні в широких межах масової швидкості і теплового потоку на стінці каналу. Представлено результати зіставлення експериментальних і розрахункових даних для різних режимів теплообміну – покращеного, нормального і погіршеного. Виконано аналіз результатів CFD моделювання щодо просторового розподілу фізичних властивостей надкритичної води.

Приведены результаты CFD моделирования теплообмена в условиях восходящего течения сверхкритической воды в вертикальных гладких трубах при изменении в широких пределах массовой скорости и теплового потока на стенке канала. Представлены результаты сопоставления экспериментальных и расчетных данных для различных режимов теплообмена - улучшенного, нормального и ухудшенного. Выполнен анализ результатов CFD моделирования, касающихся пространственного распределения физических свойств сверхкритической воды.

The results of the CFD modeling of heat transfer under condition of the upstream flow of supercritical water in vertical bare tubes are presented with a change in the wide range of mass flux and heat flux at the channel wall. The results of comparison of experimental and calculated data for different heat transfer regimes - improved, normal and deteriorated - are presented. The results of the CFD modeling relating to the spatial distribution of physical properties of supercritical water are analyzed.

Бібл. 13, рис. 8., табл. 1.

Ключові слова: надкритична вода, покращений, нормальний, погіршений режими теплообміну, CFD моделювання, фізичні властивості надкритичної води.

c – питома теплоємність, кДж/(кг·К);
 D – внутрішній діаметр, м;
 G – масова швидкість, кг/(м²с);
 L – нагрівана довжина труби, м;
 P – тиск, МПа;
 q – густина теплового потоку на стінці труби, Вт/м²;
 T – температура, °С;
 Tu – інтенсивність турбулентності, %;
 x – осьова координата, м;
 y^+ – безрозмірне значення відстані від поверхні стінки до першої комірки сітки;
 α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К);
 λ – коефіцієнт теплопровідності, кВт/(м·К);
 μ – динамічна в'язкість, Па·с;
 ρ – густина, кг/м³.

Нижні індекси:

vx – вхідний;
 vix – вихідний;
 b – середньомасовий за поперечним перерізом труби (bulk);
 pc – псевдокритичний (pseudocritical).

Скорочення:

CFD – (Computational Fluid Dynamics) розрахункова гідродинаміка;
 SCWR – (Super Critical Water-cooled Reactor) надкритичний реактор з водяним охолодженням;
 SST – (Shear Stress Transport turbulent model) модель турбулентності переносу зсувних напруг.

Вступ

Один із шляхів підвищення теплової ефективності атомних електростанцій з водоохолоджуваними реакторами полягає у переході від докритичних до надкритичних параметрів теплоносія. Цей перехід вважається загальноприйнятим в теплоенергетиці і базується на успішному освоєнні вугільними електростанціями області надкритичних тисків в 60-70-х роках ХХ століття. Здійснення вказаного переходу в атомній

енергетиці потребує глибокого знання особливостей теплогідраліки в реакторах з водою надкритичних параметрів (SCWR) [1, 2].

Останнім часом велика увага приділяється розрахунковим дослідженням теплогідралічних характеристик надкритичних рідин в гладких трубах [3-11]. Такий підхід є консервативним по відношенню до тепловидільних зборок, оскільки в останніх мають місце додаткові тепломасоперетоки, зумовлені складністю

їхньої конфігурації.

Дана стаття присвячена CFD аналізу теплообміну для висхідних потоків у вертикальних гладких трубах, що охолоджуються водою при надкритичних тисках. При цьому наводяться результати зіставлення експериментальних і розрахункових даних за коефіцієнтом тепловіддачі і температурою стінки в умовах реалізації різних режимів тепловіддачі – покращеного, нормального і погіршеного. Певна увага приділяється також аналізу просторової картини фізичних властивостей надкритичної води.

Методика проведення досліджень

Як об'єкт теплофізичних досліджень розглянута ситуація відповідає задачі змішаної конвекції (при вимушеному і вільному русі) в умовах суттєвої залежності властивостей рідини від температури. В роботі дана задача вирішувалася в двовимірній вісесиметричній постановці. З метою стабілізації течії перед входом в трубу розрахункова область збільшувалася уверх по потоку за рахунок початкової ділянки довжиною 1,2 м, яка не обігрівалася. У вхідному перерізі труби швидкість і температура приймалися постійними, а величина

інтенсивності турбулентності Tu – дорівнювала 3 %. У вихідному перерізі труби ставилися «м'які» граничні умови. На обтічних водою поверхнях труби задавалися умови прилипання. На ділянці труби, що не обігрівалася, як теплові приймалися умови адиабатичності, на ділянці, що обігрівалася, - умови постійного по довжині труби тепловідводу до її стінки. Розрахункова область покривалася нерівномірною сіткою з суттєвим згущенням біля стінок труби і містила 120x520 комірок. Пристінковий крок задавався рівним $1,5 \cdot 10^{-6}$ м, що забезпечувало значення $y^+ < 0,7$. Для визначення фізичних властивостей надкритичної води використовувалася програма NIST REFPROP, інтегрована в FLUENT код [12]. Розв'язання поставленої задачі здійснювалося з подвійною точністю.

При розв'язанні використовувалась $k-\omega$ SST модель турбулентності. Результати верифікації моделей турбулентності наведено в [7].

Результати досліджень та їх аналіз

Основні параметри для варіантів CFD моделювання представлено в табл. 1. В усіх розрахункових варіантах внутрішній діаметр D і нагрівана довжина L труби були незмінними: $D = 10$ мм, $L = 4$ м.

Таблиця 1. Параметри для варіантів CFD моделювання

Варіант	G , кг/м ² с	q , кВт/м ²	P , МПа	$T_{вх}$, °С
1	1002	392	24.0	341
2	992	729	24.0	342
3	1000	826	24.0	343
4	503	189	24.4	321
5	494	287	24.2	325

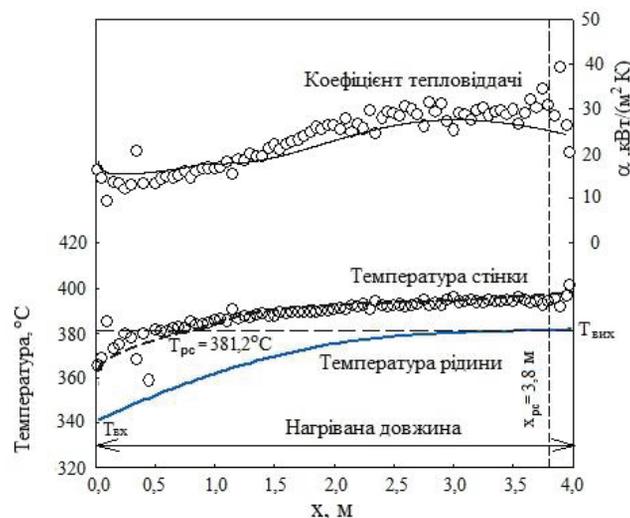


Рис. 1. Зіставлення значень коефіцієнта тепловіддачі α і температури стінки, одержаних на основі CFD моделювання (суцільні лінії), з експериментальними даними (кружки) для варіанту розрахунків 1 (див. табл. 1).

Для зіставлення з результатами CFD моделювання використовувалися експериментальні дані, одержані в Державному науковому центрі Російської Федерації - Інституті фізики та енергетики (Обнінськ) [13].

Рис. 1 - 3 ілюструють зіставлення CFD передбачень з результатами експериментальних досліджень для варіантів розрахунків 1-3, які відповідають значенням масової швидкості G , що дорівнює приблизно $1000 \text{ кг/м}^2\text{с}$. Значення x на рисунках відповідає осьовій координаті, при якій середньомасова температура надкритичної води T_b дорівнює температурі T_{pc} псевдокритичного переходу. Як видно з експериментальних даних, зі збільшенням теплового потоку q тепловіддача змінюється від покращеної при $q = 392 \text{ кВт/м}^2$ до погіршеної при $q = 826 \text{ кВт/м}^2$.

Покращена тепловіддача характеризується, як відомо, більш високими коефіцієнтами тепловіддачі в порівнянні з нормальною тепловіддачею і, отже, більш низькими значеннями температури стінки, яка монотонно зростає по довжині труби. Такий режим тепловіддачі в трубах спостерігається, зазвичай, в області, що передуює перерізу, в якому температура $T_b = T_{pc}$. У розглянутих умовах значення коефіцієнта тепловіддачі α в області покращеного теплообміну складають $25 \dots 35 \text{ кВт/(м}^2\text{К)}$, а температура стінки не перевищує $400 \text{ }^\circ\text{C}$. Згідно з отриманими даними при покращеній тепловіддачі спостерігається хороше узгодження експериментальних даних і CFD передбачень вздовж нагріваної довжини труби (рис.1).

Як впливає з результатів експериментальних досліджень, при збільшенні теплового потоку до $q = 729 \text{ кВт/м}^2$ за перерізом, в якому середньомасова температура надкритичної води T_b досягає темпера-

тури T_{pc} псевдокритичного переходу, спостерігаються дві зони з дещо зниженими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі і, відповідно, з підвищеними температурами стінки (рис. 2). Це свідчить про початок процесу погіршеного теплообміну за даної величини q . Подальше підвищення теплового потоку до $q = 826 \text{ кВт/м}^2$ призводить до появи яскраво вираженого локального мінімуму коефіцієнта тепловіддачі на кривій $\alpha = f(x)$, і відповідного максимуму температури стінки (рис. 3). Зазначені екстремуми розташовуються за перерізом $x = x_{pc}$ як і в ситуації $q = 729 \text{ кВт/м}^2$.

Щодо зіставлення експериментальних і розрахункових даних для варіантів 2, 3, то тут кількісні розбіжності між CFD прогнозами і експериментальними даними стають дещо більш суттєвими (рис. 2, 3). Це перш за все стосується локальних екстремумів коефіцієнтів тепловіддачі і температури стінки. Дана обставина очевидно зумовлена тим, що математичні моделі, які використовуються при розрахунках, не містять опису особливостей механізму погіршеного теплообміну. Щодо вказаних механізмів, то в даний час відсутні загально визнані фізичні уявлення про їх природу, а відтак не сформульовані і відповідні математичні моделі.

Рисунки 4 і 5 ілюструють зіставлення експериментальних і розрахункових даних для варіантів 4 і 5, які відповідають масовій швидкості, що дорівнює приблизно $500 \text{ кг/м}^2\text{с}$. За цих умов спостерігається цілком задовільне узгодження CFD прогнозів щодо температури внутрішньої поверхні труби і коефіцієнта тепловіддачі з результатами експериментів. При цьому в разі варіанту 4 дане узгодження є кращим.

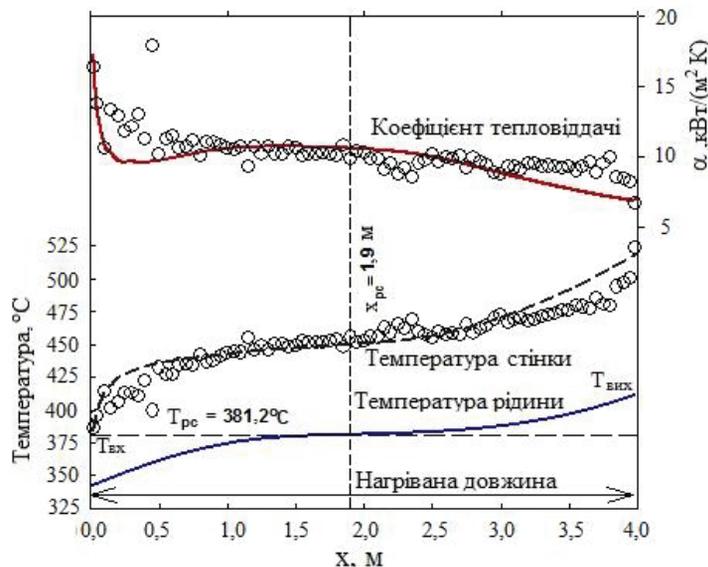


Рис. 2. Зіставлення значень коефіцієнта тепловіддачі α і температури стінки, одержаних на основі CFD моделювання (суцільні лінії), з експериментальними даними (кружки) для варіанту розрахунків 2 (див. табл. 1).

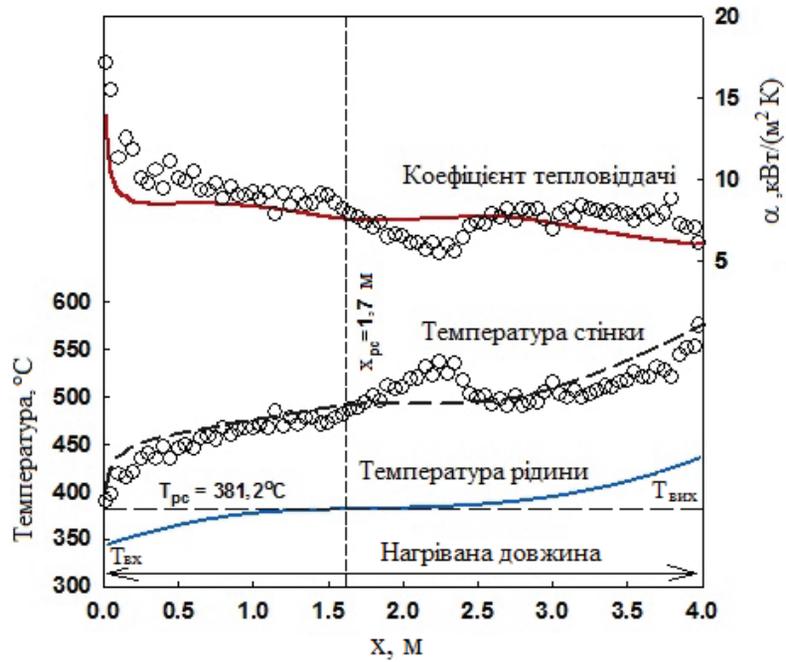


Рис. 3. Зіставлення значень коефіцієнта тепловіддачі α і температури стінки, одержаних на основі CFD моделювання (суцільні лінії), з експериментальними даними (кружки) для варіанту розрахунків 3 (див. табл. 1).

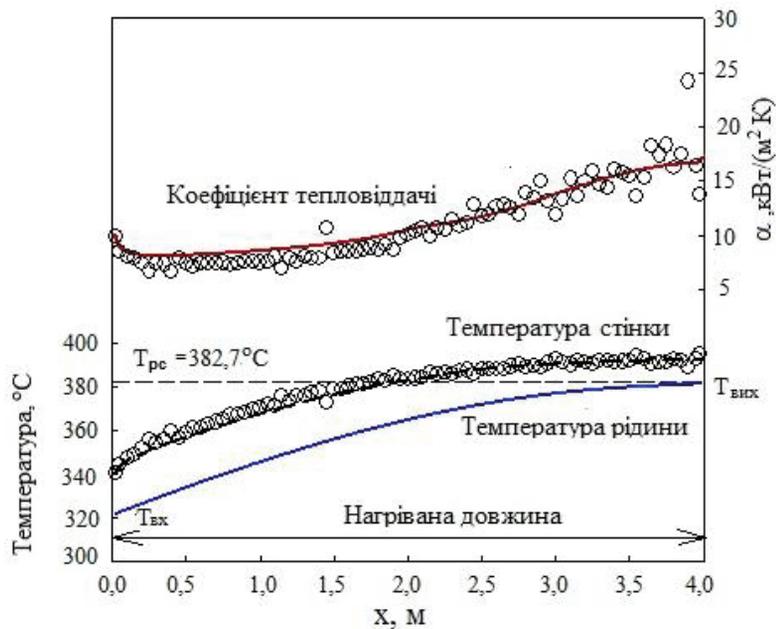


Рис. 4. Зіставлення значень коефіцієнта тепловіддачі α і температури стінки, одержаних на основі CFD моделювання (суцільні лінії), з експериментальними даними (кружки) для варіанту розрахунків 4 (див. табл. 1).

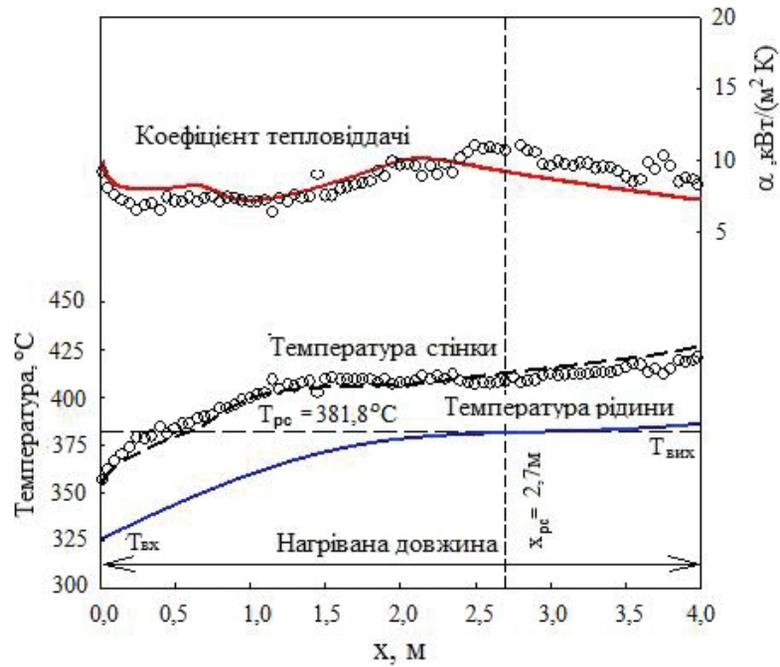


Рис. 5. Зіставлення значень коефіцієнта тепловіддачі α і температури стінки, одержаних на основі CFD моделювання (суцільні лінії), з експериментальними даними (кружки) для варіанту розрахунків 5 (див. табл. 1).

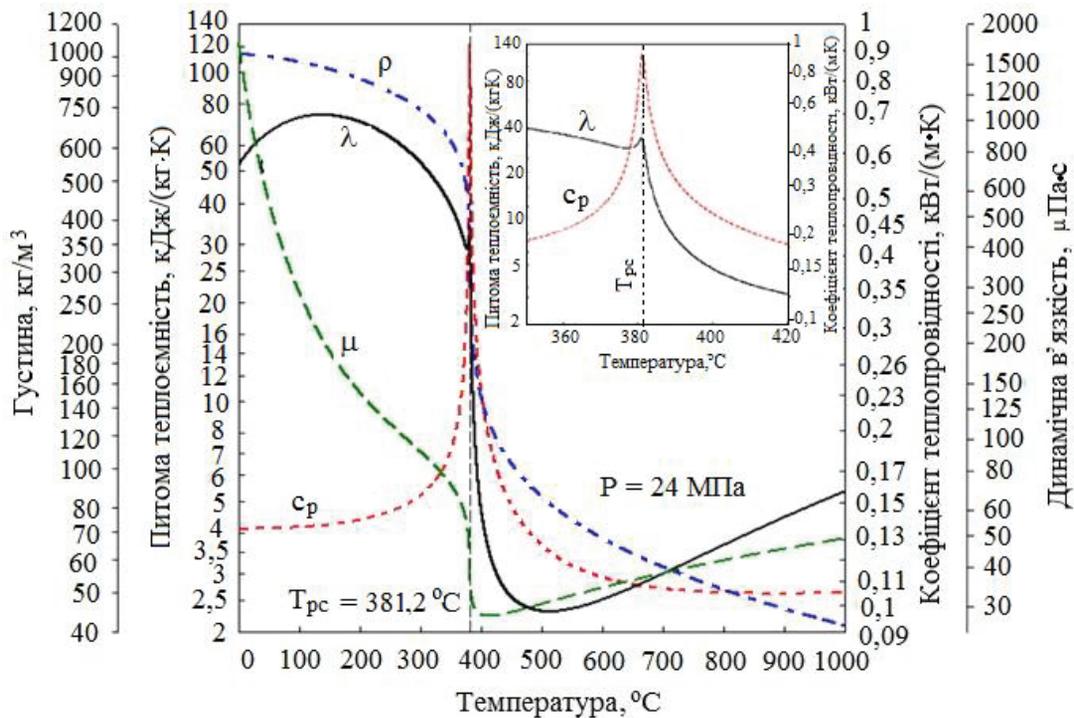


Рис. 6. Температурна залежність густини, коефіцієнта теплопровідності, динамічної в'язкості та питомої теплоємності води при тиску $P = 24 \text{ МПа}$.

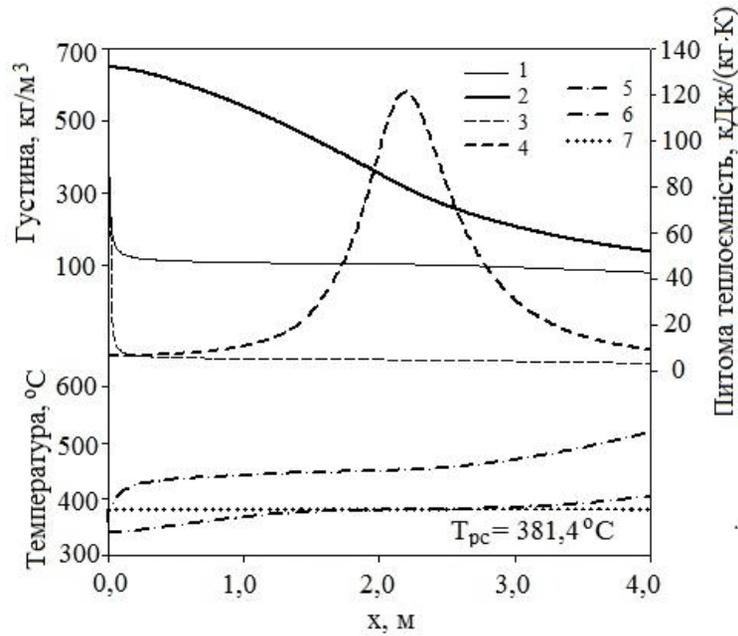


Рис. 7. Зміна густини (1, 2) і питомої теплоємності (3,4) надкритичної води, розрахованих за осью (2,4) температурою і температурою стінки (1,3), а також профілі температури стінки (5), осьової температури (6) і температури псевдокритичного переходу (7) вздовж нагріваної довжини труби для варіанта розрахунків 2 (див. табл. 1).

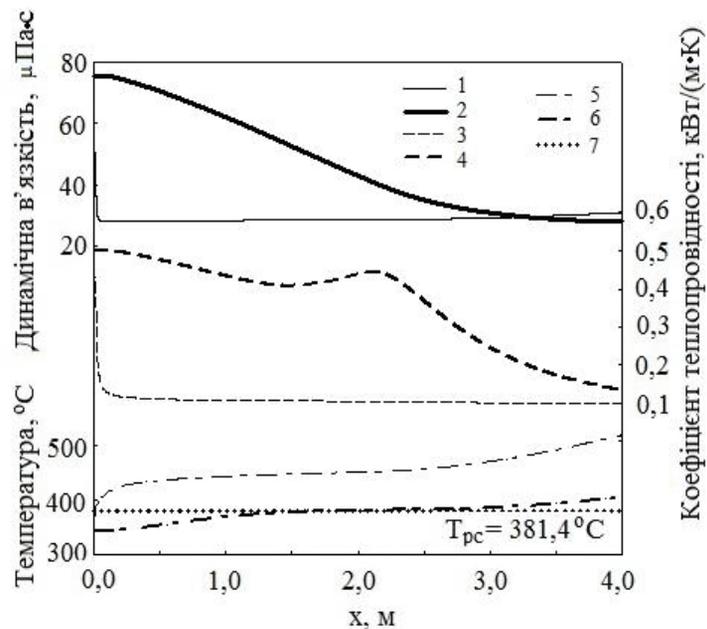


Рис. 8. Зміна динамічної в'язкості (1,2) і коефіцієнта теплопровідності (3, 4) надкритичної води, розрахованих за осью (2,4) температурою і температурою стінки (1,3), а також профілі температури стінки (5), осьової температури (6) і температури псевдокритичного переходу (7) вздовж нагріваної довжини труби для варіанта розрахунків 2 (див. табл. 1).

Особливості теплообміну при надкритичних тисках пов'язані, як вже зазначалося, з суттєвою залежністю фізичних властивостей теплоносія від температури. На рис. 6 наведено температурну залежність густини, коефіцієнта теплопровідності, динамічної в'язкості та питомої теплоємності води при тиску $P = 24$ МПа. Як видно, при температурі псевдофазового переходу T_{pc} має місце різка зміна вказаних властивостей.

Рис. 7, 8 ілюструють результати CFD моделювання щодо розподілу вздовж довжини труби фізичних властивостей теплоносія, розрахованих за осьовою температурою та за температурою стінки. Згідно з наведеними даними властивості води можуть значно змінюватися за потоком. При цьому їх поведінка суттєво відрізняється на осі та поблизу стінки труби. Звертає на себе увагу також той факт, що наведені залежності мають екстремуми, положення яких відповідає зонам навколо псевдокритичної температури.

Представлені властивості води поблизу стінки труби залишаються практично незмінними вздовж її довжини, за винятком зони в безпосередній близькості до входу в канал, де її температура нижче псевдокритичної. Властивості ж води на осі труби змінюються по її довжині більш суттєво. При цьому положення максимумів на кривих $\lambda = f(x)$, $c_p = f(x)$ відповідають координаті, при якій температура на осі труби досягає температури псевдофазового переходу.

Висновки

1. На основі комерційного програмного продукту FLUENT виконано моделювання теплообміну висхідних потоків надкритичної води в вертикальних гладких трубах з нагріваючою довжиною 4 м і внутрішнім діаметром 10 мм при порівняно високих ($G \approx 1000$ кг/м²с) і середніх ($G \approx 500$ кг/м²с) значеннях масової швидкості і різних величинах густини теплового потоку на стінці (від 189 кВт/м² до 826 кВт/м²).

2. Проведено зіставлення CFD передбачень і експериментальних даних щодо температури внутрішньої поверхні стінки труби і коефіцієнта тепловіддачі. Показано, що при $G \approx 1000$ кг/м²с у випадку відносно низької густини теплового потоку ($q = 392$ кВт/м²), в умовах реалізації режиму покращеного теплообміну спостерігається хороше узгодження порівнюваних даних по всій довжині труби. При підвищенні густини теплового потоку до 729 кВт/м² і далі до 826 кВт/м² і появі режиму погіршеного теплообміну в центральній по довжині частині труби кількісні розбіжності між CFD передбаченнями і експериментальними даними стають дещо більш значними і стосуються, насамперед, локальних екстремумів коефіцієнтів тепловіддачі і температури стінки, які не відображаються в результатах розрахунків. Зроблено висновок про необхідність подальшого розвитку комп'ютерних моделей щодо опису умов погіршеного теплообміну.

3. Виконано аналіз результатів CFD моделювання щодо просторового розподілу в каналі таких властивостей надкритичної води, як коефіцієнт теплопровідності, питома теплоємність, динамічна в'язкість та густина.

Встановлено, що для умов, які розглядаються, вказані величини на осі труби суттєво змінюються по її довжині і залишаються практично незмінними за потоком поблизу стінки каналу, виключаючи незначну зону поблизу входу в трубу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Piore I., Duffey R. Nuclear Power as a Basis for Future Electricity Generation, Journal of Nuclear Engineering and Radiation Science, 2015, V.1, №1, pp. 011001-1 – 011001-19. [Eng.]

2. Калякин С.Г., Кириллов П.Л., Баранов Ю.Д. Перспективы разработки инновационного водоохлаждаемого ядерного реактора со сверхкритическими параметрами теплоносителя, Теплоэнергетика, 2014, №8, с. 13-19.

3. Agranat V., Malin M., Piore I., Abdullah R., and Perminov V.A. CFD Modelling of Supercritical Water Heat Transfer in a Vertical Bare Tube Upward Flow, Proceedings of ICONE-23, May 17-21, Chiba, Japan, 2015, Paper #1163, 11 pages. [Eng.]

4. Cheng X., Kuang B., and Yang Y.H. Numerical analysis of heat transfer in supercritical water cooled flow channels, Nuclear Engineering and Design, 237, 2007, pp. 240-252. [Eng.]

5. Jaromin M. and Anglart H. A Numerical Study of the Turbulent Prandtl Number Impact on Heat Transfer to Supercritical Water Flowing Upward under Deteriorated Conditions, Proc. 15th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal hydraulics (NURETH-15), May 12-17, Pisa, Italy, 2013, Paper #134, 14 pages. [Eng.]

6. Agranat V., Piore I., Malin M., Abdullah R. CFD Modeling of Supercritical Water Heat Transfer in a Vertical Bare Tube upward Flow, Proceedings of the 23th International Conference On Nuclear Engineering (ICONE-23), May 17-21, Chiba, Japan, 2015, 11 pages. [Eng.]

7. Фялко Н.М., Пиоро И.Л., Майсон Н.В., Меранова Н.О. Моделирование течения и теплообмена в гладких трубах при сверхкритических давлениях, Промышленная теплотехника, 2016, т.38, №3, с.10-17.

8. Gu, H.Y., Cheng, X., Yang, Y.H. CFD analysis of thermal-hydraulic behaviour in SCWR typical flow channels, Nuclear Engineering and Design, 2008, 238, pp. 3348-3359. [Eng.]

9. Фялко Н.М., Пиоро И.Л., Майсон Н.В., Меранова Н.О., Шараевский И.Г. Влияние массовой скорости потока на характеристики течения и теплообмена в гладких трубах при сверхкритических параметрах, Промышленная теплотехника, 2016, т.38, №4, с.5-13

10. Koshizuka S., Takano N. and Oka Y. Numerical Analysis of Deterioration Phenomena in Heat Transfer to Supercritical Water, Int. J. Heat Mass Transfer, 1995, 38, pp.3077-3084. [Eng.]

11. Zvorykin A., Fialko N., Meranova N., Aleshko S., Maison N., Voitenko A., and Piore I. Computer Simulation of Flow and Heat Transfer in Bare Tubes at Supercritical Parameters, Proceedings of the 24th International Conference On Nuclear Engineering (ICONE-24), June 26-30, Charlotte, NC, USA, Paper #60390, 2016, 12 pages. [Eng.]

12. *National Institute of Standards and Technology, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, Ver.8.0, Boulder, CO, U.S., Department of Commerce, 2007. [Eng.]*

13. *Pirol I.L., Kirillov P.L., Mokry S.J., and Gospodinov Y.K. 2008, Supercritical Water Heat Transfer in a Vertical Bare Tube: Normal, Improved and Deteriorated Regimes, Proceedings ICAPP'08 Anaheim, CA, USA, June 8-12, 2008, Paper #8333, pp. 1843-1852. [Eng.]*

CFD MODELING OF HEAT TRANSFER UNDER FLOW OF SUPERCRITICAL PARAMETERS WATER IN VERTICAL BARE TUBES

Fialko N.M.¹, Pioro I.L.², Prokopov V.G.¹,
Sherenkovskiy Ju.V.¹, Meranova N.O.¹, Alioshko S.O.¹

¹ Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Zhelyabova str., Kyiv, 03680, Ukraine

² Faculty of Energy Systems and Nuclear Science University of Ontario Institute of Technology 2000 Simcoe Str. N., Oshawa ON L1K 7K4 Canada

Reference 13, figure 8, tabl. 1.

Key words: supercritical water, improved, normal, deteriorated heat transfer regimes, CFD simulation, physical properties of supercritical water.

The results of the CFD modeling of heat transfer under condition of the upstream flow of supercritical water in vertical bare tubes are presented with a change in the wide range of mass flux and heat flux at the channel wall. The results of comparison of experimental and calculated data for different heat transfer regimes - improved, normal and deteriorated - are presented. It is shown that, under the conditions of the improved heat transfer regime, a good agreement of the compared data over the entire length of the tube is observed. When the deteriorated heat transfer regime appears, the quantitative discrepancies between CFD predictions and experimental data are somewhat more significant. At the same time, the results of computational studies do not reflect the presence of local extrema of heat transfer coefficients and wall temperatures which are typical for this heat transfer regime. The results of the CFD modeling relating to the spatial distribution of physical properties of supercritical water are analyzed

1. Pioro I., Duffey R. Nuclear Power as a Basis for Future Electricity Generation, *Journal of Nuclear Engineering and Radiation Science*, 2015, V.1, №1, pp. 011001-1 – 011001-19. [Eng.]

2. Kalyakin S.G., Kirillov P.L., Baranov Yu.D. Prospects for the development of an innovative water cooled nuclear reactor with supercritical coolant parameters, *Thermal Engineering*, [Теплоэнергетика], 2014, №. 8, pp. 13-19. [Rus.]

3. Agranat V., Malin M., Pioro I., Abdullah R., and Perminov V.A. CFD Modelling of Supercritical Water Heat Transfer in a Vertical Bare Tube Upward Flow, *Proceedings of ICONE-23*, May 17-21, Chiba, Japan, 2015, Paper #1163, 11 pages. [Eng.]

4. Cheng, X., Kuang, B., and Yang, Y.H. Numerical analysis of heat transfer in supercritical water cooled flow channels, *Nuclear Engineering and Design*, 237, 2007, pp. 240-252. [Eng.]

5. Jaromin M. and Anglart H. A Numerical Study of the Turbulent Prandtl Number Impact on Heat Transfer to Supercritical Water Flowing Upward under Deteriorated Conditions, *Proc. 15th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal hydraulics (NURETH-15)*, May 12-17, Pisa, Italy, 2013, Paper #134, 14 pages. [Eng.]

6. Agranat V., Pioro I., Malin M., Abdullah R. CFD Modeling of Supercritical Water Heat Transfer in a Vertical Bare Tube upward Flow, *Proceedings of the 23th International Conference On Nuclear Engineering (ICONE-23)*, May 17-21, Chiba, Japan, 2015, 11 pages. [Eng.]

7. Fialko N.M., Pioro I.L., Maison N.V. and Meranova N.O. Simulation of Flow and Heat Transfer in Bare Tubes at Supercritical Pressure, *Industrial Engineering*, [Promyshlennaia Teplotekhnika], 2016, №3. pp. 10-17. [Rus.]

8. Gu, H.Y., Cheng, X., Yang, Y.H. CFD analysis of thermal-hydraulic behaviour in SCWR typical flow channels, *Nuclear Engineering and Design*, 2008, 238, pp. 3348-3359. [Eng.]

9. Fialko N.M., Pioro I.L., Maison N.V., Meranova N.O., and Sharaevsky I.G. Effect of Mass Flux on Flow Characteristics and Heat Transfer in Bare Tubes at Supercritical Parameters, *Industrial Engineering*, [Promyshlennaia Teplotekhnika], 2016, №4, pp.5-11. [Rus.]

10. Koshizuka S., Takano N. and Oka Y. Numerical Analysis of Deterioration Phenomena in Heat Transfer to Supercritical Water, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1995, 38, pp.3077-3084. [Eng.]

11. Zvorykin A., Fialko N., Meranova N., Aleshko S., Maison N., Voitenko A., and Pioro I. Computer Simulation of Flow and Heat Transfer in Bare Tubes at Supercritical Parameters, *Proceedings of the 24th International Conference On Nuclear Engineering (ICONE-24)*, June 26-30, Charlotte, NC, USA, Paper #60390, 2016, 12 pages. [Eng.]

12. *National Institute of Standards and Technology*, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, Ver.8.0, Boulder, CO, U.S., Department of Commerce, 2007. [Eng.]

13. Pioro I.L., Kirillov P.L., Mokry S.J., and Gospodinov Y.K. 2008, Supercritical Water Heat Transfer in a Vertical Bare Tube: Normal, Improved and Deteriorated Regimes, *Proceedings ICAPP'08 Anaheim, CA, USA*, June 8-12, 2008, Paper #8333, pp. 1843-1852. [Eng.]

Отримано 20.02.2018

Received 20.02.2018

УДК 532.536

ЭФФЕКТ ЧИСЛА ПРАНДТЛЯ НА ТЕПЛОБМЕН В КРУГЛОМ ПОРИСТОМ МИКРОКАНАЛЕ

Ковецкая Ю.Ю.

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова 2а, Киев 03057, Украина

Представлены результаты исследования процесса теплообмена при смешанной конвекции в вертикальном круглом микроканале, заполненном пористым средовищем. Дана оценка эффекта числа Прандтля при различных комбинациях значений чисел Кнудсена и Рэлея на профили температуры и коэффициент теплоотдачи.

Представлены результаты исследования процесса теплообмена при смешанной конвекции в вертикальном круглом микроканале, заполненном пористой средой. Дана оценка эффекта числа Прандтля при различных комбинациях значений чисел Кнудсена и Рэлея на профили температуры и коэффициент теплоотдачи.

The results of studying the heat transfer process into mixed convection in a vertical circular microchannel occupied porous medium were presented. There is an estimation of Prandtl number effect on the temperature profiles and the heat transfer coefficient for various combinations of the values of the Knudsen and Rayleigh numbers.

Библ. 10, рис. 3.

Ключевые слова: микроканал, смешанная конвекция, теплообмен.

A – градиент температуры на стенке;
 c – теплоемкость при постоянном давлении;
 G – массовый расход;
 g – гравитационное ускорение;
 K – проницаемость;
 L – длина свободного пробега;
 p – давление;
 q – тепловой поток;
 T – температура;
 u – осевая составляющая скорости;
 r, z – цилиндрические координаты;
 α – коэффициент температуропроводности;
 β – коэффициент температурного расширения;
 γ – коэффициент вязкого скольжения;
 μ – динамическая вязкость;

ρ – плотность;
 ϕ – относительная температура.

Безразмерные величины:

Da – число Дарси;
 E – параметр градиента давления;
 Kn – число Кнудсена;
 M – параметр, учитывающий пористость среды;
 Nu – число Нуссельта;
 Pr – число Прандтля;
 R – безразмерная осевая координата;
 Ra – число Рэлея;
 U – безразмерная осевая скорость;
 Θ – безразмерная температура.

Введение

В последние годы одним из наиболее динамично развивающихся научно-технических направлений является создание бытовых и промышленных микро-размерных устройств. В связи с этим становится очевидным необходимость изучения физики процессов в микроканалах и микропористых средах. Исследование теплообмена и гидродинамики потока в микроканалах с пористой средой проводятся для обеспечения надежности теплообменного оборудования в таких отраслях как теплоэнергетика, микроэлектроника, биология, биомедицина и т.д. [1-3].

Микроканалами принято считать каналы, один из характерных размеров которых (например, диаметр цилиндрического канала) имеет порядок меньше сотни микрон. В этих условиях течение имеет свои особенности. Характер микропроцессов в них зависит не только от эффектов разреженности, что является результатом уменьшения плотности, но и в большей степени зависит от уменьшения линейных масштабов.

Число Кнудсена (Kn) является характерным параметром течения газа в микромасштабных порах. Он определяется как отношение молекулярной длины свободного пробега газа к характерной длине пористой среды. С физической точки зрения число Кнудсена описывает влияние проскальзывания на стенке канала, включая скачок скорости и температуры на стенке. Согласно [4] при моделировании систем в диапазоне $10^{-3} \leq Kn \leq 10^{-1}$ возникает так называемый режим с проскальзыванием, где уравнение Навье-Стокса решается с использованием граничных условий проскальзывания на стенках.

Проблемы теплопередачи комбинированной свободной и вынужденной конвекции в пористой среде изучались на протяжении многих лет. Обширное исследование, связанное с этим вопросом, можно найти в литературе [5, 6]. П. Гарг [7] изучил влияние чисел Грасгофа, Прандтля, параметра проницаемости на профили скорости и температуры, коэффициенты трения и теплоотдачи вдоль пористой поверхности вертикальной пластины.

Существует много работ по смешанной конвекции в микроканалах различных геометрий в чистой среде [8, 9]. В этих статьях представлены результаты исследования смешанной конвекции с граничными условиями скольжения в вертикально расположенном плоском и круглом микроканалах. В результате решения задачи даются соотношения, позволяющие оценивать профили скорости и температуры, а также число Нуссельта как функции чисел Кнудсена, Рэлея и Прандтля.

В статье [10] исследованы процессы теплообмена и гидродинамики при смешанной конвекции в плотном микроканале, заполненном пористой средой. Дана оценка влияния чисел Кнудсена, Рэлея и параметра M , учитывающего пористость среды на коэффициент теплоотдачи.

Настоящая работа посвящено численному исследованию эффекта числа Прандтля на теплофизические характеристики потока при различных значениях чисел Кнудсена и Рэлея.

Основные уравнения

В настоящей работе исследуются процессы теплообмена при смешанной конвекции в вертикальном круглом пористом микроканале, радиусом r_0 . Вынужденное движение потока направлено снизу вверх. Рассмотрим особенности процессов теплообмена с проскальзыванием в пористой среде, используя двумерную постановку задачи.

Для моделирования процесса были сделаны следующие предположения:

Рассматривается стационарная задача в случае полностью развитого течения. Для учёта свободной конвекции используется подход Буссинеска, согласно которому изменение плотности учитывается только при вычислении подъёмной силы в уравнении (1). Задача описывается модифицированным уравнением Навье-Стокса, Фурье-Кирхгофа и уравнением неразрывности. Уравнение движения отличается от классического тем, что оно содержит член, учитывающий линейное сопротивление Дарси.

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) - \frac{\mu}{K} u + \rho g \beta (T - T_w), \quad (1)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0. \quad (3)$$

Математическая модель для задач теплообмена в таком канале дополнена граничным условием, описывающим постоянный градиент температуры A на стенке вдоль оси z , т.е., $T_w = Az$. Это граничное условие соответствует постоянному тепловому потоку на стенке. Поскольку температура стенки изменяется линейно, а форма профиля температуры потока в поперечном сечении канала (т.е. вдоль радиуса r) не зависит от продольной

координаты z для полностью развитого ламинарного течения, то этот профиль температуры также изменяется линейно. Отсюда следует, что разность температур стенки и потока не зависит от координаты z , т.е.

$$T(z, r) - T_w = T(z, r) - Az = \phi(r). \quad (4)$$

Граничные условия задаются в виде

$$\frac{\partial u}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial \phi}{\partial r} = 0 \quad \text{при} \quad r = 0, \quad (5)$$

$$u = -\gamma L \frac{\partial u}{\partial r}, \quad \phi = -\frac{\gamma L}{Pr} \frac{\partial \phi}{\partial r} \quad \text{при} \quad r = r_0. \quad (6)$$

Введем безразмерные величины

$$r = \frac{r}{r_0}, \quad U = \frac{u}{E}, \quad \theta = \frac{\alpha \phi}{Ar_0^2 E}, \quad Da = \frac{K}{r_0^2}, \quad M = (Da)^{-1/2}, \quad (7)$$

$$E = \left(-\frac{dp}{dx} \right) \frac{r_0^2}{\mu}, \quad Ra = \frac{g \beta \rho r_0^4 A}{\alpha \mu}, \quad Pr = \frac{\mu}{\alpha \rho}. \quad (8)$$

Далее проведем процедуру обезразмеривания системы уравнений (1) и (2). Используя (7) и (8), уравнения (1) и (2) можно переписать в виде:

$$\left(\frac{d^2 U}{dR^2} + \frac{1}{R} \frac{dU}{dR} \right) + Ra \theta - MU = -1, \quad (9)$$

$$\left(\frac{d^2 \theta}{dR^2} + \frac{1}{R} \frac{d\theta}{dR} \right) - U = 0. \quad (10)$$

Преобразуя граничные условия (5) и (6) к безразмерной форме, получим

$$\frac{dU}{dR} = 0, \quad \frac{d\theta}{dR} = 0 \quad \text{при} \quad R = 0, \quad (11)$$

$$U = -Kn \frac{dU}{dR}, \quad \theta = -\frac{Kn}{Pr} \frac{d\theta}{dR} \quad \text{при} \quad R = 1 \quad (12)$$

где $Kn = \gamma L/a$ - число Кнудсена.

Результаты расчёта

На основе предложенной математической модели были проведены численные расчёты в программной среде «Comsol multiphysics». Результаты этих расчетов позволили выявить эффект числа Прандтля на профили температуры и коэффициенты теплоотдачи в микроканале, заполненном пористой средой. Расчеты проводились при постоянном значении числа Дарси ($M = 5$).

На рис. 1 показано влияние значения числа Прандтля при двух значениях числа Кнудсена на профили температуры при $Ra = 10$.

Из рисунка 1, а видно, что при течении без проскальзывания на стенке ($Kn = 0$) влияние числа Прандтля не наблюдается. Увеличение числа Кнудсена влечет за собой увеличение скачка температуры на стенке, и

его величина зависит от числа Прандтля. Для более высоких чисел Прандтля скачок температуры ослабевает (рис.1, б), что следует из граничных условий (12). Это

ослабление температурного скачка является нелинейным. Расчёты показали, что для чисел $Pr > 5$ величина температурного скачка остаётся неизменной.

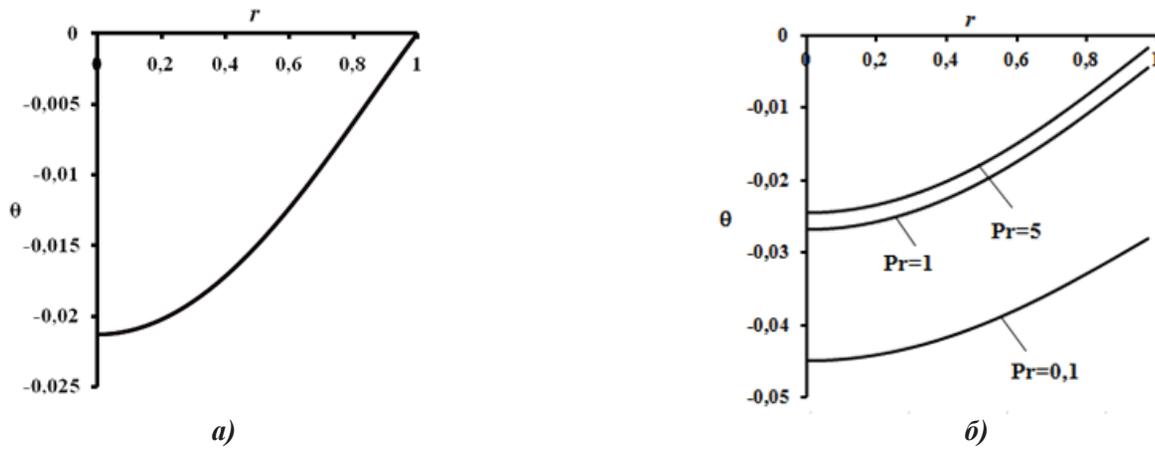


Рис. 1. Распределение профилей температуры в круглом пористом микроканале для различных значений чисел Прандтля при: а) $Kn = 0$; б) $Kn = 0, 1$.

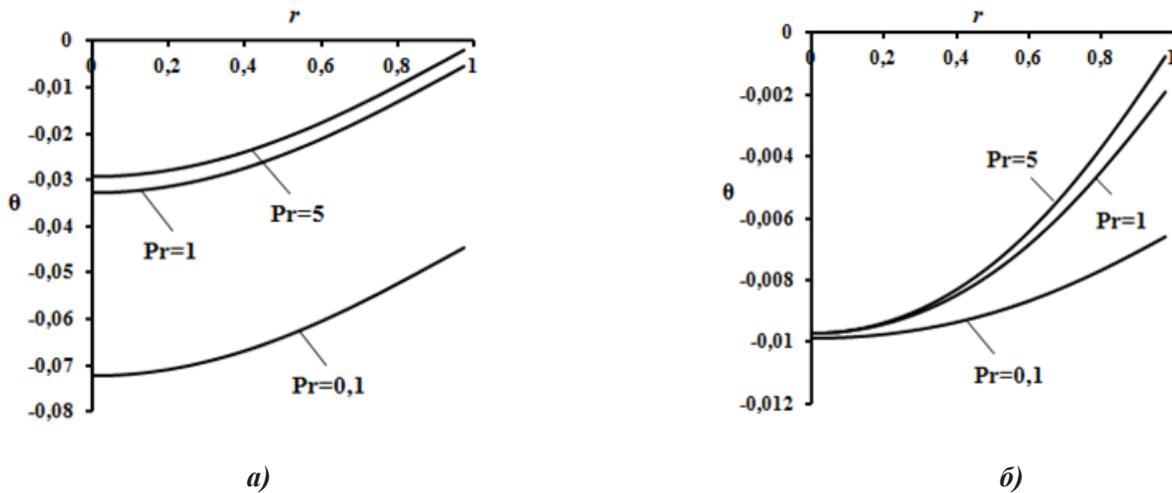


Рис. 2. Распределение профилей температуры в круглом пористом микроканале для различных значений чисел Прандтля при: а) $Ra = 0,0001$; б) $Ra = 100$.

На рис. 2 показан эффект числа Прандтля при двух значениях чисел Рэлея на профили температуры при постоянном значении числа Кнудсена $Kn = 0,1$. При $Ra = 100$ (рис. 2, б) влияние свободной конвекции на теплообмен становится преобладающим, причём максимальное влияние чисел Прандтля наблюдается на стенке, что вызвано восходящими конвективными потоками от горячей стенки, а минимальное – в центре канала. Увеличение числа Прандтля также приводит к выравниванию профиля температуры, скачок на стенке нивелируется, что связано с уменьшением плотности среды вблизи стенки.

Величина безразмерных параметров существенно влияет на коэффициент теплоотдачи. Локальный тепло-

вой поток на стенке можно записать как

$$q_w = \frac{Gc_p}{\Pi} \frac{\partial T}{\partial z} \quad (13)$$

Учитывая линейное распределение температуры (4), из уравнения (13) можно получить:

$$\frac{q_w r_0}{(T_m - T_w)\alpha c_p \rho} = \frac{Au_m r_0^2}{\alpha(T_m - T_w)}, \quad (14)$$

где

$$u_m = \frac{1}{2r_0^2} \int_0^{r_0} ur dr, \quad T_m = \frac{\int_0^{r_0} uTr dr}{\int_0^{r_0} ur dr} \quad (15)$$

– среднерасходная скорость и средняя температура. – число Нуссельта и
 Уравнение (14) можно переписать как:

$$Nu = \frac{1}{\Theta_m}, \quad (16)$$

где

$$\Theta_m = \frac{\int_0^1 \theta UR dR}{\int_0^1 UR dR}. \quad (18)$$

$$Nu = \frac{q_w 2r_0}{(T_m - T_w) \alpha c_p \rho} \quad (17)$$

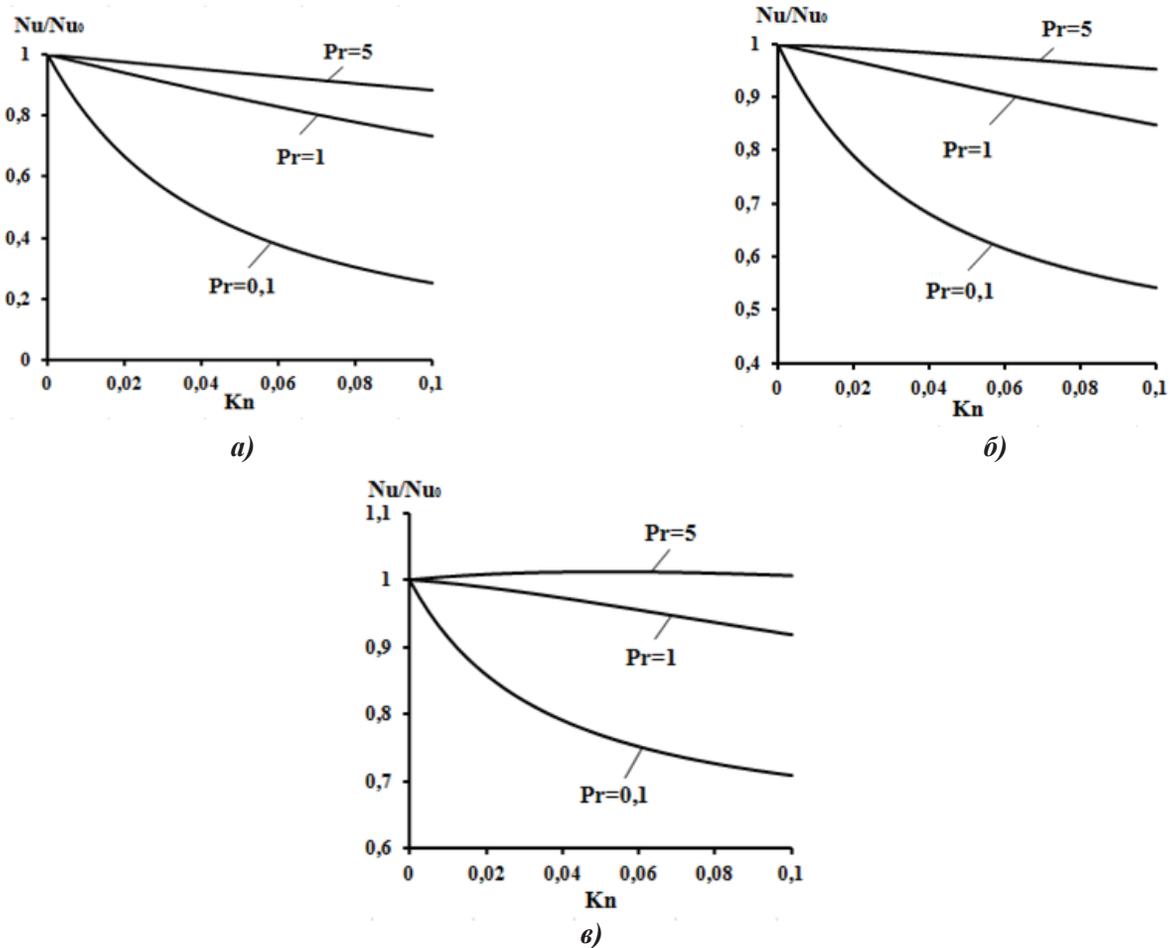


Рис. 3. Относительное число Нуссельта $\overline{Nu} = Nu/Nu_0$ в круглом пористом микроканале при
 а) $Ra = 0,0001$; б) $Ra = 50$; в) $Ra = 200$.

На рис. 3 показан эффект числа Прандтля при различных значениях чисел Рэлея и Кнудсена на относительное число Нуссельта

$$\overline{Nu} = \frac{Nu}{Nu_0}. \quad (19)$$

Здесь индекс «0» означает, что число Нуссельта относится к случаю $Kn = 0$.

Расчёты показали, что с увеличением числа Kn относительный коэффициент теплоотдачи падает, исключая случай $Pr = 10$ и $Ra = 200$ (рис. 3, в). Это связано с увеличением

скачка температуры на стенке, что, в свою очередь, вызывает ухудшение условий теплового взаимодействия между потоком и стенкой. На рис. 3а видно, что при небольших числах Ra с увеличением числа Прандтля коэффициент теплоотдачи растёт, поскольку уменьшается скачок температуры. Увеличение числа Рэлея влечёт за собой увеличение скорости потока вблизи стенок и также ослабляет эффект проскальзывания и усиливает теплоотдачу. Совместное влияние этих двух факторов сопровождается интенсификацией теплообмена и увеличением относительного числа Нуссельта Nu

Выводы

Выполнены расчёты процесса теплообмена при смешанной конвекции в вертикальном круглом микроканале, заполненном пористой средой. Решения задачи были получены с использованием численного подхода. Результаты этих расчетов позволили выявить эффект числа Прандтля при различных значениях чисел Кнудсена и Рэлея на профили температуры и коэффициенты теплоотдачи. Расчёты показали, что с увеличением числа Прандтля профиль температуры выравнивается и уменьшается скачок температуры на стенке. При больших значениях числа Прандтля скачок температуры на стенке практически вырождается. В связи с этим рост числа Прандтля ослабляет эффект проскальзывания и сопровождается интенсификацией теплообмена и увеличением относительного числа Нуссельта. Для чисел $Pr > 5$ этот эффект нивелируется.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коновалов Д.А., Дроздов И.Г., Лазаренко И.Н., Шматов Д.П. Моделирование процессов гидродинамики течения охладителя в наноструктурах на основе нитевидных кристаллов кремния // Вестник Воронежского государственного университета. – 2013. – Т.9, №4. – С.1 – 8.
2. Коновалов Д.А., Лазаренко И.Н., Кожухов Н.Н., Дроздов И.Г. Разработка методов интенсификации теплообмена в микроканальных теплообменниках гибридных систем термостабилизации // Вестник Воронежского государственного университета. – 2016. – Т.12,

№3. – С. 21 – 30.

3. Власов М.Н., Корсун А.С., Маслов Ю.А., Меринов И.Г., Рачков В.И., Харитонов В.С. Определённые параметры интегральной модели турбулентности применительно к расчёту обтекания стержневых сборок в приближении пористого тела // Теплофизика и аэромеханика. – 2016. – Т.23, №2. – С. 209 – 218.
4. Gad-el-Hak M. The fluid mechanics of microdevices // J. Fluids Engineering. – 1999. – V. 121, №1. – P.5 – 33.
5. Nield D.A. and Bejan A. Convection in Porous Media. - 4th Edition, New York: Springer. – 2013. – 640P.
6. Vafai K. Handbook of Porous Media. - 3rd edition, CRC Press. – 2015. – 784P.
7. Garg P., Purohit G.N., Chaudhary R.C. Similarity solution for combined free-forced convection past a vertical porous plate in a porous medium with a convective surface boundary condition // Int. J. of Applied Mechanics and Engineering. – 2016. – 21(4). – P. 827 – 836.
8. Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V., Dmitrenko N.P., Kravchuk A.V., Shevchuk V.I. Mixed convection in a vertical flat microchannel // Int J Heat Mass Transf. – 2017. – 106. – P.1164 – 73.
9. Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V., Dmitrenko N.P., Kravchuk A.V., Shevchuk V.I. Mixed convection in a vertical circular microchannel // International Journal of Thermal Sciences. – 2017. – 121. – P. 1 – 12.
10. Авраменко А.А., Ковецкая Ю.Ю. Теплообмен и гидродинамика при смешанной конвекции в пористом микроканале // Промышленная теплотехника. – 2017. – Т. 39, №4. – С. 26– 31.

EFFECT OF PRANDTL NUMBER ON HEAT TRANSFER IN A CIRCULAR POROUS MICROCHANNEL

Kovetska Y.Y.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680 Ukraine

Calculations of heat transfer into mixed convection in a vertical circular microchannel occupied porous medium were presented. The solutions of the problem were obtained using a numerical approach. The results of these calculations made it possible to reveal the effect of the Prandtl number on temperature profiles and heat transfer coefficients for different values of Knudsen and Rayleigh numbers. Calculations showed that with increasing values of Prandtl number the temperature profile is equalized and the temperature jump on the wall decreases. For large values of the Prandtl number the temperature jump on the wall is practically degenerate. In connection with this the increasing Prandtl number weakens the slippage effect. As result there is heat transfer intensification and relative Nusselt number increases. For numbers $Pr > 5$ this effect is leveled.

References 10, figures 3.

Key words: microchannel, mixed convection, heat transfer.

1. *Konovalov D.A., Drozdov I.G., Lazarenko I.N., Shmatov D.P.* Modelirovanie protsessov gidrodinamiki techeniya ohladitelya v nanostrukturah na osnove nitevidnykh kristallov kremniya [Simulation of coolant flow hydrodynamics processes in nanostructures based on silicon whiskers], *Vestnik Voronezhskogo universiteta* [Bulletin of Voronezh State University], 2013, V.9, №4, P.1 – 8. (Rus).

2. *Konovalov D.A., Lazarenko I.N., Kozhuhov N.N., Drozdov I.G.* Razrabotka metodov intensifikatsii teploobmena v mikrokanalnykh teploobmennikakh gibridnykh sistem termostabilizatsii [Development of

methods for intensifying heat exchange in microchannel heat exchangers of hybrid thermal stabilization systems], *Vestnik Voronezhskogo universiteta* [Bulletin of Voronezh State University], 2016, V.12, №3, P.21 – 30. (Rus).

3. *Vlasov M.N., Korsun A.S., Maslov Yu.A., Merinov I.G., Rachkov V.I., Kharitonov V.S.* Opredelenie parametrov integralnoy modeli turbulentsi primenitelno k raschetu obtekanija sterzhnevnykh sborok v priblizhenii poristogo tela [Determination of the parameters of the integral turbulence model in relation to the calculation of flow around the rod assemblies in the porous body approximation], *Teplofizika i aeromekhanika* [Thermophysics and aeromechanics], 2016, V. 23, №2, P. 209 – 218. (Rus.)

4. *Gad-el-Hak M.* The fluid mechanics of microdevices, *J. Fluids Engineering*, 1999, V. 121, №1, P.5 – 33.

5. *Nield D.A. and Bejan A.* Convection in Porous Media, 4th Edition, New York: Springer, 2013, 640P.

6. *Vafai K.* Handbook of Porous Media, 3rd edition, CRC Press, 2015, 784 P.

7. *Garg P., Purohit G.N., Chaudhary R.C.* Similarity solution for combined free-forced convection past a vertical porous plate in a porous medium with a convective surface boundary condition, *Int. J. of Applied Mechanics and Engineering*, 2016, V 21, №4, P. 827 – 836.

8. *Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V., Dmitrenko N.P., Kravchuk A.V., Shevchuk V.I.* Mixed convection in a vertical flat microchannel, *Int J Heat Mass Transf*, 2017, 106, P. 1164 – 73.

9. *Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V., Dmitrenko N.P., Kravchuk A.V., Shevchuk V.I.* Mixed convection in a vertical circular microchannel, *International Journal of Thermal Sciences*, 2017, 121, P. 1 – 12.

10. *Avramenko A.A., Kovetska Y.Y.* Teploobmen i gidrodinamika pri smeshannoy konveksii v poristom mikrokanale [Heat transfer and hydrodynamics at mixed convection in a porous microchannel], *Promyshlennaya teplotehnika* [Industrial heat engineering], 2017, V.39, P.26 – 31 (Rus).

Отримано 06.02.2018

Received 06.02.2018

УДК 541.182

ОСОБЕННОСТИ КРИЗИСА ТЕПЛООБМЕНА НА ОБОГРЕВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ КИПЕНИИ НАНОЖИДКОСТИ

Ковецкая М.М., канд. техн. наук

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03680, Украина

В роботі проаналізовано результати досліджень кризи теплообміну при кипінні нанорідини. Визначено вплив концентрації наночастинок, шорсткості та змочуваності обігріваної поверхні на збільшення критичного теплового потоку.

В работе проанализированы результаты исследований кризиса теплообмена при кипении наножидкостей. Определено влияние концентрации наночастиц, шероховатости и смачиваемости обогреваемой поверхности на увеличение критического теплового потока.

The paper analyzes the research results of heat transfer crisis during boiling of nanofluids. The effect of the nanoparticle concentration, roughness and wettability of the heated surface on the increase in the critical heat flux is studied.

Библ. 34, рис. 5.

Ключевые слова: кипение наножидкости, теплообмен, критический тепловой поток.

КТП – критический тепловой поток;

 T – температура; c_p – теплоемкость; d – диаметр пузырька; f – частота отрыва пузырьков; q – плотность теплового потока; n – плотность центров парообразования; u – скорость; r – теплота парообразования; g – ускорение свободного падения; t – время; θ – угол смачивания; α – угол наклона поверхности; μ – молекулярная вязкость; ρ – плотность; δ – толщина микрослоя; σ – поверхностное натяжение; φ – концентрация наночастиц; Pr – число Прандтля St – число Стантона**Индексы:** kr – критический; b – пузырек; f – наножидкость; v – пар; l – вода; w – стенка.

Введение

Для охлаждения высокотемпературных обогреваемых поверхностей теплообменных аппаратов в различных отраслях промышленности используется кипение охлаждающей жидкости, которое характеризуется более высокими коэффициентами теплоотдачи по сравнению с однофазным теплообменом. При этом увеличение теплового потока в режиме кипения жидкости на обогреваемой поверхности ограничено развитием кризиса теплообмена, который характеризуется резким уменьшением коэффициента теплоотдачи и увеличением температуры теплоотдающей поверхности, что может привести к ее разрушению. Поэтому методам интенсификации теплообмена при кипении, приводящим к увеличению критического теплового потока на теплоотдающей поверхности уделяется большое внимание. Для обеспечения безопасной работы теплообменного оборудования в режимах кипения необходимо надежное прогнозирование условий возникновения кризиса теплообмена, развитие методов оценки критического теплового потока. Одним из способов повышения критического

теплового потока при кипении является использование наножидкостей в качестве охлаждающей жидкости.

Результаты экспериментальных исследований, посвященных теплообмену при пузырьковом кипении наножидкости, свидетельствуют об увеличении критического теплового потока даже при небольшом добавлении наночастиц к охлаждающей жидкости [1-7]. Во многих случаях увеличение критических тепловых потоков при кипении наножидкостей связан с изменением характеристик теплоотдающей поверхности, вызванным осаждением на ней наночастиц в процессе кипения.

В настоящее время усилия многих исследователей направлены на изучение внутренних характеристик двухфазного потока при кипении наножидкостей: отрывного диаметра пузырьков, частоты их отрыва от обогреваемой поверхности, плотности активных центров парообразования. Это необходимо для понимания физических механизмов процесса кипения, определения причин увеличения или снижения интегральных характеристик теплообмена при кипении наножидкостей и разработки математических моделей прогнозирования этих характеристик.

Влияние концентрации наночастиц на КТП

Большое количество исследований посвящено влиянию концентрации, размеров и свойств наночастиц на увеличение КТП при кипении наножидкостей [7]. Во многих экспериментальных исследованиях наблюдается увеличение КТП с увеличением концентрации наночастиц в жидкости, а также существование определенного предела концентрации наночастиц, выше которого дальнейшее увеличение критического теплового потока не наблюдается. Так в работе [7] показано, что влияние концентрации наночастиц на величину КТП при кипении наножидкости Al_2O_3 /вода на плоской (горизонтальной и вертикальной) обогреваемой поверхности в большом объеме характеризуется увеличением критического теплового потока при увеличении концентрации наночастиц до 1 % по объему. При дальнейшем

увеличении концентрации наночастиц в жидкости значение критического теплового потока на горизонтальной поверхности уменьшается, а на вертикальной не изменяется.

Результаты исследования теплообмена при кипении на плоской обогреваемой поверхности в бассейне с наножидкостью Al_2O_3 /вода с концентрацией наночастиц от 0 до 0,05 г/л показали, что критический тепловой поток в наножидкости больше, чем в чистой воде и возрастает при увеличении концентрации наночастиц от 0,001 до 0,025 г/л [8]. При дальнейшем увеличении концентрации наночастиц в жидкости критический тепловой поток практически не изменяется (рис. 1). При этом коэффициенты теплоотдачи для наножидкости и воды были одинаковыми.

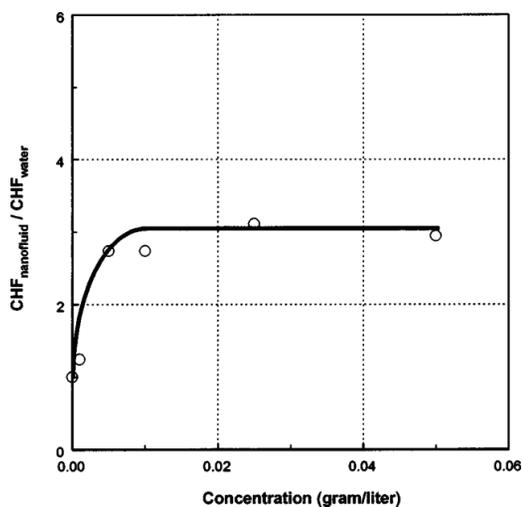
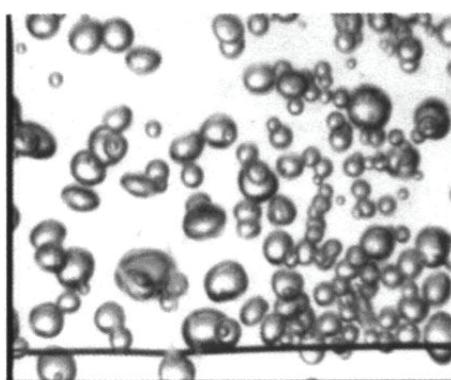
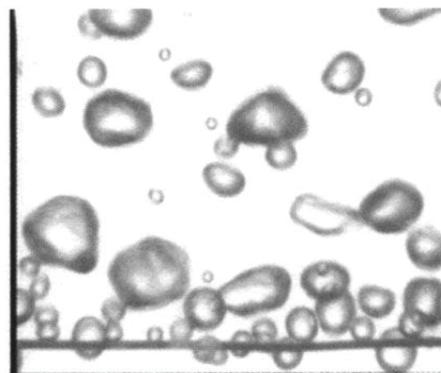


Рис. 1. Зависимость относительного значения критического теплового потока от концентрации наночастиц в жидкости [8].



water

а)



nanofluid

б)

Рис. 2. Визуализация процесса кипения при $q = 300 \text{ кВт/м}^2$: а – чистая вода; б – наножидкость [8].

На рис. 2 представлена визуализация процесса кипения чистой воды и наножидкости. Добавление наночастиц к жидкости приводит к увеличению отрывных диаметров пузырей и уменьшению частоты их отрыва от обогреваемой поверхности. Такое изменение структуры двухфазного потока при пузырьковом кипении наножидкостей наблюдается и в других экспериментальных исследованиях [7,9,10]. Однако, с увеличением концентрации наночастиц в жидкости визуализация процесса кипения становится проблематичной.

В работе [10] представлены результаты экспериментального исследования характеристик двухфазного потока при кипении наножидкостей Al_2O_3 /вода и

CuO /вода на гладком проводе NiCr. Эксперименты по определению критического теплового потока в наножидкости CuO /вода при концентрации наночастиц 0,3 г/л показали повышение КТП на 30 % по сравнению с чистой водой. На рис. 3 представлена зависимость критического теплового потока от концентрации наночастиц в наножидкости CuO /вода. Получено неоднозначное влияние концентрации наночастиц на КТП. При малых концентрациях до 0,2 г/л наблюдается увеличение КТП с увеличением концентрации. При дальнейшем увеличении концентрации наночастиц наблюдается стабилизация КТП, затем его уменьшение и снова увеличение.

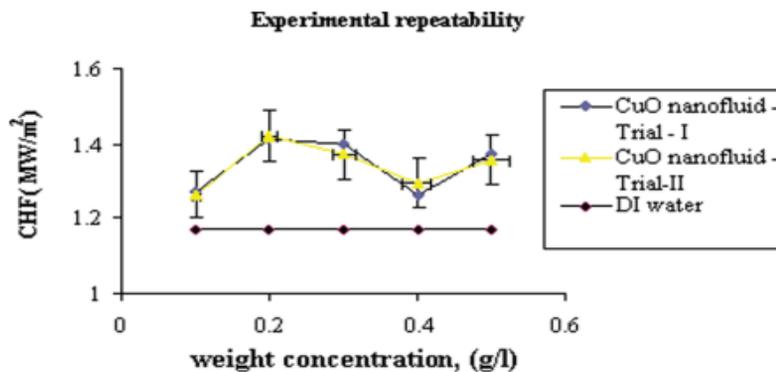


Рис. 3. Зависимость критического теплового потока от концентрации наночастиц CuO для чистой воды и наножидкости [10].

Визуализация процесса кипения при увеличении теплового потока показала образование массивных паровых пузырей и горячих сухих пятен на поверхности нагрева при значениях теплового потока, близких к критическим. Если эти сухие пятна после отрыва пузырей не смачиваются, то температура провода резко возрастает, что приводит к его выгоранию.

Экспериментальные данные [10] свидетельствуют об увеличении отрывного диаметра пузырьков и уменьшении частоты их отрыва в наножидкости по сравнению с чистой жидкостью. При критическом тепловом потоке, равном 1407 кВт/м^2 , размер пузырьков в наножидкости был на $0,084 \text{ мм}$ больше, чем в чистой воде. Как для наножидкости, так и для чистой жидкости наблюдалась постоянная частота отрыва пузырей, которая описывалась формулой

$$f d_b = 0,59 \left[\frac{\sigma g (\rho_f - \rho_v)}{\rho_f^2} \right]^{1/2}.$$

Авторы [10] считают, что увеличению критического теплового потока при кипении наножидкости способствует, прежде всего, формирование слоя наночастиц на обогреваемой поверхности, что подтверждается исследованием ее шероховатости. В процессе кипения наножидкости средняя шероховатость поверхности уменьшилась с $0,33 \text{ мкм}$ до $0,30 \text{ мкм}$.

Исследовалось влияние длительности процесса кипения на увеличение КТП в наножидкости с концен-

трацией наночастиц CuO $0,1 \text{ г/л}$. Длительность кипения составляла 15 мин и 30 мин при постоянном тепловом потоке 700 кВт/м^2 . Затем тепловой поток увеличивали до критического значения. В результате предварительного кипения критический тепловой поток увеличивался на $5,21 \%$ и на $6,77 \%$ соответственно по сравнению с режимом без предварительного кипения. Возможно, предварительное кипение способствовало дополнительному осаждению наночастиц на поверхности нагрева и увеличению толщины нанослоя.

Увеличению КТП способствует также уменьшение угла контакта пузырька с поверхностью нагрева при кипении наножидкости. В наножидкости Al_2O_3 /вода средний угол контакта пузырька 33° по сравнению с 71° в чистой воде при достижении критического теплового потока. Для оценки влияния смачиваемости поверхности нагрева на критический тепловой поток предлагается использовать следующую зависимость

$$q_{кр} = k^{-1/2} \rho_v r \left[\frac{\sigma g (\rho_f - \rho_v)}{\rho_f^2} \right]^{1/4}, \quad (1)$$

где коэффициент k – характеризует влияние угла смачиваемости обогреваемой поверхности, который согласно работе [18] определяется по формуле

$$k = \left(1 - \frac{\sin \theta}{2} - \frac{\pi/2 - \theta}{2 \cos \theta} \right)^{-1/2}. \quad (2)$$

В большинстве экспериментальных исследований

предлагаются эмпирические формулы для коэффициентов теплоотдачи и критического теплового потока, которые удовлетворительно описывают собственные экспериментальные данные авторов. Для определения коэффициентов теплоотдачи и КТП при кипении наножидкости как правило используются известные корреляции для чистой жидкости с введением поправочных коэффициентов, которые обеспечивают должное совпадение с полученными экспериментальными результатами. Примером такого подхода служит работа [11], в которой представлены результаты сравнения имеющихся в литературе экспериментальных данных для теплового потока при кипении в большом объеме наножидкостей

на водной основе с классической корреляцией Rohsenow [12].

$$q = \left(\frac{1}{C_{sf}}\right)^{1/n} \mu_l r \left(\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}\right)^{1/2} Pr^{-s/n} \left(\frac{c_{pl} \Delta T_{sup}}{r}\right)^{1/n} \quad (3)$$

Здесь C_{sf} – коэффициент, характеризующий состояние обогреваемой поверхности, $s = 1,7$ и $n = 0,33$. Изменением значения C_{sf} в пределах от 0,0065 до 0,018 можно получить удовлетворительное описание формулой (3) экспериментальных данных, о чем свидетельствует рис. 4 [11]. Однако в каждом конкретном случае предлагается коэффициент C_{sf} определять из эксперимента.

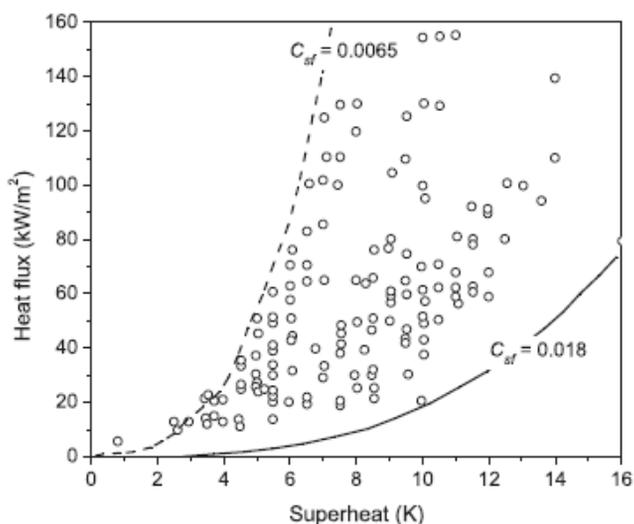


Рис. 4. Сравнение результатов расчета по зависимости (3) с экспериментальными данными.

Влияние смачиваемости и шероховатости обогреваемой поверхности на КТП

На изменение структуры обогреваемой поверхности при кипении наножидкости влияет много факторов, включая исходное состояние поверхности, размер, распределение и концентрация наночастиц, величина теплового потока [13,14]. Слой осаждения наночастиц на обогреваемой поверхности имеет наиболее существенное влияние на плотность активных центров парообразования. В работе [15] предлагается учитывать влияние угла смачивания и шероховатости поверхности на плотность активных центров парообразования согласно зависимости

$$n = 1.206 \times 10^4 (1 - \cos\theta^*) \Delta T_{sup}^{2.06}, \quad (4)$$

где ΔT_{sup} – недогрев жидкости до температуры насыщения, $\cos\theta^* = R \cos\theta$, R – фактор шероховатости, который определяется отношением эффективных площадей контакта жидкости с шероховатой поверхностью к площади контакта жидкости с гладкой поверхностью. Использование уравнения (4) позволило получить удовлетворительные результаты при определении температуры стенки, как для чистой воды, так и для наножидкости.

Слой осаждения наночастиц влияет на отрывной

диаметр пузыря. Согласно данным работы [16] с уменьшением угла смачивания отрывной диаметр пузыря увеличивается

$$d_b = C_{bw} \frac{2+3\cos\theta^* - \cos^3\theta^*}{4} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (5)$$

Однако эта зависимость не учитывает влияние теплового потока и температуры стенки на отрывной диаметр пузыря.

Авторы работы [17] считают, что тонкий слой наночастиц значительно улучшает смачиваемость поверхности и может быть основным фактором, вызывающим увеличение критического теплового потока. С другой стороны, осаждение наночастиц может увеличить или уменьшить шероховатость поверхности, в зависимости от начальной шероховатости поверхности и размера наночастиц, что в свою очередь может увеличить или уменьшить плотность активных центров парообразования. Эти факторы, работающие вместе, приводят к улучшению или ухудшению теплоотдачи при кипении наножидкости.

Кроме того, при кипении наножидкости толщина носового слоя на поверхности может изменяться во времени, вызывая непрерывное изменение микроструктуры поверхности нагрева. В работе [18] дается следующая

зависимость изменения во времени толщины нанослоя δn при кипении наножидкости в зависимости от объемной концентрации наночастиц φ

$$\frac{d\delta n}{dt} \sim \delta_m \frac{\pi}{4} d_b^2 \varphi n f$$

где δ_m – толщина микрослоя жидкости. Результаты экспериментов [18] при кипении наножидкостей на водной основе с наночастицами SiO_2 , Al_2O_3 и ZrO_2 концентрацией 0,01 % по объему свидетельствуют об увеличении критического теплового потока при уменьшении угла смачиваемости поверхности. Так при уменьшении θ от $\pi/2$ до $\pi/4$ наблюдалось увеличение КТП в 1,4 раза, а при уменьшении θ до $\pi/8$ в 1,8 раза

С другой стороны, есть экспериментальные данные, свидетельствующие о том, что при полном покрытии слоем наночастиц поверхности нагревателя, теплоотдача не изменяется несмотря на то, что осаждение наночастиц продолжается [19].

В работе [20] представлены результаты исследования влияния нанопокрывания обогреваемой поверхности на теплоотдачу и критический тепловой поток при кипении воды. Исследовались поверхности с покрытием из наночастиц Al_2O_3 и SiC , полученным в результате кипения соответствующих наножидкостей. На поверхностях

с покрытием из наночастиц получено увеличение КТП на 30...50 % по сравнению с исходной гладкой поверхностью. Рост КТП связывают с уменьшением контактного угла смачивания на поверхностях с нанопокрыванием по сравнению с гладкой поверхностью. Полученные результаты согласуются с расчетами критического теплового потока по формуле Кандликара [21]

$$q_{\text{кр}} = \rho_v^{1/2} r \left(\frac{1 + \cos\theta}{16} \right) \left[\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{4} (1 + \cos\theta) \cos\alpha \right]^{1/2}$$

$$[\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{1/4}, \quad (6)$$

где $\alpha = 0$ для горизонтальной поверхности. На рис. 5 представлены зависимости КТП от угла смачивания θ , рассчитанные по формулам (1) и (6). Здесь приведены значения критического теплового потока, отнесены к значениям КТП для поверхности из нержавеющей стали с углом смачивания $\theta = 80^\circ$.

Приведенные данные показывают, что увеличение критического теплового потока с уменьшением угла смачивания может достигать 160 %, что согласуется с экспериментальными данными при кипении наножидкостей [22].

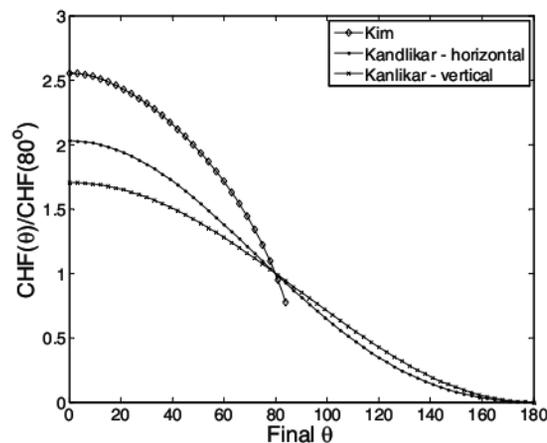


Рис. 5. Зависимость критического теплового потока от угла смачивания θ [20].

Осаждение слоя наночастиц на обогреваемой поверхности приводит к изменению не только угла смачивания, но и всей топографии поверхности. Хорошо известно, что нанесение пористых покрытий на обогреваемую поверхность существенно интенсифицирует теплоотдачу при кипении охлаждающей жидкости [23–25]. Нанопористый слой способствует капиллярному увлажнению поверхности в результате проникновения жидкости по микроканалам и порам по поверхности паровых пузырей на поверхности нагревателя. Авторы работы [24] утверждают о перерождении (трансформации) кипения на пористых обогреваемых поверхностях, где передача теплоты осуществляется теплопроводностью через жидкую пленку с последующим испарением с поверхности раздела фаз.

В работе [25] представлены результаты эксперимен-

тальных исследований влияния шероховатости, смачиваемости и нанопористости обогреваемой поверхности на теплообмен при пленочном кипении жидкости. Показано, что наибольшее влияние на процесс теплообмена оказывает нанопористость поверхности. Пузырьки пара более легко зарождаются на нанопористой поверхности и очень быстро растут в сильно недогретой жидкости. Нанопористость является одним из важнейших условий повышения критического теплового потока, так как препятствует образованию стабильной паровой пленки на обогреваемой поверхности. Капиллярное увлажнение совместно с эффектом смачиваемости поверхности способствует уменьшению сухих пятен на обогреваемой поверхности в предкризисных режимах, что способствует росту КТП.

Несмотря на то, что обзоры, посвященные тепло-

обмену при кипении наножидкостей насчитывают сотни работ, теоретическое описание механизмов процесса кипения наножидкостей, способное прогнозировать условия возникновения кризиса теплообмена на обогреваемой поверхности, встречается крайне редко.

В настоящее время успешно используется модель CFD (Computational Fluid Dynamics) для описания процессов пузырькового кипения воды, хладагентов, криогенных жидкостей [26-30]. Это двухжидкостные модели, в которых процессы тепломассопереноса на поверхности нагревателя моделируются путем разделения теплового потока на три составляющие [30,31]

$$q = q_e + q_q + q_c, \quad (7)$$

где q_e – тепловой поток, который расходуется на испарение, q_q – на теплообмен после отрыва пузырька и до зарождения нового на том же месте, q_c – на конвективный теплообмен между стенкой и наножидкостью. Для составляющих теплового потока используются следующие зависимости [31]:

$$q_e = \frac{\pi}{6} d_{bw}^3 \rho_w f n r, \quad (8)$$

$$q_q = \frac{2}{\sqrt{\pi}} f A_q \sqrt{t_w \lambda_l \rho_l c_{pl}} (T_w - T_l), \quad (9)$$

$$q_c = A_c St \rho_l c_{pl} u_l (T_w - T_l), \quad (10)$$

где t_w – время ожидания зародыша пузырька, A_q – часть площади обогреваемой поверхности после отрыва пузырька, A_c – часть площади обогреваемой поверхности с конвективным теплообменом.

Для моделирования процесса кипения наножидкости необходимо задание внутренних характеристик двухфазного потока, таких как отрывной диаметр пузырьков d_{bw} , частота их отрыва, плотность активных центров парообразования. Большинство экспериментальных данных по кипению наножидкостей направлено на определение этих параметров, однако полученные данные имеют узкий диапазон применения, ограниченный условиями проведения эксперимента. Как отмечалось выше, визуализация процессов кипения наножидкости с увеличением концентрации наночастиц становится затруднительной, поэтому получить данные о внутренней структуре двухфазного потока в широком диапазоне изменения параметров сложно.

Показано, что классическая модель разделения тепловых потоков (7) – (10) дает хорошую точность определения параметров теплообмена для пузырькового кипения чистой воды, но в значительной степени завышает данные для наножидкости [31]. Для точного прогнозирования теплоотдачи при кипении наножидкости нужны данные о характеристиках слоя осаждения наночастиц на обогреваемой поверхности, от которого в основном зависят условия возникновения и развития процесса кипения.

В работах [32-34] представлены результаты теоретического анализа теплофизических процессов при кипении наножидкости. Математическая модель течения

и теплообмена при кипении наножидкости на плоской обогреваемой поверхности учитывает броуновскую и термофоретическую диффузии, влияние концентрации наночастиц в жидкости. Показано, что увеличение теплопроводности и концентрации наночастиц способствует увеличению коэффициента теплоотдачи в режимах пузырькового и пленочного кипения наножидкости на плоской обогреваемой поверхности.

Выводы

Анализ работ по исследованию кризиса теплообмена на обогреваемой поверхности при кипении наножидкости в большом объеме показал:

- величина критического теплового потока увеличивается с увеличением концентрации наночастиц в жидкости и длительности процесса кипения;
- существует предельное значение концентрации наночастиц в жидкости, выше которого дальнейшее увеличение критического теплового потока не наблюдается;
- увеличение КТП при кипении наножидкости связывают с формированием слоя осаждения наночастиц на обогреваемой поверхности, который способствует изменению микрохарактеристик процесса кипения, уменьшению угла смачиваемости поверхности;
- формирование на теплоотдающей поверхности пористого нанослоя способствует также более эффективному увлажнению сухих пятен в предкризисных режимах, что влияет на повышение КТП;
- недостаточное исследование микрохарактеристик процесса кипения наножидкостей мешает разработке надежных методов прогнозирования условий возникновения кризисных явлений и получению интегральных характеристик теплоотдачи и критического теплового потока.

ЛИТЕРАТУРА

1. Wang X.Q., Mujumdar A.S. Heat transfer characteristics of nanofluids: a review// International Journal of Thermal Sciences. –2007. – 46. – P.1–19
2. Das S.K., Choi S.U.S., Patel H.E. Heat Transfer in Nanofluids – A Review//Heat Transfer Engineering. –2008. – 27(10). –P.3–19
3. Cheng L., Filho E.P.B., Thome J.R. Nanofluid Two-Phase Flow and Thermal Physics: A New Research Frontier of Nanotechnology and Its Challenges// Journal of Nanoscience and Nanotechnology. –2008. – v.8, N 8. – P.1–18
4. Ramesh G., Prabhu N.K. Review of thermo-physical properties, wetting and heat transfer characteristics of nanofluids and their applicability in industrial quench heat treatment//Nanoscale Research Letters. –2011. – 6:334. – P.1–15
5. Суртаев А.С., Сердюков В.С., Павленко А.Н. Нанотехнологии в теплофизике: теплообмен и кризисные явления при кипении// Российские нанотехнологии. – 2016. – т.11, №11–12. – С. 18–22
6. Bang I.C., Buongiorno J., Hu L.W., Wang H. Measurement of Key Pool Boiling Parameters in Nanofluids for Nuclear Applications//Journal of Power and Energy

Systems. – 2008. – v.2, № 1. – P.340–351

7. *Bang I.C., Chang S.H.* Boiling Heat transfer performance and phenomena of Al₂O₃ – water nanofluids from a plain surface in a pool// *International Journal of Heat and Mass Transfer.* –2005. –48. –P.2407–2419

8. *You S.M., Kim J.H., Kim K.H.* Effect of nanoparticles on critical heat flux of water in pool boiling heat transfer// *Applied Physics Letters.* –2003. –83. –№ 16. –P.3374–3376

9. *Bang I.C., Chang S.H., Baek W.P.* Visualization of a Principle Mechanism of Critical Heat Flux in Pool Boiling// *Int. J. Heat Mass Transfer.* –2005. –v.48(25–26). –P.5371–5385

10. *Hegde R.N., Rao S.S., Reddy R.P.* Flow Visualization, Critical Heat Flux Enhancement, and Transient Characteristics in Pool Boiling Using Nanofluids// *Journal of ASTM International.* –2012. –v.9, № 5. –P.1–16

11. *Taylor R.A., Phelan P.E.* Pool boiling of nanofluids: comprehensive review of existing data and limited new data// *Int. J. Heat Mass Transfer.* –2009. –52. –P.5339–5347

12. *Rohsenow W.M.* A method of correlating heat transfer data for surface boiling liquids// *Trans. FSME.* – 1952. –74. –P.969–976

13. *Li X., Cheung S.C.P., Tu J.* Nucleate boiling of dilute nanofluids – Mechanism exploring and modeling// *Int. J. of Thermal Sciences.* –2014. – 84. – P.323–334

14. *Pirol L.L., Rohsenow W.M., Doerffer S.S.* Nucleate pool-boiling heat transfer. 1 review of parametric effects of boiling surface// *Int. J. Heat Fluid Flow.* –2004. –47. – P.5033–5044

15. *Li X.D., Li K., Tu J.Y., Buongiorno J.* On two-fluid modeling of nucleate boiling of dilute nanofluids// *Int. J. Heat Mass Transf.* –2014. –69. – P.443–450

16. *Phan H.T., Caney N., Marty P., Colasson S., Gavillet J.* Surface wettability control by nanocoating : the effects on pool boiling heat transfer and nucleation mechanism // *Int. J. Heat Mass Transf.* –2009. –52. – P.5459–5471

17. *Kwark S.M., Kumar R., Moreno G., Yoo J., You S.M.* Pool boiling characteristics of low concentration nanofluids// *Int. J. Heat Mass Transf.* –2010. –53. – P.972–981

18. *Kim S.J., Bang I.C., Buongiorno J., Hu L.W.* Surface wettability change during pool boiling of nanofluids and its effect on critical heat flux// *Int. J. Heat Mass Transf.* –2007. – 50. – P.4105–4116

19. *Okawa T., Takamura M., Kamiya T.* Boiling time effect on CHF enhancement in pool boiling of nanofluids// *Int. J. Heat Mass Transf.* –2012. –55. –P.2719–2725

20. *Шустов М.В.* Исследование кипения в микроканале с покрытием из наночастиц/ Диссертация... канд. техн. наук. – Москва: МЭИ, 2015. –119 с.

21. *Kandlikar S.G.* A Theoretical Model to Predict

Pool Boiling CHF Incorporating Effects of Contact Angle Orientation// *J. Heat Transfer.* –2001. –v.123. –№6. – P.1071–1079

22. *Kim H., Kim M.* Experimental study of the Characteristics and Mechanism of Pool Boiling CHF Enhancement Using Nanofluids// *J. Heat Mass Transfer, Special Issutr.* –2009. –45. –P.991–998

23. *Толубинский В.И.* Теплообмен при кипении. – Киев: Наукова Думка. –1980. –316 с.

24. *Зейгарник Ю.А.* Переродившееся кипение и интенсификация теплоотдачи// *Теплофизика высоких температур.* –2001. –т.39, №3. –С.479–487

25. *Kim H., Truond B., Buongiorno J., Hu L.W.* On the effect of surface roughness height, wettability, and nanoporosity on Leidenfrost phenomena// *Applied Physics Letters.* –2011. –98. –083121

26. *Tu J.Y., Yeoh G.H.* On numerical modeling of low-pressure subcooled boiling flows// *Int. J. Heat Mass Transf.* – 2002. –45. – P.1197–1209

27. *Yeoh G.H., Tu J.Y.* Population balance modeling for bubbly flows with heat and mass transfer// *Chem. Eng. Sci.* – 2004. –59. – P.3125–3139

28. *Li X.D., Wei W., Wang R.S., Shi J.M.* Numerical and experimental investigation of heat transfer on heating surface during subcooled boiling flow of liquid nitrogen// *Int. J. Heat Mass Transf.* –2009. –52. – P.1510–1516

29. *Yeoh G.H., Cheung S.C.P., Tu J.Y., Ho M.K.M.* Fundamental consideration of wall heat partition of vertical subcooled boiling flows// *Int. J. Heat Mass Transf.* –2008. – 51. – P.3840–3853

30. *Basu N., Warriar G.R., Dhir V.K.* Wall heat flux partitioning during subcooled flow boiling: part 1// *J. Heat Transf.* –2005. –127. –P.131–140

31. *Li X., Cheung S.C.P., Tu J.* Nucleate boiling of dilute nanofluids – Mechanism exploring and modeling// *Int. J. of Thermal Sciences.* –2014. – 84. – P.323–334

32. *Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Tyrinov A.I., Blinov D.G.* Heat transfer in stable film boiling of a nanofluid over a vertical surface// *Int. Journal of Thermal Sciences.* –2015. – 92. –P.106–118

33. *Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Abdallah S., Blinov D.G., Yarmand S., Tyrinov A.I.* Symmetry analysis for film boiling of nanofluids on a vertical plate using a nonlinear approach// *Jour. of Molecular Liquids.* –2016. – N 223. –P.156–164

34. *Авраменко А.А., Ковецкая М.М., Тыринов А.И.* Особенности теплообмена при кипении наножидкости// *Промышленная теплотехника.* –2017. –т.39, №3. – С.25–34

FEATURES OF HEAT TRANSFER CRISIS ON HEATING SURFACE DURING BOILING OF NANOFLUIDS

Kovetskaya M.M.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Zhelyabova str., Kiev, 03680, Ukraine.

The results of studies of the heat transfer crisis during boiling nanofluids in large volume are analyzed. The effect of the nanoparticle concentration, roughness and wettability of the heated surface on the increasing critical heat flux is determined. The main influence on the increase in the critical heat flux is caused by the formation of deposition layer of nanoparticles on the heated surface. The formation of porous nanolayer contributes to more efficient moistening of dry spots in pre-crisis conditions and prevents formation of stable vapor film on the heated surface.

References 34, figures 5

Key words: nanofluids boiling, heat transfer, critical heat flux.

1. Wang X.Q., Mujumdar A.S. Heat transfer characteristics of nanofluids: a review. *International Journal of Thermal Sciences*, 2007, 46, P.1–19
2. Das S.K., Choi S.U.S., Patel H.E. Heat Transfer in Nanofluids – A Review. *Heat Transfer Engineering*, 2008, 27(10), P.3–19
3. Cheng L., Filho E.P.B., Thome J.R. Nanofluid Two-Phase Flow and Thermal Physics: A New Research Frontier of Nanotechnology and Its Challenges. *Journal of Nanoscience and Nanotechnology*, 2008, v.8, N 8, P.1–18
4. Ramesh G., Prabhu N.K. Review of thermo-physical properties, wetting and heat transfer characteristics of nanofluids and their applicability in industrial quench heat treatment. *Nanoscale Research Letters*, 2011, 6:334, P.1–15
5. Surtaev A.S., Serdyukov V.S., Pavlenko A.N. Nanotehnologii v teplofizike: teploobmen i krizisnyie yavleniya pri kipenii. [Nanotechnologies in thermophysics: heat transfer and crisis phenomena during boiling]. *Rossiyskie nanotehnologii [Russian nanotechnologies]*, 2016, №11–12, P. 18–22 (Rus.)
6. Bang I.C., Buongiorno J., Hu L.W., Wang H. Measurement of Key Pool Boiling Parameters in Nanofluids for Nuclear Applications. *Journal of Power and Energy Systems*, 2008, v.2, № 1, P.340–351
7. Bang I.C., Chang S.H. Boiling Heat transfer performance and phenomena of Al₂O₃ – water nanofluids from a plain surface in a pool. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2005, 48, P.2407–2419
8. You S.M., Kim J.H., Kim K.H. Effect of nanoparticles on critical heat flux of water in pool boiling heat transfer. *Applied Physics Letters*, 2003, 83, № 16, P.3374–3376
9. Bang I.C., Chang S.H., Baek W.P. Visualization of a Principle Mechanism of Critical Heat Flux in Pool Boiling. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2005, v.48(25–26), P.5371–5385
10. Hegde R.N., Rao S.S., Reddy R.P. Flow

Visualization, Critical Heat Flux Enhancement, and Transient Characteristics in Pool Boiling Using Nanofluids. *Journal of ASTM International*, 2012, v.9, № 5, P.1–16

11. Taylor R.A., Phelan P.E. Pool boiling of nanofluids: comprehensive review of existing data and limited new data. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2009, 52, P.5339–5347
12. Rohsenow W.M. A method of correlating heat transfer data for surface boiling liquids. *Trans. FSME*, 1952, 74, P.969–976
13. Li X., Cheung S.C.P., Tu J. Nucleate boiling of dilute nanofluids – Mechanism exploring and modeling. *Int. J. of Thermal Sciences*, 2014, 84, P.323–334
14. Piore I.L., Rohsenow W.M., Doerffer S.S. Nucleate pool-boiling heat transfer. I review of parametric effects of boiling surface. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2004, 47, P.5033–5044
15. Li X.D., Li K., Tu J.Y., Buongiorno J. On two-fluid modeling of nucleate boiling of dilute nanofluids. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2014, 69, P.443–450
16. Phan H.T., Caney N., Marty P., Colasson S., Gavillet J. Surface wettability control by nanocoating : the effects on pool boiling heat transfer and nucleation mechanism. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2009, 52, P.5459–5471
17. Kwark S.M., Kumar R., Moreno G., Yoo J., You S.M. Pool boiling characteristics of low concentration nanofluids. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2010, 53, P.972–981
18. Kim S.J., Bang I.C., Buongiorno J., Hu L.W. Surface wettability change during pool boiling of nanofluids and its effect on critical heat flux. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2007, 50, P.4105–4116
19. Okawa T., Takamura M., Kamiya T. Boiling time effect on CHF enhancement in pool boiling of nanofluids. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2012, 55, P.2719–2725
20. Shustov M.V. Issledovanie kipeniya v mikrokanale s pokrytiem iz nanochastits. [The study of boiling in a microchannel coated with nanoparticles] , Moscow, 2015, 119P. (Rus.)
21. Kandlikar S.G. A Theoretical Model to Predict Pool Boiling CHF Incorporating Effects of Contact Angle Orientation. *J. Heat Transfer*, 2001, v.123, №6, P.1071–1079
22. Kim H., Kim M. Experimental study of the Characteristics and Mechanism of Pool Boiling CHF Enhancement Using Nanofluids. *J. Heat Mass Transfer, Special Issue*, 2009, 45, P.991–998
23. Tolubinskiy V.I. Teploobmen pri kipenii [Heat transfer at boiling point]. Kiev, Naukova dumka [Kyiv, scientific thought], 1980, 316P. (Rus.)
24. Zeygarnik Yu.A. Pererodivsheesya kipenie i intensivatsiya teplootdachi [Revived boiling and intensification of heat transfer]. *Teplofizika vyisokih temperatur [Thermal physics of high temperatures]*, 2001, V. 39, №3, P.479–487. (Rus.)
25. Kim H., Truond B., Buongiorno J., Hu L.W. On the effect of surface roughness height, wettability, and nanoporosity on Leidenfrost phenomena. *Applied Physics Letters*, 2011, 98, 083121
26. Tu J.Y., Yeoh G.H. On numerical modeling of low-pressure subcooled boiling flows. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2002, 45, P.1197–1209

27. *Yeoh G.H., Tu J.Y.* Population balance modeling for bubbly flows with heat and mass transfer. *Chem. Eng. Sci.*, 2004, 59, P.3125–3139
28. *Li X.D., Wei W., Wang R.S., Shi J.M.* Numerical and experimental investigation of heat transfer on heating surface during subcooled boiling flow of liquid nitrogen. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2009, 52, P.1510–1516
29. *Yeoh G.H., Cheung S.C.P., Tu J.Y., Ho M.K.M.* Fundamental consideration of wall heat partition of vertical subcooled boiling flows. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2008, 51, P.3840–3853
30. *Basu N., Warriar G.R., Dhir V.K.* Wall heat flux partitioning during subcooled flow boiling: part 1. *J. Heat Transf.* 2005, 127, P.131–140
31. *Li X., Cheung S.C.P., Tu J.* Nucleate boiling of dilute nanofluids – Mechanism exploring and modeling. *Int. J. of Thermal Sciences*, 2014, 84, P.323–334
32. *Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Tyrinov A.I., Blinov D.G.* Heat transfer in stable film boiling of a nanofluid over a vertical surface. *Int. Journal of Thermal Sciences*, 2015, 92, P.106–118
33. *Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Abdallah S., Blinov D.G., Yarmand S., Tyrinov A.I.* Symmetry analysis for film boiling of nanofluids on a vertical plate using a nonlinear approach. *Jour. of Molecular Liquids*, 2016, № 223, P.156–164
34. *Avramenko A.A., Kovetskaya M.M., Tyrinov A.I.* Osobennosti teploobmena pri kipenii nanozhidkosti [Features of heat transfer during boiling of nanofluids]. *Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial heat engineering]*, 2017, V.39, №3, P.25–34. (Rus.)

Отримано 06.02.2018
Received 06.02.2018

УДК 621.515

ВОЗМОЖНОСТЬ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИХ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Тертышный И.Н., Парафейник В.П., докт. техн. наук

ПАО «Сумское НПО», ул. Горького 58, Сумы, 40004, Украина

З використанням експериментальних даних ефективності відцентрового компресора і газотурбінного двигуна в складі агрегату типу ГПА-Ц-6,3А виконаний аналіз ефективності робочого процесу. На цій основі отримані системні характеристики агрегату і рекомендації щодо можливості підвищення енергоефективності газотурбінних агрегатів.

С использованием экспериментальных данных об эффективности ЦК и ГТД в составе агрегата типа ГПА-Ц-6,3А выполнен анализ эффективности его рабочего процесса. На этой основе получены системные характеристики агрегата и рекомендации о возможности повышения энергоэффективности газотурбинных ТКА.

Using the experimental data on efficiency of centrifugal compressor and gas turbine engine being a part of the package GPA-C-6,3A the efficiency analysis of its working process is made. Based on it the package system characteristics and the recommendations to increase energy efficiency of gas turbine TCA are obtained.

Библ. 11, рис. 3, табл. 2.

Ключевые слова: турбокомпрессорный агрегат, центробежный компрессор, эксергетический метод, системная характеристика.

η – КПД;

λ – доля располагаемой эксергии;

$G_{\text{кг}}$ – массовый расход, кг/с;

$N_{\text{п}}$ – мощность, кВт;

$\Delta E_{\text{д}}$ – потери эксергии в элементах;

$\delta E_{\text{д}}$ – относительные потери эксергии;

АВО – аппарат воздушного охлаждения;

ГТД – газотурбинный двигатель;

ГТП – газотурбинный привод;

ЗК – замкнутый контур;

КСК – каскад сжатия компрессора;

МГ – магистральный газопровод;

КС – компрессорная станция;

п.г. – природный газ;

КПД – коэффициент полезного действия;

СЖЦ – стоимость жизненного цикла;

СМНПО – ПАО «Сумское машиностроительное научно-производственное объединение»;

ССК – секция сжатия компрессора;

СТ – силовая турбина;

т.г. – топливный газ;

ТКА – турбокомпрессорный агрегат;

ЦК – центробежный компрессор;

ЭТС – энерготехнологическая схема;

ЭП – электропривод.

Индексы:

D – деструкция эксергии;

e – эффективный (КПД);

ex – эксергетический (КПД);

кг – компримируемый газ;

п – потребляемая мощность (мощность СТ), политропный (КПД);

п.г. – природный газ;

к – компрессора;

тка – турбокомпрессорного агрегата;

р – расчетного (проектного) режима;

гтп – газотурбинного привода;

цк – центробежного компрессора.

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Блочно-комплектные ТКА в последние десятилетия создаются на основе конвертированных авиационных и судовых ГТД мощностью 4...32 МВт с одно- и многокаскадными ЦК и являются энерготехнологическими системами, рабочий процесс которых сопровождается

сложными термодинамическими процессами. В ТКА обеспечивается преобразование химической энергии т.г. в механическую энергию привода, очистка, компримирование, охлаждение и сепарация п.г. до требуемых заданных технологических параметров. При этом показатели и характеристики эффективности основных энергопреобразующих систем (ГТД, ЦК, ЭП) имеют су-

ществленные различия.

В связи с этим учетом особенностей рабочего процесса газотурбинных ТКА целесообразным является применение системного подхода к его анализу и выбору показателей эффективности на основе эксергетического метода. Такой подход позволяет сформулировать основные направления совершенствования конструкций ТКА, являющихся основой линейных КС для транспорта п.г. по МГ, а также КС другого назначения

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем

На сегодняшний день системному анализу эффективности рабочего процесса агрегатов типа ГПА-Ц как сложной термодинамической системы посвящено значительное количество работ специалистов СМНПО и других организаций [1–5 и др.]. Однако в них не в полном объеме рассматривалась работа ТКА как сложной энерготехнологической системы. Вопрос выбора совместных оптимальных режимов работы ГТД и ЦК не исследовался, так же как не изучалось влияние ЦК, ГТД и других элементов ТКА на системную характеристику агрегата. В последние годы на основе эксергетического подхода выполнены исследования в области термотрансформаторов, холодильных и газотранспортных агрегатов, существенно расширяющие возможности их термодинамического анализа [5–7]. Это создало предпосылки для развития методологии проектирования и совершенствования конструкции ТКА. Актуальным является также вопрос о создании методики анализа ЭТС агрегатов различного типа на предпроектной стадии работ для снижения энергозатрат при компримировании газа, что требует проведения дальнейших исследований с использованием экспериментальных данных.

Цель исследования. Целью настоящего исследования является развитие методики термодинамического анализа рабочего процесса ТКА, верификация расчетной модели для оценки эффективности ТКА на основе результатов испытаний агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 для КС МГ и разработка рекомендаций по совершенствованию конструкции ТКА с целью достижения оптимальных режимов его работы, исходя из особенностей газодинамической характеристики ЦК и системной характеристики ТКА.

Результаты исследований

При термодинамическом анализе эффективности ЭТС вновь проектируемых агрегатов одной из основных задач является получение интегрального критерия

эффективности рабочего процесса ТКА, а также выявления оптимального режима работы агрегата и совмещение его с проектным режимом ЦК. Как показывают ранее выполненные исследования, анализ эффективности рабочего процесса агрегата при разработке его ЭТС и построение его системной характеристики можно выполнять на основе функционального или функционально-эксергетического подходов. При функциональном подходе системная (интегральная) характеристика агрегата определяется как [1]

$$\eta_{\Sigma}^{ТКА} = \eta_e^{ГТД} \cdot \eta_{\Pi}^{ЦК}, \tag{1}$$

где $\eta_{\Sigma}^{ТКА}$ – интегральный КПД агрегата; $\eta_e^{ГТД}$ – эффективный КПД ГТД с учетом потерь в газовоздушном тракте агрегата; $\eta_{\Pi}^{ЦК}$ – политропный КПД ЦК.

При функционально-эксергетическом подходе системная характеристика агрегата определяется с использованием зависимости [2]

$$\eta_{ex}^{ТКА} = [\lambda_I^{ГТП} \cdot \eta_{ex}^{ГТП} + (1 - \lambda_I^{ГТП})] \cdot \eta_{ex}^{ЦК}, \tag{2}$$

где $\eta_{ex}^{ТКА}$ – эксергетический КПД агрегата, определяемый с учетом основных и вспомогательных систем; $\lambda_I^{ГТП}$ – доля располагаемой эксергии на входе в ГТП в общем потоке эксергии на входе в агрегат; $\eta_{ex}^{ГТП}$ – эксергетический КПД ГТП, определяемый с учетом всех систем; $\eta_{ex}^{ЦК}$ – эксергетический КПД ЦК.

Следует отметить, что с использованием зависимости (1) определяется эффективность рабочего процесса агрегата с учетом только основных его элементов – ГТД и ЦК. Зависимость (2) оценивает эффективность рабочего процесса ТКА как сложной энерготехнологической системы, в которой происходят разнокачественные энергопреобразования, в т.ч. с подводом т.г., электроэнергии, теплоты, сжатого воздуха и т.д.

При проведении системного анализа эффективности ТКА типа ГПА-Ц-6,3А для КС использованы ранее полученные результаты модельных и натурных испытаний ГТД Д-336-1 в ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс»; компрессора НЦВ-6,3/56-1,45; ГТП; вспомогательных систем и ТКА в СМНПО на стенде ЗК [8]. Анализ рабочего процесса агрегата и учет влияния отдельных систем на его эффективность выполняется на основе данных об эксергетических КПД элементов ЭТС (рис. 1), абсолютных (ΔE_D) и относительных потерь эксергии (δE_D) [9, 10].

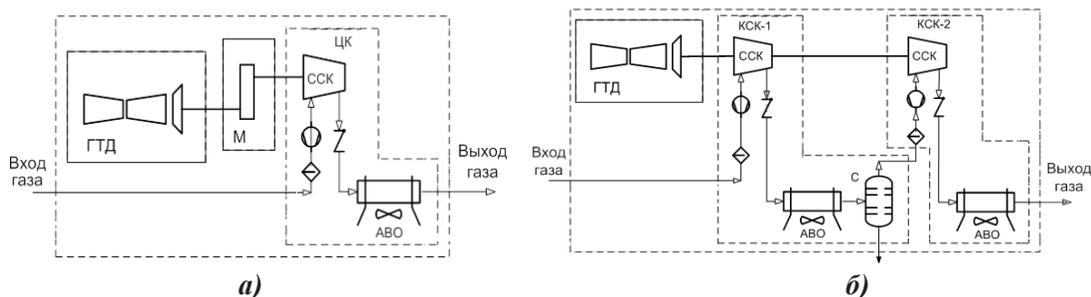


Рис. 1. Принципиальные схемы агрегатов типа ТКА-Ц-6,3А: а) с однокаскадным ЦК; б) с двухкаскадным ЦК; М – мультипликатор; КСК-1, 2 – каскады сжатия компрессора; остальные обозначения в тексте.

Анализ эффективности рабочего процесса агрегата и его ЭТС выполняется с использованием вышеприведенных зависимостей (1) – (2) со следующими допущениями и условиями: температура циклового воздуха на входе в ГТД и технологического газа на входе в ЦК с учетом имеющихся данных принимается равной 288 К; потери эксергии, вызванные тепловым взаимодействием между корпусом сжатия ЦК и окружающей средой, не учитываются; не учитываются также потери эксергии в технологическом контуре агрегата и отборы сжатого воздуха от осевого компрессора газогенератора ГТД на нужды ТКА; теплота выхлопных газов ГТП; отбор мощности на при-

вод электрогенератора собственных нужд агрегата; т.г. для ГТД поступает от автономного источника; мощность ЭП вспомогательных агрегатов принимается по паспортным данным.

Результаты расчетов по оценке эффективности рабочего процесса основных элементов и ТКА в целом, полученные на основе расчетной модели и экспериментальных данных для проектного режима работы агрегата, приведены в табл. 1 и на рис. 2. В таблице представлено также распределение абсолютных и относительных потерь эксергии, оказывающих влияние на уровень эффективности рабочих процессов в отдельных элементах ТКА.

Таблица 1. Основные параметры и показатели эффективности работы агрегата и его элементов

Параметр		$G_{кг}$, кг/с	$N_{п}$, кВт	$\eta_{ex}, (\sigma_{ex}^{ABO})$ %	ΔE_D , кВт	δE_D , %
Расчетная характеристика						
ССК	проектный	95	6410	89,3	715	3,44
	оптимальный ¹	94	6380	89,4	710	3,43
АВО		95	80	(94,5)	305	1,47
ЦК	проектный	95	6410	84,6	1010	4,85
	оптимальный ¹	97	6470	84,9	1015	4,84
ГТП			6410	31,1	14132	68,43
ТКА	проектный	95	6410	26,5	15300	73,4
	оптимальный ¹	100	6540	26,8	15750	73,3
Экспериментальная характеристика						
ССК	проектный	95	6125	91,0	550	2,81
	оптимальный	91	6000	91,5	525	2,69
АВО		95	80	(95,1)	277	1,38
ЦК	проектный	95	6125	86,9	820	4,15
	оптимальный ¹	93	6070	87,1	810	4,10
ГТП			6125	30,6	13760	68,76
ТКА	проектный	95	6125	27,1	14650	72,95
	оптимальный ¹	98	6225	27,2	14800	72,87

¹ Под оптимальным режимом работы агрегата и его элементов подразумевается режим, при котором достигается максимальное значение его эксергетического КПД.

При проектном режиме работы ЦК потери эксергии в его основном функциональном элементе (ССК) равны 715 кВт ($\Delta E_D = 3,44 \%$) и 550 кВт ($\delta E_D = 2,81 \%$), а ее эксергетические КПД равны 89,3 и 91,0 % при $G_{кг} = 95$ кг/с (табл. 1; т. А, рис. 2) для расчетной и экспериментальной характеристик, соответственно. Различие в значениях КПД составляет 1,9 % (относительных), что свидетельствует об удовлетворительном совпадении расчетных и экспериментальных данных. Оптимальным значениям $(\eta_{ex}^{ССК})_{max}$ соответствует т. В (рис. 2). Наличие рассогласования между т. А и В по массовому

расходу является следствием определенного недостатка методики проектирования, основанной на методе моделирования, при котором используются имеющиеся характеристики базовых проточных частей.

Наименьший уровень относительных потерь эксергии наблюдается в АВО и равен 1,47 и 1,38 % для расчетной и экспериментальной характеристик ССК, соответственно, что обусловлено незначительным повышением температуры (ΔT) углеводородного газа, составляющим для компрессора НЦВ-6,3/56-1,45 при $\pi_k = 1,45$, $\Delta T = 32$ К и незначительными гидравлическими потерями в АВО.

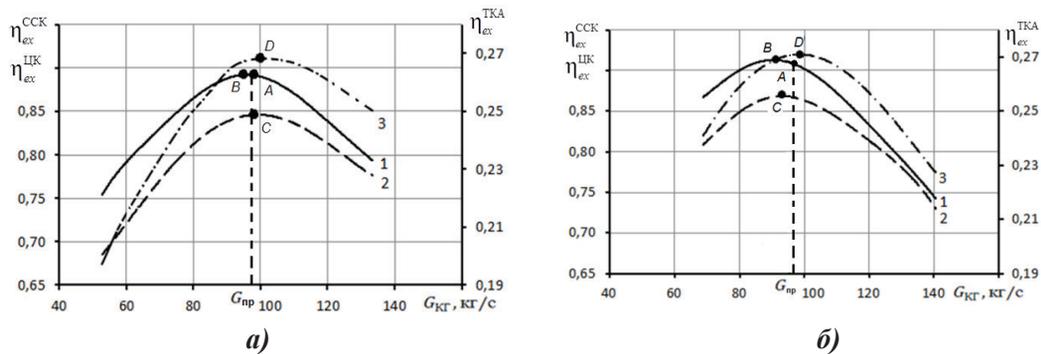


Рис. 2. Эффективность ТКА, полученная на основе:

а) – расчетных ГДХ секции сжатия и ГТД; б) – экспериментальных характеристик ССК и ГТД: 1 – эксергетический КПД ССК; 2 – эксергетический КПД ЦК; 3 – эксергетический КПД ТКА.

Интегральные потери эксергии в ЦК с учетом ССК и АВО составляют $\Delta E_D = 1010$ кВт ($\delta E_D = 4,85 \%$) и $\Delta E_D = 820$ кВт ($\delta E_D = 4,15 \%$) для расчетной и экспериментальной характеристик ССК, соответственно (табл. 1). Характер зависимости $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{кг})$ определяется формой характеристики $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{кг})$. При значении КПД секции сжатия в оптимуме $(\eta_{ex}^{ССК})_{max} = 89,4 \%$ (т. В, рис. 2, а) значение КПД для ЦК снижается на 4,5 % и составляет $\eta_{ex}^{ТКА} = 84,9 \%$ (т. С, рис. 2, а), что обусловлено увеличением потерь эксергии (до 1010 кВт). Происходит также смещение оптимума $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{кг})$ (т. С, рис. 2, а, б) в область больших расходов относительно максимального КПД ССК (т. В, рис. 2, а, б) на величину $\Delta G_{кг} = 97-95=2$ кг/с (2,1 %) и $\Delta G_{кг} = 93-91=2$ кг/с (2,2 %) для расчетной и экспериментальной характеристик ССК, соответственно.

Характер изменения системной характеристики ЦК обусловлен перераспределением влияния «термической» и «механической» составляющих в потоках эксергии. Следует также принять во внимание тот факт, что в отечественной практике методика обработки экспериментальных данных при натурных испытаниях не учитывает влияния числа Re на повышение КПД. Это учтено, в частности, международным стандартом по испытаниям ЦК [11]. Как видно из данных рис. 2 (а, б), это приводит к искажению в соотношениях расчетных и экспериментальных данных величины КПД (например, $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max} = 84,9 \%$, рис. 2, а и $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max} = 87,1 \%$, рис. 2, б, соответственно), а также к перераспределению потоков эксергии и ее потерь в отдельных элементах ЭТС агрегата [8].

Наибольшие потери эксергии имеют место в ГТП

($\Delta E_D = 14132$ кВт, $\delta E_D = 68,43 \%$ и $\Delta E_D = 13760$ кВт, $\delta E_D = 68,76 \%$ для расчетной и экспериментальной характеристик ССК и ГТД, табл. 1). Такой уровень потерь обусловлен особенностями рабочего процесса ГТД, а их соотношение указанными особенностями рабочего процесса ЦК и соответствующей загрузкой СТ.

При анализе интегральной характеристики ТКА выявляется преимущественное влияние ГТП на величину КПД агрегата при различных режимах работы и на изменение характера зависимости $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{кг})$. При этом расчетная системная характеристика имеет четко выраженный оптимум при $G_{кг} = 100$ кг/с (т. D, рис. 2, а), когда $\eta_{ex}^{ТКА} = 26,8 \%$. Рассогласование между $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$ и $(\eta_{ex}^{ССК})_{max}$ по массовой производительности составляет 3,0 %, а по значению потребляемой мощности 1,1 %. Рассогласование между проектным режимом работы компрессора (т. А, рис. 2, а, б) и оптимумом характеристики $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{кг})$ (т. D, рис. 2, а, б) по $\Delta G_{кг} = 5,0 \%$, $\Delta N_{П} = 2,0 \%$ и $\Delta G_{кг} = 3,1 \%$, $\Delta N_{П} = 1,6 \%$ для расчетной и экспериментальной характеристик ССК и ГТД, соответственно [8]. Данный результат является следствием применения в составе ПЧ компрессора рабочих колес с выходными углами и лопаточных диффузоров, что не наблюдается в случае применения безлопаточного диффузора [3].

На рис. 3 представлены данные о топливной эффективности агрегата и системные характеристики агрегата типа ГПА-Ц-6,3А, полученные на основе функционального и функционально-эксергетического подходов с использованием расчетных и экспериментальных данных. При этом в качестве показателя топливной эффектив-

ности агрегата принят коэффициент относительного расхода т.г. ($K_{ТГ}$), определяемый с учетом газодинамических характеристик компрессора

$$K_{ТГ} = \frac{G_{ТГ}}{G_{кГ} \cdot \psi_{П} / \psi_{П}^p} = \frac{G_{ТГ}}{G_{кГ} \cdot \bar{\psi}_{П}}, \quad (3)$$

где $G_{ТГ}$ – расход т.г. в ГТД; $\psi_{П}$ – текущее значение коэффициента политропного напора ССК; $\bar{\psi}_{П}$ – коэффициент

политропного напора на проектном режиме; $\bar{\psi}_{П}$ – относительная величина коэффициента $\psi_{П}$.

Коэффициент $K_{ТГ}$ учитывает не только расход т.г., но и изменение напорной характеристики компрессора и в этом смысле может рассматриваться как системный параметр, характеризующий эффективность агрегата, создаваемый на основе ЦК.

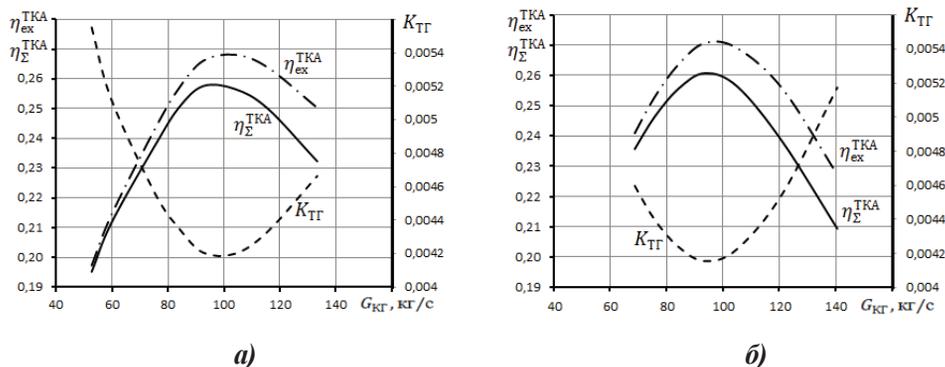


Рис. 3. Системные характеристики агрегата типа ГПА-Ц-6,3А, полученные на основе функционального и функционально-энергетического подходов и характеристики топливной эффективности: а) расчетные характеристики; б) экспериментальные характеристики ССК и ГТД.

Из рис. 3 видно, что интегральный критерий топливной эффективности имеет ярко выраженный оптимум по ($K_{ТГ}^{\min}$) соответствующий ($\eta_{\Sigma}^{TKA}^{\max}$). В тоже время системные характеристики агрегата, полученные на основе функционального и функционально-энергетического подходов, имеют различия. Это является следствием особенностей подходов в определении КПД агрегата с учетом основных и вспомогательных элементов.

Таким образом, несмотря на отмеченную неточность методики обработки результатов натурных испытаний, полученные данные показывают удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных и целесообразность применения расчетной методики для анализа ЭТС агрегатов других модификаций и параметров.

Ранее в работе [3] показано, что применение РК с выходными углами лопаток $\beta_{Л2} \leq 30^\circ$ в сочетании с лопаточными или безлопаточными диффузорами в конструкции ЦК обеспечивает совпадение ($\eta_{ex}^{ПК}^{\max}$) и ($\eta_{ex}^{TKA}^{\max}$) по $G_{кГ}$ и $N_{П}$. Комплектация ПЧ компрессора РК с $\beta_{Л2} > 30^\circ$ и лопаточными диффузорами, как видно на примере ЦК агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, приводит к рассогласованию системной характеристики ТКА и характеристики $\eta_{ex}^{ПК} = f(N_{П}, G_{кГ})$, что также снижает топливную эффективность агрегата.

Как показывает углубленный анализ особенностей рабочего процесса ТКА, возможные способы управления системной характеристикой агрегата с целью полной согласованности режимов работы ГТД и ЦК и, следовательно, с целью обеспечения оптимального режима работы агрегата связаны с необходимостью применения средств механизации проточной части как ЦК, так и газогенератора, а также СТ двигателя. В частности, для воздействия на системную характеристику агрегата це-

лесообразно предусматривать в конструкции ЦК и СТ двигателя регулируемые входные направляющие аппараты. Как известно, эксплуатируемые в составе ТКА отечественные ГТД, полученные путем конвертирования авиационных и судовых двигателей, не обеспечены в полной мере такими средствами механизации проточной части. Компрессоры высокого давления для п.г., применяемые в составе ТКА, также не имеют средств управления их газодинамическими характеристиками, что не позволяет реализовать разработанную методику выбора совместных режимов работы ЦК и ГТД в полном объеме. В связи с этим исследование влияния средств управления характеристиками ЦК и ГТД на системную характеристику агрегата должно быть предметом специального исследования. Также для управления системной характеристикой агрегата и согласованием режимом работы ЦК и ГТД целесообразным является создание более совершенных алгоритмов работы САУ и Р.

С использованием изложенных подходов к анализу эффективности ТКА и разработанной методики осуществлялся анализ эффективности рабочего процесса дожигных агрегатов типа ТКА-Ц-6,3А (КС «Яро-Яхинская», ОАО «Газпром», Россия). С целью анализа возможности создания более экономичных агрегатов для этой и других ДКС были рассмотрены ЭТС агрегатов с мультипликатором ТКА-Ц-6,3А/77-4,37 (рис. 1, а) и без мультипликатора, но с двухкаскадным ЦК (рис. 1, б) [9, 10].

При однокаскадной схеме ЦК применяется шестиступенчатая ССК, обеспечивающая: $P_k = 7,68$ МПа при $n_p = 13000$ об/мин; $\pi_k = 4,37$; $G_{кГ} = 95$ кг/с и КПД политропный = 67 %. Дожимной ТКА с двухкаскадным ЦК на те же параметры может быть создан без мультипликатора ($n_p = 8200$ об/мин, рис. 1, б). При этом в составе КСК-1 целесообразно использовать ССК с пятиступенча-

той проточной частью на $\pi_k = 2,45$ с КПД политропный $\eta = 73,3$ %, АВО и С; ВКСК-2 – пятиступенчатую проточную часть на $\pi_k = 1,84$ с КПД политропный $\eta = 65,2$ % и концевым АВО газа (рис. 1, б). Результаты термодинамического анализа показали, что для однокаскадного ЦК значение оптимального КПД составляет 53,1 %. Системная характеристика агрегата $\eta_{ex}^{TKA} = f(G_{KT})$ имеет четко выраженный оптимум при значении $\eta_{ex}^{TKA} = 16,39$ %. Применение двухкаскадного ЦК позволяет существенно уменьшить суммарные потери эксергии в ЦК с 2600 до 1960 кВт, а интегральные потери в ТКА с 15300 до 13700 кВт. Тем самым при создании такого ТКА для ДКС повышается эксергетический КПД агрегата с 15,72 до 17,02 % и обеспечивается снижение N_{II} на 725 кВт

на проектном режиме, что обеспечивает экономию т.г. на 9,5 % (до 1 млн. нм³/год). Однако реализация двухкаскадной схемы повышает стоимость агрегата, что обусловлено применением 2^x корпусов сжатия в ЦК. Для определения наиболее целесообразной схемы ТКА и анализа влияния различных факторов при его эксплуатации выполнен расчет СЖЦ различных вариантов ЭТС с учетом капитальных и эксплуатационных затрат (табл. 2). Основной составляющей эксплуатационных затрат газотурбинного ТКА является стоимость т.г. При цене т.г. в 150 \$/тыс.м³ и ниже СЖЦ агрегата с однокаскадным ЦК будет ниже, чем при двухкаскадном ЦК. При цене т.г. в 300 \$/тыс.м³ агрегаты будут равноэкономичны, а при повышении цены т.г. более 300 \$/тыс.м³ целесообразно применение ТКА с двухкаскадным ЦК.

Таблица 2. Результаты расчета СЖЦ дожимных агрегатов типа ТКА-Ц-6,3А с различными ЭТС

Наименование	ТКА с однокаскадным ЦК	ТКА с двухкаскадным ЦК
Капитальные затраты, тыс. \$	10114,6	13392,1
Назначенный ресурс работы ТКА, тыс. ч	100	100
Цена топливного газа, \$/тыс.м ³	150	150
Эксплуатационные затраты за весь жизненный цикл ТКА, тыс. \$	20017,33	18660,91
Стоимость жизненного цикла ТКА, тыс. \$	30131,96	32053,04

Применение результатов термодинамического анализа эффективности и оценки СЖЦ агрегата дает обширную информацию для выбора наиболее целесообразной ЭТС и компоновочной схем агрегата, а также возможных направлений совершенствования конструкции газотурбинных агрегатов.

Выводы

1. Получила развитие методика термодинамического анализа эффективности ТКА п.г. с использованием эксергетического подхода, позволяющая выполнять сравнительную оценку эффективности ЭТС агрегатов различного назначения. С использованием экспериментальных данных об эффективности ЦК и ГТД выполнена верификация расчетной модели для термодинамического анализа рабочего процесса блочно-комплектного ТКА для ЛКС, оснащенного однокорпусным ЦК.

2. Получены системные характеристики агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 на основе двух подходов к оценке эффективности ТКА: функционального, при котором $\eta_{\Sigma}^{TKA} = 25,8$ %; функционально-эксергетического, при котором $\eta_{ex}^{TKA} = 26,5$ % для проектного режима работы.

3. На основе функционального и функционально-эксергетического подходов к построению системной характеристики ТКА предложен новый способ выбора совместных режимов работы ГТД и ЦК. Установлено, что имеется расхождение между оптимальным режимом работы агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, при котором достигается $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$, и проектным режимом работы ЦК. Указанное расхождение обусловлено использованием

рабочих колес с $\beta_{l2} = 32^{\circ}$ и лопаточных диффузоров в ступенях ЦК.

4. Получена аналитическая зависимость для определения коэффициента топливной эффективности (K_{TT}) газотурбинного агрегата, позволяющая оценить влияние газодинамических характеристик ЦК на топливную эффективность агрегата. Установлено совпадение оптимумов характеристик $\eta_{ex}^{TKA} = f(G_{KT})$ и $K_{TT} = f(G_{KT})$ по $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$ и $(K_{TT})_{min}$, соответственно.

5. Предложены основные направления совершенствования системных характеристик газотурбинных ТКА: путем повышения η_{ex} ГТД и ЦК, а также путем согласования режимов работы ГТД и ЦК с целью достижения оптимального режима работы по $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$; созданием более совершенных алгоритмов работы САУ и Р, реализующих совмещение, т.е. согласование системной характеристики ТКА и проектной характеристики ЦК по $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$, а также достижение $(K_{TT})_{min}$.

6. На примере анализа эффективности ЭТС дожимных ТКА типа ТКА-Ц-6,3А проиллюстрировано применение методики выбора более целесообразной схемы агрегата на основе функционально-эксергетического подхода к оценке его рабочего процесса и данных о стоимости жизненного цикла. Установлено, что для агрегата ТКА-Ц-6,3А/77-4,37 применение двухкаскадного ЦК позволяет повысить его КПД на 7,6 % (относительных), снизить потребляемую мощность на 725 кВт и обеспечивает экономию т.г. до 1 млн. нм³/год. В тоже время анализ СЖЦ агрегата показал, что при цене т.г. в

150 \$/тыс.м³ и ниже целесообразно применение ЭТС агрегата с однокаскадным сжатием, а при цене т.г. выше 300 \$/тыс.м³ – с двухкаскадным сжатием.

7. Выполненное исследование позволяет сформулировать следующие направления совершенствования конструкций газотурбинных ТКА на стадии выполнения предпроектной НИР:

- выбор наиболее целесообразной ЭТС агрегата с использованием эксергетического КПД в качестве критерия термодинамической эффективности проектируемой системы, а также результатов анализа потерь эксергии в элементах схемы;

- формулировка требований к геометрии проточной части ЦК на стадии его разработки, технических требований на создание системы охлаждения и других систем агрегата с учетом влияния ГТД и ЦК на системную характеристику ТКА;

- разработка алгоритмов управления работой САУ и Р, обеспечивающих оптимизацию режимов работы ТКА при наличии соответствующих систем и узлов, позволяющих реализовать выводы предпроектной НИР на создание высокоэффективного образца газотурбинного агрегата;

- разработка рекомендаций, направленных на создание перспективных конструкций ЦК и ГТД, обеспечивающих дальнейшее повышение энергоэффективности и надежности ТКА по сравнению с разрабатываемым образцом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколов С.Г. Газоперекачивающие агрегаты с авиаприводом и способы повышения их эффективности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.06/МИХМ.–М.; 1984. –18с.
2. Парафейник В.П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В. П. Парафейник Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. – Харьков, 2009. – 41 с.
3. К вопросу оптимизации геометрии проточной части центробежных компрессоров природного газа / В.П.Парафейник, А.Н. Нефедов, В.Е. Евдокимов, И.Н. Тертышный // Компрес. техника и пневматика. М, 2012. – №2. – С.18–25.
4. Сагитов Р.Р. Повышение эффективности эксплуатации элементов компрессорных станций на базе эксергетического анализа / Р.Р.Сагитов Автореф. дис. ... канд. тех. наук. спец. 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика». – М., 2014. – 167с.
5. Анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы / И.Н.Тертышный, В.П.Парафейник, А.Н.Нефедов, С.А.Рогальский // Компрес. и энергет. машиностроение. – 2014. – №4. – С.6–10.
6. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Тсатсаронис Дж. / – Одесса: Негоциант. – 2002. – 152с.
7. Системно-структурный анализ пароконпрессорных термотрансформаторов / Ю.М.Мацевитый, Э.Г.Братута, Д.Х.Харлампида, В.А.Тарасова // Ин-т пробл. машиностроения НАН Украины. – Харьков. – 2014. – 269с.
8. Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. III. Исследование эффективности основных систем турбокомпрессорного агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 по результатам его натурных испытаний / Н. С. Щербаков, В. П. Парафейник, А. А. Рябов, В. В. Шевчук, В. Н. Разношинский, И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко // Пробл. машиностроения. – 2017. – Т. 20, № 2. – С. 11 – 18.
9. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Ч.1. / И.Н. Тертышный, С.А. Прилипко, Е.А. Мирошниченко, В.П. Парафейник // Пробл. машиностроения. – 2015. – Т.18, №4/1. – С.9–17.
10. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Ч.2. / И.Н. Тертышный, С.А. Прилипко, В.П. Парафейник // Пробл. машиностроения. – 2016. – Т.19, №2. –С.10–18.
11. ISO 5389 -2005, “Turbocompressors – Performance Test code,” Second Edition, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2005, 142 p.

POSSIBILITY OF UPDATING THE TURBO-COMPRESSOR PACKAGES OF GAS INDUSTRY BASED ON THE EFFICIENCY ANALYSIS RESULTS OF THEIR WORKING PROCESS

Tertyshnyi I.N., Parafeynik V.P.

Sumy NPO PJSC, 58, Gorkogo Str, Sumy 40004, Ukraine

This paper is concerned with the system characteristics of the package GPA-C-6,3A/56-1,45 obtained using the functional and functional-exergy approaches as well as design and experimental data on efficiency of centrifugal compressor and gas turbine engine. By doing so in both cases there are differences between the package optimum operation and centrifugal compressor design condition resulted in using the impellers with blade outlet angle 320 and vaned diffusers in the centrifugal compressor stages.

The coincidence of optimum of the package exergy efficiency characteristics and the fuel consumption factor according to the centrifugal compressor weight output is determined.

The thermodynamic and techno-economic assessment of the efficiency of two diagrams of booster package TCA-C-6,3A is made allowing to create more effective TCA.

References 11, tables 2, figures 3.

Key words: turbo-compressor package, centrifugal compressor, exergy method

1. *S.G. Sokolov* “Air craft turbo-compressor packages and methods of efficiency increasing” Abstract of Ph.D Thesis in Engineering Science: 05.04.06.– M., 1984. 18 p. (Rus)

2. *Parafeynik V.P.* “Scientific Basis of Development of Turbo-Compressor Units with Gas Turbine” Abstract of Doctor Thesis in Engineering Science Spec. 05.05.16 . – Kharkov, 2009. 41 p. (Ukr)

3. *Parafeynik V.P., Nefyedov A.N., Yevdokimov V.E., Tertyshnyi I.N.* “Regards geometry optimization of natural gas centrifugal compressors rotor bundle” Compressor equipment and pneumatic. M, 2012, (No.2): 10–17. (Rus)

4. *Sagitov R.R.* Raising of Compressor Stations

Components Operation Efficiency Based on Exergy Analysis. R.R.Sagitov Abstract of a Thesis. PhD in Technical Sciences, major 05.14.04 “Industrial Thermal Power Engineering”. – M., 2014. – 167p. (Rus)

5. *Analysis of Centrifugal Compressor Efficiency As Complex Energotechnological System.* I.N.Tertyshnyi, V.P.Parafeynik, A.N.Nefyodov, S.A.Rogalskiy. Compressor and Power Engineering, M, 2014. – No.4. – P.6–10. (Rus)

6. *George Tsatsaronis.* Interaction of Thermodynamica and Economics to Minimize the Cost of Power Conditioning System / George Tsatsaronis. – Odessa: Negotiant. – 2002. – 152p. (Ukr)

7. *System-Structure Analysis of Steam and Compressor Thermotransformers.* Yu.M.Matsevityi, E.G.Bratuta, D.H.Kharlampidi, V.A.Tarasova. Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine. – Kharkov. – 2014. – 269p. (Ukr)

8. *Shcherbakov N.S., Parafeynik V.P., Ryabov A.A., Shevchuk V.V., Raznoshynskyy V.N., Tertyshnyi I.N., Prilipko S.A.* “Selection of System Characteristic of Turbo-Compressor Package Based on Efficiency Analysis according to Full-Scale Test Results. Part III. Efficiency Research of Basic Systems of Turbo-Compressor Package GPA-C-6,3A/56-1,45 on Full-Scale Test Results” Engineering Industry Problems. 2017 (V.20,2): 11–18. (Ukr)

9. *Tertyshnyi I.N., Prilipko S.A., Miroshnichenko E.A., Parafeynik V.P.* “Thermodynamic Analysis of Operating Process Efficiency of Booster Turbo-Compressor Packages with Gas Turbine Drive. Part I.” Engineering Industry Problems. 2015 (V.18, 4/1): 9-17. (Ukr)

10. *Tertyshnyi I.N., Prilipko S.A., Parafeynik V.P.* “Thermodynamic Analysis of Operating Process Efficiency of Booster Turbo-Compressor Packages with Gas Turbine Drive. Part I.” Engineering Industry Problems. 2016 (V.19, 2): 10–18. (Ukr)

11. *ISO 5389 -2005,* “Turbocompressors – Performance Test code,” Second Edition, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2005. 142 p.

Отримано 07.02.2018

Received 07.02.2018

УДК 620.92

МОДЕЛИРОВАНИЕ СОЛНЕЧНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ВОЗОБНОВЛЯЕМОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ И В СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕПЛОФИЗИКЕ

Басок Б.И., чл.-кор. НАН Украины, Давыденко Б.В., докт. техн. наук, Новиков В.Г., канд. техн. наук, Сороковой Р.Я.

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03057, Украина

Работа посвящена оценке интенсивности и энергии солнечного излучения у земной поверхности. Цель исследования заключается в разработке математической модели солнечного излучения, необходимой при проектировании устройств для возобновляемой энергетики, а также при проектировании и строительстве зданий и сооружений. Математическая модель солнечного излучения реализована в программном коде Python. Программный код позволяет рассчитывать интенсивность солнечного излучения и солнечную инсоляцию в любой день года. Модель верифицирована по результатам экспериментальных исследований солнечного излучения в Одесской области и по результатам собственных экспериментальных данных.

Работа посвящена оценке интенсивности и энергии солнечного излучения у земной поверхности. Цель исследования заключается в разработке математической модели солнечного излучения, необходимой при проектировании устройств для возобновляемой энергетики, а также при проектировании и строительстве зданий и сооружений. Математическая модель солнечного излучения реализована в программном коде Python. Программный код позволяет рассчитывать интенсивность солнечного излучения и солнечную инсоляцию в любой день года. Модель верифицирована по результатам экспериментальных исследований солнечного излучения в Одесской области и по результатам собственных экспериментальных данных.

The work is devoted to the estimation of the intensity and energy of solar radiation at the earth's surface. The aim of the research is to develop a mathematical model of solar radiation, necessary for the design of devices for renewable energy, as well as in the design and construction of buildings and structures. The mathematical model of solar radiation is realized in the Python code. The program code allows you to calculate the intensity of solar radiation and solar insolation on any day of the year. The model is verified by the results of experimental studies of solar radiation in the Odessa region and by the results of our own experimental data.

Библ. 17, рис. 7.

Ключевые слова: солнечное излучение, математическая модель, интенсивность излучения, инсоляция.

Введение

Солнце излучает значительную энергию на Землю. Идеи использования этой энергии привели к созданию многих типов устройств, для преобразования солнечной энергии в полезные формы, главным образом в теплоту и в электричество.

Использование солнечной энергии в том или ином регионе зависит от сферы ее применения и интенсивности солнечной радиации. В Китае, например, и, в меньшей степени, Австралии, солнечная энергия широко используется для нагрева воды. В Европе правительственные стимулы способствовали использованию фотовольтаики и тепловых систем, как для нагрева воды, так и для отопления помещений. На Ближнем Востоке солнечная энергия используется для обессоливания воды.

В последнее время, все больше и больше внимания уделяется созданию домов пассивного типа и домов ноль энергии, что приводит к более широкому использованию солнечной энергии, в связи с ее экологическими и возобновляемыми свойствами. Замена ископаемого топлива на возобновляемые источники энергии также повышает уровень экономической независимости за счет снижения потребления ископаемых энергоносителей.

Производство энергии посредством солнечной энергетики оправдано в том случае, когда существует оценка возможностей, целесообразности и объемов использования солнечной энергии. Такая оценка требует определения теоретического и технически достижимого энергетического потенциала Солнца в конкретной точке на поверхности Земли и в произвольный момент времени.

Лучшей базой данных для оценки потенциала солнечной энергии будут долгосрочные измерения интенсивности солнечного излучения в районе предлагаемой установки солнечных систем. Однако ограниченное количество экспериментальных данных и достаточно длительная процедура их получения диктует необходимость разработки теоретических моделей солнечной радиации.

Основная цель статьи

Цель работы заключается в разработке математической модели солнечного излучения на принимающей поверхности, расположенной на поверхности Земли. Такая модель необходима при проектировании и создании устройств возобновляемой энергетики, а также при проектировании и строительстве зданий и сооружений.

Теоретическая оценка потенциала энергии Солнца

Теоретическая оценка потенциала энергии Солнца в целом зависит от двух факторов: это расчет места положения Солнца на небесном своде в течении светлого времени суток в любой день года; и, непосредственно, модель солнечного излучения на поверхности Земли. Эти две составляющие "солнечного калькулятора" присутствуют практически во всех публикациях, посвященных оценки солнечного энергетического потенциала [1–6, 8, 9, 12–16].

Расчет места положения Солнца на небесном своде представляет собой полуэмпирическую методику определения угла падения солнечного луча на произвольно ориентированную принимающую поверхность солнечного коллектора или плоскости панелей фотовольтаики, поверхности ограждающих конструкций зданий и сооружений, или оконные проемы и т.д., расположенные на поверхности Земли.

1. Солнечные углы и углы принимающей поверхности.

Методика предусматривает задание и расчет следующих углов [8, 10]:

L – широта и LON – долгота – места расположения принимающей поверхности (географические координаты расположения объекта);

δ – солнечное склонение – угловое положение Солнца в солнечный полдень относительно плоскости экватора, север положителен; $-23,45 \leq \delta \leq 23,45$. Склонение может быть рассчитано по эмпирической формуле:

$$\delta = 23,45 \sin\left(360^\circ \frac{n+284}{365}\right),$$

с достаточной для инженерных расчетов точностью, где n – номер дня года;

β – угол высоты Солнца, угол между горизонтом и лучом к Солнцу,

$$\sin(\beta) = \cos(L)\cos(\delta)\cos(H) + \sin(L)\sin(\delta).$$

В полдень, при $H=0$, этот угол имеет максимальное значение и определяется формулой:

$$\beta_{\max} = 90^\circ - |L - \delta|.$$

φ – угол азимута Солнца, угловое смещение проекции солнечного луча на горизонтальную плоскость от южного направления от точки расположения принимающей поверхности. При смещении к востоку от южного направления эти углы отрицательные, а к западу от юга – положительные.

$$\sin(\varphi) = \sin(H)\cos(\delta)/\cos(\beta),$$

$$\cos(\varphi) = (\cos(H)\cos(\delta)\sin(L) - \sin(\delta)\cos(L))/\cos(\beta),$$

где H – часовой угол.

θ_z – угол солнечного зенита, угол между вертикальной линией от принимающей поверхности и лучом к Солнцу, то есть этот угол является дополнением угла высоты Солнца;

Ψ – азимут поверхности, угол отклонения проекции нормали к принимающей поверхности на горизонтальную плоскость от местного меридиана: ноль – южное направление, отклонение на восток отрицательный угол и положительный – отклонение на запад $-180 \leq \gamma \leq 180$.

α – угол между рассматриваемой плоскостью принимающей поверхности и горизонтальной плоскостью; $0 \leq \alpha \leq 180$ ($\alpha > 90$ означает, что принимающая поверхность имеет обращенный вниз компонент).

θ – угол падения луча, угол между солнечным лучом, падающим на принимающую поверхность и нормалью к этой поверхности:

$$\cos(\theta) = \cos(\beta)\cos(\gamma)\sin(\alpha) + \sin(\beta)\cos(\alpha),$$

$$\gamma = \varphi - \Psi.$$

На рис. 1 схематически показаны основные солнечные углы из перечисленных выше.

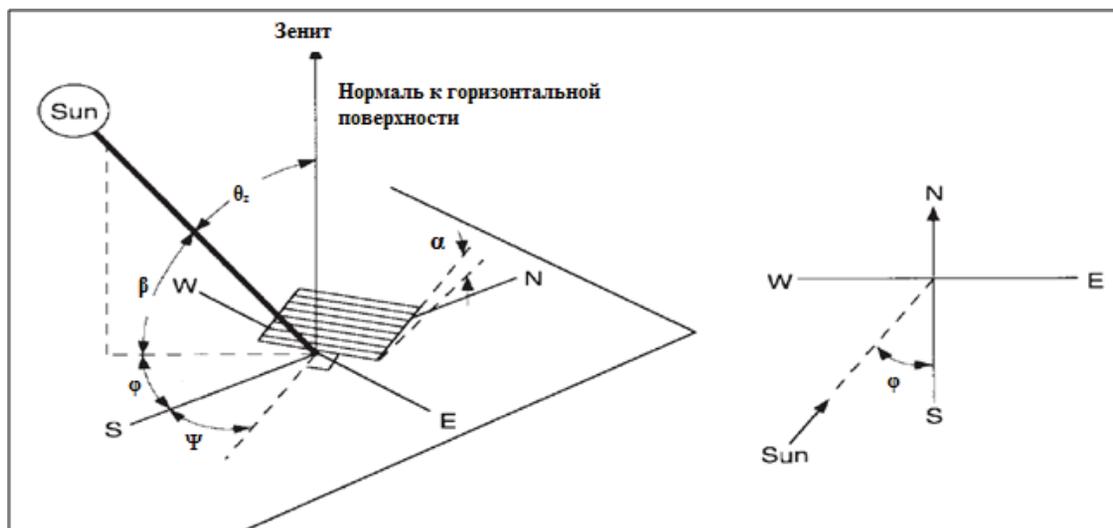


Рис. 1. Солнечные углы и углы принимающей поверхности.

2. Уравнение времени и солнечное время

Время, по всей видимости, – основной параметр на видимом угловом движении Солнца по небесному своду. Например, совершенно точно можно сказать, что в полдень Солнце пересекает меридиан наблюдателя.

Солнечное время – это время, используемое во всех соотношениях солнечных углов. Оно не совпадает с местным стандартным временем. Поэтому необходимо преобразовать стандартное местное время в солнечное время, применив две поправки [8, 10]. Во-первых, существует постоянная коррекция разности долготы между меридианом наблюдателя (долготой) и меридианом, на котором основано локальное стандартное время – меридиан часового пояса. Солнцу требуется 4 минуты, чтобы пересечь 1° долготы. Вторая поправка – это уравнение времени, которое учитывает возмущения скорости вращения Земли, которые влияют на время, когда солнце пересекает меридиан наблюдателя. Явное солнечное время определяется по формуле:

$$AST = LST + ET/60 + (LON - LSM)/15,$$

AST – очевидное солнечное время; LST – местное стандартное время; LON – долгота наблюдателя (задается пользователем); $LSM = 15TZ$ – долгота стандартного местного меридиана, TZ – временная зона, в часах (задается); если задается летнее время (DST), то: $LST = DST - 1$;

$$ET = 2.2918(0.0075 + 0.1868\cos(B) - 3.2077\sin(B) - 1.4615\cos(2B) - 4.089\sin(2B)) -$$

уравнение времени, где $-B = 360 \frac{n-1}{365}$ – дневной угол.

Используя приведенные выше соотношения можно определить часовой угол:

H – часовой угол – угловое смещения Солнца к востоку или западу от местного меридиана, обусловленный вращением Земли вокруг оси со скоростью 15° в час:

$$H = 15(AST - 12),$$

$H=0$ в солнечный полдень; $H>0$ после полудня; $H<0$ утром до полудня.

Следует отметить, что приведенные выше соотношения, определяющие солнечные углы, не единственная методика. В [3] по утверждению авторов приводится более точный метод определения позиции Солнца на небосводе, основанный на Юлианском календаре в соответствии с *Astronomical Almanah* 1994, 1995, 1996, и 2004 годов.

3. Солнечное излучение на поверхности Земли

В настоящее время существует довольно много моделей солнечного излучения у поверхности Земли, например, в [7] проведен анализ 12 моделей оценки солнечного излучения, а в [11] рассматривается еще порядка 22 моделей. Общим для практически всех моделей является использование солнечной постоянной E_{sc} и относительной воздушной массы атмосферы m .

Значение солнечной постоянной определяется как интенсивность солнечного излучения на поверхности, нормальной к солнечным лучам, непосредственно за пределами земной атмосферы при среднем расстоянии

Земли от Солнца и составляет величину $E_{sc} = 1367 \text{ Вт/м}^2$. В связи с тем, что Земля вращается вокруг Солнца по эллиптической орбите внеземной лучистой поток от Солнца изменяется в течении года, достигая максимума в начале января (наименьшее расстояние от Земли до Солнца) и минимума – в начале июля. Для определения солнечного излучения на границе земной атмосферы существует эмпирическая зависимость [2]:

$$E_0 = E_{sc} \{1 + 0.033 \cos[360 \frac{(n-3)}{365}]\},$$

где n – день года: 1 – 1 января, 32 – 1 февраля и т.д.

Относительная воздушная масса (m) – отношение массы атмосферы, через которую проходит луч Солнца, к массе атмосферы, через которую он проходил бы, если бы Солнце находилось в зените – другой параметр, который присутствует в моделях.

Таким образом, на уровне моря $m = 1$, когда Солнце находится в зените, и $m = 2$ для зенитного угла $\theta_z = 60$. Для зенитных углов от 0 до 70 на уровне моря, в близком приближении,

$$m = 1 / \cos(\theta_z).$$

Существуют более точные эмпирические формулы определения m [8]:

$m = \exp(-0.0001184 \cdot h) / [\cos(\theta_z) + 0.50572(96.07995 - \theta_z)^{-1.6364}]$, где h – высота места принимающей поверхности над уровнем моря.

Кроме указанных выше параметров некоторые модели учитывают рассеяние солнечного излучения в атмосфере трехатомными газами, влагой, озоном, аэрозолями, загрязнением мелкими частичками (например, сажа дымовых потоков). Однако многие из них в той или иной степени связаны с конкретными местами на земной поверхности [12–16].

Из известных нам моделей для целей создания солнечного калькулятора по оценке интенсивности солнечного излучения было выбрано три модели, в которых нет прямой привязки к географическим координатам (месту расположения). Это модель ASHRAE 2001г. (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) [4], модель ASHRAE 2009г. [2] и модель Hottel [8].

1. Модель ASHRAE 2001г.:

$$I_b = A \cdot e^{-\frac{B}{\sin(\theta_z)}},$$

$$I_d = C \cdot I_b \cdot F_{SS},$$

где I_b – прямое солнечное излучение; I_d – диффузное солнечное излучение; A – интенсивность излучения на границе атмосферы:

$$E_0 = 1.00011 + 0.03422 E_{sc} \cos \Gamma + 0.00128 \sin \Gamma + 0.000719 \cos 2\Gamma + 0.000077 \sin 2\Gamma,$$

где $\Gamma = 2\pi[(n-1)/365]$ – дневной угол [11].

B – безразмерный коэффициент затухания широкополосного излучения в атмосфере, C – отношение диффузного излучения, падающего на горизонтальную поверхность при безоблачном небе, к прямому нор-

мальному излучению на поверхности Земли в ясный день; $F_{ss} = (1 - \cos\alpha)/2$ – фактор угла наклона принимающей поверхности.

2. Модель Hottel [8]:

$I_{nb} = E_{sc} \cdot (1 + 0.033 \cos I) \cdot \tau_b$ – интенсивность солнечного излучения на поверхность нормальную к солнечным лучам;

$I_b = I_{nb} \cdot \cos\theta_z$ – интенсивность прямого солнечного излучения;

$I_d = I_b \cdot \tau_d$ – диффузное излучение;

где $\tau_b = a_0 + a_1 \cdot \exp(-k/\cos(\theta_z))$ и $\tau_d = 0.271 - 0.294 \cdot \tau_b$ – эмпирические коэффициенты [8].

3. Модель ASHRAE 2009г. [2]:

$I_{nb} = E_{sc} \exp[-\tau_b m^{ab}]$ – прямое солнечное излучение на принимающей поверхности, расположенной нормально к солнечным лучам;

$I_d = E_{sc} \exp[-\tau_d m^{ad}]$ – интенсивность диффузного излучения на горизонтальной поверхности;

где: $\tau_{(b)}$ и $\tau_{(d)}$ – прямая и диффузная оптическая псевдоглубина атмосферы (зависят от времени года); ab и ad – показатели экспоненты:

$$ab = 1.219 - 0.043\tau_b - 0.151\tau_d - 0.204\tau_b\tau_d,$$

$$ad = 0.202 - 0.852\tau_b - 0.007\tau_d - 0.357\tau_b\tau_d.$$

Выбор этих моделей, как указывалось выше, обусловлен тем, что в них не указано конкретное место использования. Кроме того, модели [2, 4] в разное время применялись в CFD пакетах ANSYSFluent, которые используются специалистами во всем мире.

В соответствии с приведенными выше соотношениями, определяющими положение Солнца по отношению к произвольно ориентированной принимающей поверхности, а также используя уравнения солнечного излучения на поверхности Земли в соответствии с моделями излучения, был разработан специальный программный код на языке Python, позволяющий рассчитать интенсивность и инсоляцию солнечного излучения в произвольный момент времени на произвольно ориентированной принимающей поверхности.

Результаты оценки потенциала энергии Солнца

На рис. 2-6 приведены результаты вычислений и их сравнение с экспериментальными данными для г. Одессы [17]:

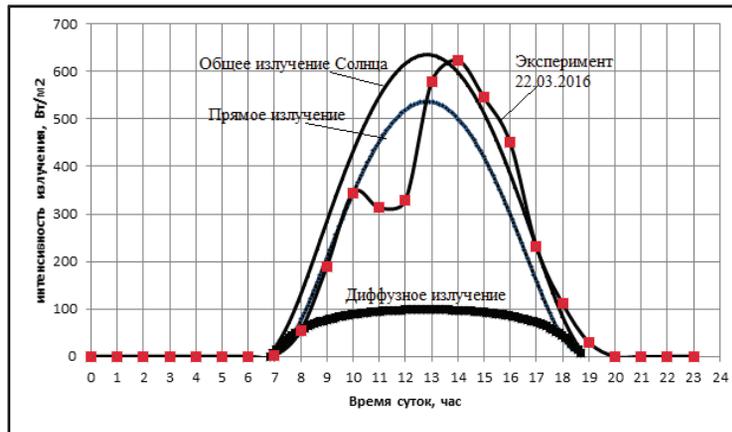


Рис. 2. Результаты расчетов интенсивности прямого, диффузного и общего солнечного излучения на горизонтальной поверхности в соответствии с моделью Hottel (г. Одесса).

Значительное отличие расчетных данных от результатов эксперимента обусловлено тем, что расчет проводился для безоблачного неба. Облачность небесного

свода обычно учитывается понижающим коэффициентом, влияющим на прямое солнечное излучение.

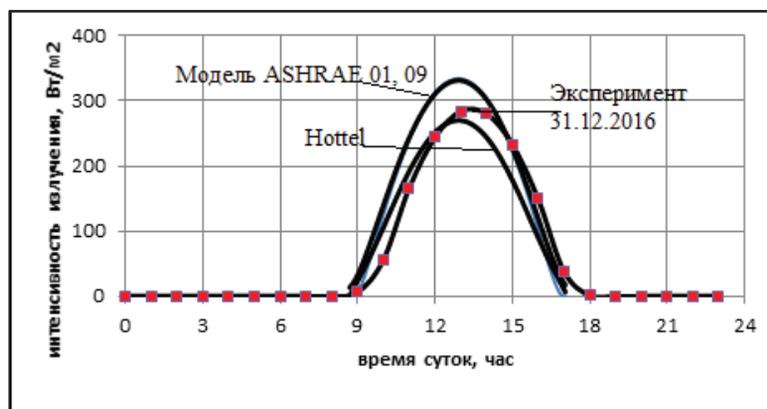


Рис. 3. Расчет и сравнение с экспериментом интенсивности солнечного излучения в декабре месяце (г. Одесса).

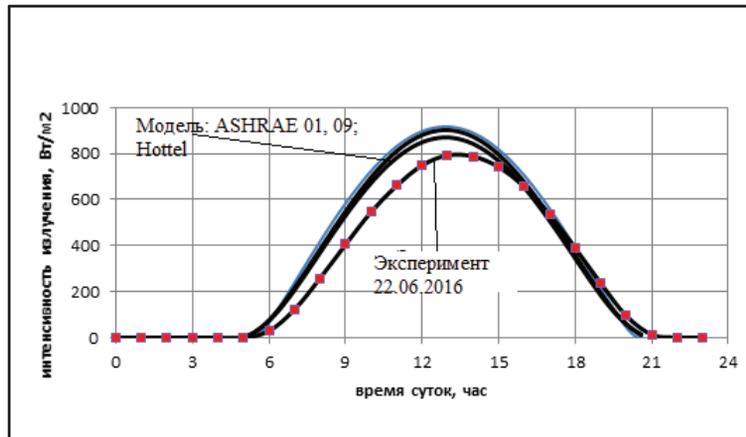


Рис. 4. Расчет и сравнение с экспериментом интенсивности солнечного излучения в июне месяце (г. Одесса – наибольшая продолжительность дня).

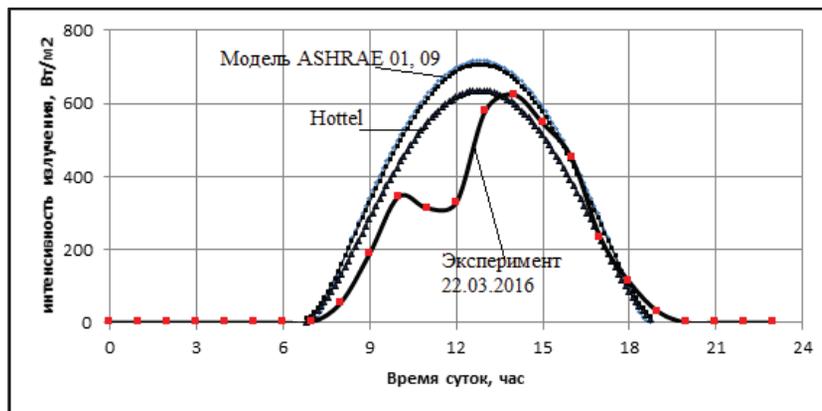


Рис. 5. Расчет и сравнение с экспериментом интенсивности солнечного излучения в марте месяце (г. Одесса – весеннее равноденствие).

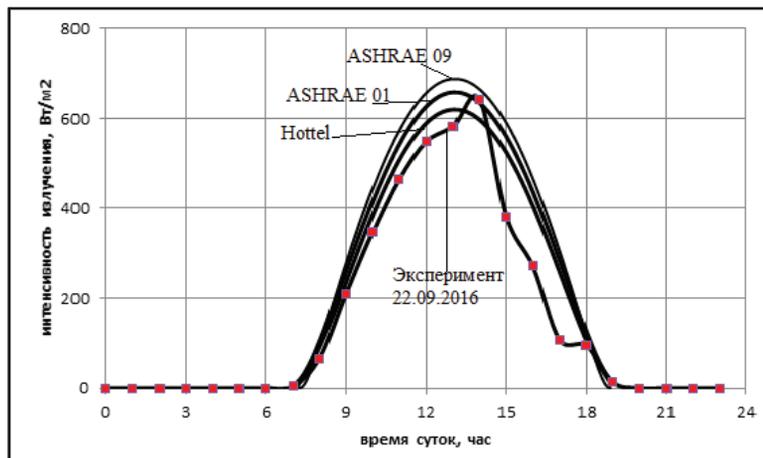


Рис. 6. Расчет и сравнение с экспериментом интенсивности солнечного излучения в сентябре месяце (г. Одесса – осеннее равноденствие).

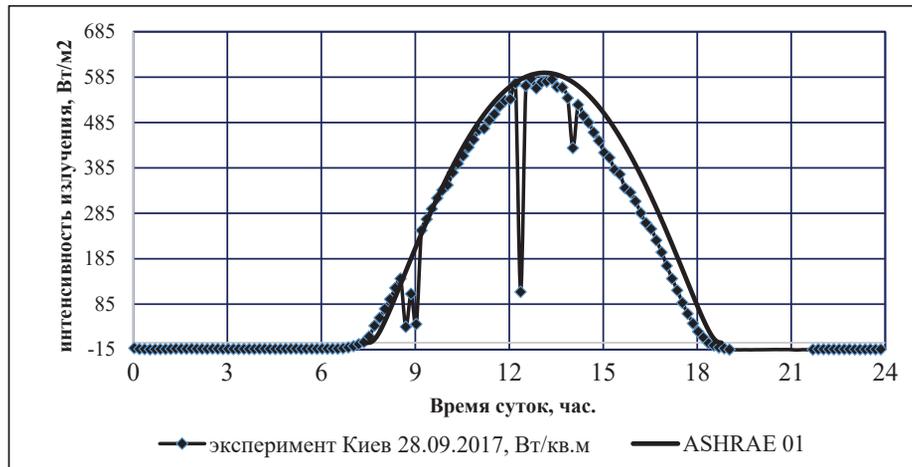


Рис. 7. Расчет и сравнение с экспериментом интенсивности солнечного излучения в сентябре месяце (г. Киев).

Выводы

Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными показало достаточно хорошее совпадение по трем моделям в любое время года. Значительные резкие отличия экспериментальных данных от расчетных значений объясняется наличием облаков на небосводе в районе измерения в тот или иной момент времени.

Таким образом создан мощный инструмент по оценке интенсивности и инсоляции солнечного излучения в произвольный период времени и на произвольно ориентированной поверхности.

Вместе с тем модели оценки солнечной радиации не лишены недостатков. Известно, что общий поток солнечной радиации у поверхности Земли состоит из трех составляющих: прямого солнечного излучения, диффузного и отраженного от поверхности Земли солнечного излучения. Обычно альбедо поверхности очень маленькие и большинство моделей эту составляющую не учитывают. К таким моделям относятся модели солнечной радиации, рассмотренные в настоящей работе.

1. Clarke J A. Energy Simulation in Building Design 2nd Edition 2001, 362p.

2. ASHRAE Handbook – Fundamental: ASHRAE, 2009.

3. Reda I. and Andreas A. National Solar Position Algorithm for Solar Radiation Applications. Technical Report. Revised January 2008

4. ASHRAE Handbook – HVAC applications. Atlanta (GA): ASHRAE, 2001.

5. Kuo Wei Liang, Chen Wu. Numerical simulation and visualization for building envelope thermal distribution analysis. International Conference on Construction Applications of Virtual Reality, 2011.

6. Gueymard Chris. Revising ASHRAE climatic data for design and standards – Part 2: Clear-sky solar radiation model. ASHRAE Transactions January 2013.

7. Noorian A. M., Morad I., Kamal G. A. Evaluation of 12 models to estimate hourly diffuse irradiation on inclined surfaces. Renewable Energy 33 (2008) 1406–1412.

8. Duffie John A. Beckman William A. Solar Engineering of Thermal Processes. Fourth Edition. 2013, 910p.

9. Myers Dary R. Solar radiation Practical Modeling for Renewable Energy Applications. 2013. 199p.

10. Szokolay S. V. Solar geometry. Second revised edition 2007.

11. Wong L.T., Chow W.K. Solar radiation model. Applied Energy 69 (2001) 191–224

12. Shaltout M. A., Hassan A. H., Fathy A. M. Total suspended particles and solar radiation over Cairo and Aswan. Renewable Energy 23 (2001) 605–619.

13. Stewart D. A., Dudel H. P., Levitt L. J. Solar radiation in Saudi Arabia. Weapons Sciences Directorate Research, Development, and Engineering Center, DTIC Technical report rd-ws-93-6, June 1993.

14. Tyagi A. P. Solar radiant energy over India. India meteorological department ministry of earth sciences New Delhi, 2009, 4179p.

15. Doost A. K., Akhlaghi M. Estimation and Comparison of Solar Radiation Intensity by Some Models in a Region of Iran. Journal of Power and Energy Engineering, 2014, 2, 345–351.

16. Becker S. Calculation of direct solar and diffuse radiation in Israel. International journal of climatology, 2001, 21, 1561–1576.

17. Кравченко В. П., Кравченко С. В., Бондар І. В. Інструментальне визначення інсоляції в районі м. Одеси. Енергетика: економіка, технології, екологія. 2016. № 1, с. 20–27.

MODELING OF SOLAR RADIATION FOR USE IN RENEWABLE ENERGY AND IN CONSTRUCTION THERMAL PHYSICS

Basok B.I., Davydenko B.V., Novikov V.G., Sorokovoy R.Ya.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine.

The present work is devoted to the evaluation of the intensity of solar radiation at the earth's surface. The main goal of the study is to develop a mathematical model of solar radiation, necessary for the design of renewable energy devices, as well as in the design and construction of buildings and structures.

The paper presents the results of the development of a mathematical model of solar radiation incident on a flat receiving surface located on the surface of the earth. The receiving surface can be located anywhere in the northern hemisphere, have an arbitrary orientation along the sides of the light and an arbitrary angle of inclination to the surface of the earth.

The mathematical model of solar radiation is implemented in the Python code, takes into account the relative length of the path of the sun's rays in the earth's atmosphere, the humidity of the air, the presence of various aerosols in the atmosphere, cloudiness. The program code allows you to calculate both the intensity of solar radiation and solar insolation on any day of the year. The model is verified by the results of experimental studies of solar radiation in the Odessa region.

References 17, fig. 7.

Key words: solar radiation, mathematical model, radiation intensity, insolation.

1. *Clarke J. A.* Energy Simulation in Building Design 2nd Edition 2001, 362p.

2. *ASHRAE Handbook* – Fundamental: ASHRAE 2009.

3. Reda I. and Andreas A. National Solar Position Algorithm for Solar Radiation Applications. Technical Report. Revised January 2008.

4. *ASHRAE Handbook* – HVAC applications. Atlanta (GA): ASHRAE, 2001.

5. *Kuo Wei Liang, Chen Wu.* Numerical simulation and visualization for building envelope thermal distribution analysis. International Conference on Construction Applications of Virtual Reality, 2011.

6. *Gueymard Chris.* Revising ASHRAE climatic data for design and standards – Part 2: Clear-sky solar radiation model. ASHRAE Transactions January 2013.

7. *Noorian A. M., Morad I., Kamal G. A.* Evaluation of 12 models to estimate hourly diffuse irradiation on inclined surfaces. *Renewable Energy* 33 (2008) 1406–1412.

8. *Duffie John A. Beckman William A.* Solar Engineering of Thermal Processes. Fourth Edition. 2013, 910p.

9. *Myers Dary R.* Solar radiation Practical Modeling for Renewable Energy Applications. 2013. 199p.

10. *Szokolay S. V.* Solar geometry. Second revised edition 2007.

11. *Wong L. T., Chow W. K.* Solar radiation model. *Applied Energy* 69 (2001) 191–224.

12. *Shaltout M. A., Hassan A. H., Fathy A. M.* Total suspended particles and solar radiation over Cairo and Aswan. *Renewable Energy* 23 (2001) 605–619.

13. *Stewart D. A., Dudel H. P., Levitt L. J.* Solar radiation in Saudi Arabia. Weapons Sciences Directorate Research, Development, and Engineering Center, DTIC Technical report rd-ws-93-6, June 1993.

14. *Tyagi A. P.* Solar radiant energy over India. India meteorological department ministry of earth sciences New Delhi, 2009, 4179p.

15. *Doost A. K., Akhlaghi M.* Estimation and Comparison of Solar Radiation Intensity by Some Models in a Region of Iran. *Journal of Power and Energy Engineering*, 2014, 2, 345–351.

16. *Becker S.* Calculation of direct solar and diffuse radiation in Israel. *International journal of climatology*, 2001, 21, 1561–1576.

17. *Kravchenko V. P., Kravchenko E. V., Bondar I. V.* [Instrumental definition of insolation in the Odessa region]. *Energetika: ekonomika, tehnologii, ekologiya*. 2016. № 1, p.20–27. (Ukr)

Отримано 04.12.2017
Received 04.12.2017

УДК 620.9; 621.484/484

ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ КОГЕНЕРАЦИОННО-ТЕПЛОНАСОСНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ НА БАЗЕ ГТУ В КОТЕЛЬНЫХ СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ

Билека Б.Д., докт. техн. наук, Гаркуша Л.К.

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03680, Украина

Запропонована схема котельні середньої потужності з когенераційно-теплонасосною установкою на базі ГТУ для двотрубної системи теплопостачання. Застосування когенераційно-теплонасосних установок без виробництва товарної електроенергії забезпечує значну економію газу та підвищує надійність теплопостачання.

Предложена схема котельной средней мощности с когенерационно-теплонасосной установкой на базе ГТУ для двухтрубной системы теплоснабжения. Применение когенерационно-теплонасосной технологии без производства товарной электроэнергии обеспечивает значительную экономию газа и повышает надежность теплоснабжения.

The scheme of the high power boiler-house with cogeneration heat pumping plants for the two-tube system of heat supply is proposed. The application of cogeneration heat pumping technology without production of goods electrical power provides for the considerable economy of gas and increases the reliability of heat supply.

Библ. 4, табл. 3, рис. 2.

Ключевые слова: котельная, двухтрубная система теплоснабжения, когенерационно-теплонасосная технология, газотурбинная установка, котел-утилизатор, тепловой насос.

Вступление. Наиболее эффективным источником энергии для коммунального хозяйства городов являются ТЭЦ, принцип работы которых основан на комбинированном производстве электрической и тепловой энергии, что обуславливает эффективное использование топлива. Однако капитальная стоимость ТЭЦ достаточно высока, и срок ввода их в эксплуатацию продолжителен. В условиях быстрого хаотического роста городов без планового развития коммунальной энергетической базы эти особенности ТЭЦ провоцируют дефицит электрической и тепловой энергии. И если дефицит электроэнергии может быть восполнен за счет избыточных установленных электрических мощностей, унаследованных Украиной от советских времен, то резерва тепловой энергии нет.

В украинских городах дефицит тепловой энергии восполняется путем строительства котельных, в том числе котельных средней и большой мощности. Капитальная стоимость котельных и срок ввода их в эксплуатацию достаточно низки, что обуславливает приемлемые в Украине сроки их окупаемости. Таким образом, Украина возвращается к раздельному производству электрической и тепловой энергии, что снижает в пределах региона эффективность использования топлива и ведет к его перерасходу. Положение осложняется тем, что речь идет о перерасходе газа, цена которого перманентно растет и которому нет альтернативы использованию в городах по экологическим требованиям. В городских котельных сжигается свыше 30 % импортируемого газа. Уже сегодня вопрос его экономии является остро актуальным.

Целью работы является разработка экономически и экологически выгодной технологии производства тепловой энергии с использованием газа.

Постановка задачи. В европейских странах значительная экономия газа котельными достигается внедрением когенерационных технологий, в результате чего котельные превращаются в мини-ТЭЦ. В Украине когенерационные технологии не получили достаточного распространения. Однако предложены когенерационно-теплонасосные технологии без производства товарной электроэнергии и осуществляющие их установки (КГ-ТНУ), которые могут компенсировать ущерб, вызванный переходом на раздельное производство энергии [1-3].

В этих технологиях основным источником производства тепловой энергии и экономии газа являются компрессионные тепловые насосы, в то время как когенерационные установки являются только источниками электроэнергии для тепловых насосов и собственных нужд котельных, и дополнительными источниками теплоты. Но именно мощность когенерационных установок в целом определяет товарную тепловую мощность КГ-ТНУ.

В идеальном случае, при котором когенерационно-теплонасосная установка наиболее эффективна, должны соблюдаться два равенства:

$$N_{q,кот} - (N_{q,ТНУ} + N_{q,КГУ}) = 0, \quad (1)$$

$$N_{e,КГУ} - (N_{e,ТНУ} + N_{e,сн}) = 0, \quad (2)$$

где $N_{q,кот}$ – мощность котельной; $N_{q,ТНУ}$ – мощность теплонасосной установки; $N_{q,КГУ}$ – тепловая мощность когенерационной установки; $N_{e,КГУ}$ – электрическая мощность когенерационной установки; $N_{e,ТНУ}$ – электрическая мощность, потребляемая теплонасосной установкой; $N_{e,сн}$ – электрическая мощность собственных нужд котельной.

Степень приближения к равенствам (1) и (2) зави-

сит от оптимальности выбора оборудования когенерационной установки.

Кроме этих условий, выбор оборудования КГ-ТНУ зависит от проектной мощности котельной, наличия достаточной площади промплощадки для размещения оборудования, природы и мощности низкопотенциального теплового источника и других проектных требований. В общем случае, вследствие дискретности мощности выпускаемого энергетического оборудования и недостаточной плотности его мощностного ряда необходимо приближение к равенствам (1) и (2) возможно только при тепловом насосе с регулируемой мощностью и его частичной связью с электрической сетью.

Таблица 1

Технологические параметры теплоснабжения	Размерность	Отопительный сезон	Межсезонье
Мощность теплоснабжения	МВт	50	10
Мощность отопления	МВт	40	-
Мощность горячего водоснабжения	МВт	10	10
Расход целевого теплоносителя	кг/с	146,9	146,9
Температура в подающей магистрали	°С	130	65
Давление в подающей магистрали	бар	17	17
Температура в обратной магистрали	°С	48,7	48,7
Давление в обратной магистрали	бар	4	4

Температура теплоносителя на выходе из системы отопления 65 °С, что позволяет использовать выходящий из системы отопления теплоноситель в качестве теплового источника ГВС. В этом случае расход теплоносителя в подающей магистрали определяется мощностью системы отопления в отопительный сезон.

В качестве прототипа источника тепловой энергии

Неблагоприятной особенностью для использования КГ-ТНУ в системе теплоснабжения является сезонный характер мощности котельной, что обуславливает простоту части оборудования и необходимость использования теплового насоса с большим диапазоном регулирования мощности или разных тепловых насосов в зависимости от сезона.

Результаты работы. В представленной работе рассматривается двухтрубная система теплоснабжения мощностью 50 МВт с мощностью горячего водоснабжения (ГВС) 10 МВт. Параметры системы теплоснабжения представлены в таблице 1.

для рассматриваемой системы теплоснабжения является типовая котельная с возможностью подключения к достаточно мощному источнику низкопотенциальной теплоты в виде бытовых стоков с температурой порядка 15 °С. Схема типовой котельной представлена на рис. 1. Параметры котельной – прототипа в отопительный сезон и межсезонье приведены в таблице 2.

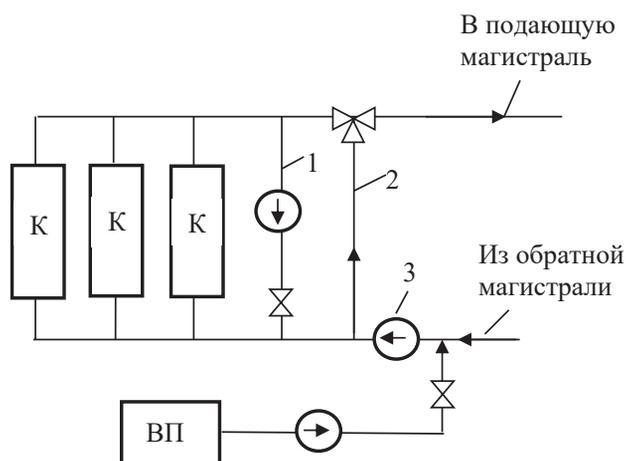


Рис. 1. Котельная – прототип.

К – отопительные котлы; ВП – система водоподготовки; 1 – рециркуляционный трубопровод; 2 – регулирующий трубопровод; 3 – сетевой насос.

Альтернативным источником теплоты для рассматриваемой системы теплоснабжения является когенерационно-теплонасосная установка, размещенная в помещении

котельной, Когенерационно-теплонасосная установка для системы теплоснабжения средней мощности может быть создана на базе ГТУ и газопоршневых двигателей (ГПД).

Таблица 2

Технологические параметры котельной	Размерность	Отопительный сезон	Межсезонье
Мощность котельной,	МВт	50	10
Температура обратной воды на входе в котельную	°С	48,7	48,7
Температура котловой воды	°С	130	130
Температура питательной воды	°С	60	60
Давление питательной воды	бар	17	17
Расход питательной воды	кг/с	170,6	34,3
Расход рециркуляционной воды	кг/с	23,6	4,7
Расход воды в регулирующем трубопроводе	кг/с	-	117,5
КПД котлов		0,85	0,85
Расход топлива котельной	кг/с	1,176	0,236
Сезонный расход топлива котельной	кг	$16934 \cdot 10^3$	$3404,0 \cdot 10^3$
Годовой расход топлива котельной	м ³	$27860,3 \cdot 10^3$	

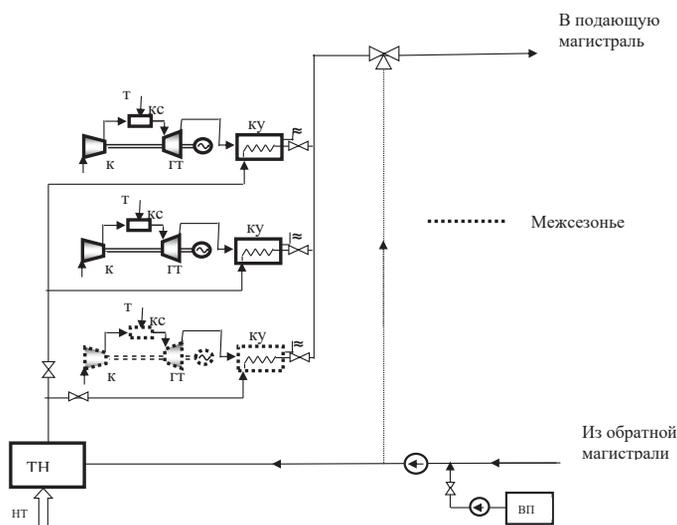


Рис. 2. Принципиальная схема котельной с КГ-ТНУ на базе ГТУ.

К – компрессор ГТУ; КС – камера сгорания ГТУ; ГТ – газовая турбина; КУ – котел-утилизатор; Т – топливо; ТН – компрессионный тепловой насос; НТ – низкотемпературная теплота; ВП – система водоподготовки.

Схема КГ-ТНУ на базе ГТУ является наиболее простой и представляет последовательное соединение теплового насоса и утилизаторов КГУ, в котором тепловой насос является первой ступенью подогрева целевого теплоносителя. Преимуществом КГ-ТНУ на базе ГТУ является практическая неограниченность температурного диапазона теплового насоса в отличие от КГ-ТНУ

на базе ГПД, при которой второй ступенью подогрева теплоносителя является система охлаждения двигателя с жестко заданной начальной температурой теплоносителя. Это обуславливает усложнение структуры теплового насоса и схемы подогрева целевого теплоносителя в целом. Преимуществом КГ-ТНУ на базе ГТУ является и большая компактность установки, что может быть

существенным при модернизации уже существующих котельных. Более благоприятными являются и экологические последствия.

Принципиальная схема котельной с КГ-ТНУ на базе ГТУ в отопительный сезон и межсезонье представлена на рис. 2.

Когенерационная установка КГ-ТНУ состоит из 3-х модульных когенерационных установки на базе ГТУ Объединения «Заря-машпроект» [4]. Из них 2 модульных установки UGT6000C с электрической мощностью каждая 6000 кВт и тепловой 9200 кВт и 1

модульная установка UGT2500C с электрической мощностью 2500 кВт и тепловой 4700 кВт. В отопительный сезон работают 2 модульных установки UGT6000C. В межсезонье – 1 модульная установка UGT2500C. При этом электрическая мощность UGT2500C является избыточной и 700 кВт необходимо направить в сеть или использовать на дополнительные собственные нужды в межсезонье.

В таблице 3 представлены основные параметры котельной с КГ-ТНУ в отопительный сезон и межсезонье.

Таблица 3

Технологические параметры	Размерность	Отопительный сезон	Межсезонье
<i>Когенерационная установка</i>		2 модульных КГУ UGT6000C	1 модульная КГУ UGT2500C
Электрическая мощность	кВт	12000	2500
КПД электрический	%	30,5	27
Электрическая мощность, отданная в сеть	кВт	-	700
Тепловая мощность	кВт	18400	4700
Расход топлива	кг/с	0,786	0,185
<i>Тепловой насос</i>			
Мощность	кВт	31605	5323
Потребляемая электрическая мощность	кВт	11522	1477
Коэффициент трансформации		2,74	3,60
Мощность испарителя	кВт	21235	3994
Температура в конденсаторе	°С	102,4	61,9
Расход воды	кг/с	146,9	146,9
Температура воды на входе	°С	48,7	48,7
Температура воды на выходе	°С	100,0	57,3

Экономия топлива котельной в отопительный сезон в сравнении с котельной-прототипом составляет 33,2%. В межсезонье – 21,3%. Годовая экономия топлива составляет 31,1%.

Тепловая мощность КГ-ТНУ может быть меньше заданной мощности котельной. В этом случае в тепловой схеме котельной должен присутствовать дополнительный нагреватель в качестве третьей ступени подогрева целевого теплоносителя. При этом экономия газа котельной снижается. Поэтому мощностные показатели когенерационной установки должны выбираться так, чтобы тепловая мощность КГ-ТНУ максимально приближалась к заданной мощности котельной.

Выводы

1. Когенерационно-теплонасосная установка для системы теплоснабжения средней мощности может быть выполнена как на базе газовых турбин, так и на

базе газопоршневых двигателей. При этом когенерационно-теплонасосная установка на базе газотурбинных двигателей обладает лучшими массогабаритными и экологическими показателями.

2. Применение когенерационно-теплонасосной технологии на базе ГТУ в котельных средней мощности позволяет экономить значительное количество газа (до 30%) и повышает надежность работы котельной.

3. Эффективность когенерационно-теплонасосных технологий в значительной степени зависит от оптимальности выбора мощностных показателей когенерационной установки.

4. В общем случае максимальная эффективность КГ-ТНУ может быть достигнута при оптимальном выборе когенерационной установки и использовании теплового насоса с регулируемой мощностью и с частичной связью с электрической сетью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б.Д.Білека, Р.В.Сергиенко, В.Я.Кабков. Экономичность когенерационных и комбинированных когенерационно-теплонасосных установок с газопоршневыми и газотурбинными двигателями. //Авиационно-космическая техника и технология, 7 (74), 2010. с.1-3.

2. Патент України на корисну модель № 78343 // Система гарячого водопостачання з котельнею великої

потужності. // Б.Д.Білека, Л.К.Гаркуша, С.В. Бабак, 11.03.2013, Бюл. № 5.

3. Снежкін Ю.Ф., Уланов М.М., Чалаєв Д.М. Теплонасосні технології – ефективний шлях енергозбереження // Промышленная теплотехника, № 7, 2013 г.

4. Каталог энергетического оборудования. «Турбины и Дизели»-2007.//ОАО «Турбомашины», Россия, Рыбинск Ярославской обл., - 351 с.

THE FUEL ECONOMICITY OF COGENERATION-HEAT PUMP TECHNOLOGIES ON THE BASIS OF GAS TURBINE INSTALLATIONS IN MEDIUM CAPACITY BOILER-HOUSES

Bileka B.D., Garkusha L.K.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine,
vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

Objective. Estimation of fuel economy of cogeneration-heat pump technologies on the basis of gas turbine installations (GTI) in medium capacity boiler-houses operating on gas.

Results. Significant gas savings in the production of thermal energy by heating boiler-houses is associated with the use of compression heat pumps. However, the practical application of heat pump technology at a high cost of circuit electricity is economically inexpedient.

The way out from this situation is the use in heat pump technology as a source of electric power for heat pumps of cogeneration plants producing electricity, the cost of which is much lower than the cost of circuit electricity (cogeneration-heat pump technologies). At the same time, the optimal variant of these technologies when using them in boiler-houses is intra-cycle technologies without the production of marketable electricity. In boiler houses of medium capacity, it is possible to use cogeneration-heat pump technologies based on GTI, that is technologically and constructively simple enough, since these installations have good overall parameters and the utilization system based on GTI is practically not connected with the temperature range of having a special purpose heat carrier.

Conclusions.

1. The cogeneration and heat pump plant for a medium-power heat supply system can be made both on the basis of

gas turbines and on the basis of gas piston engines. At the same time, the cogeneration-heat pump plant based on gas turbine engines has the best mass-size and environmental indicators

2. The use of cogeneration and heat pump technology on the basis of gas turbines in medium-power boiler houses allows to save a considerable amount of gas (up to 30 %) and improves the reliability of the boiler house operation.

3. The efficiency of cogeneration and heat pump technologies depends to a large extent on the optimality of the choice of power parameters of the cogeneration plant.

4. In general, the maximum efficiency of KG-TNU can be achieved with an optimal choice of cogeneration unit and the use of a heat pump with a regulated power with a partial connection to the electrical network.

References 4, tables 3, figures 2.

Key words: boiler-house, two-pipe system of heat supply, cogeneration and heat pump technology, gas turbine unit, waste heat boiler, heat pump.

1. Bileka B.D., Cergienko R.V., Kabkov V.Ya. Cost-effectiveness of cogeneration and combined cogeneration-heat pump plants with gas piston and gas turbine engines. Aerospace machinery and technology, 7 (74), 2010. p.1–3 (Ukr)

2. Patent of Ukraine for Utility Model No. 78343. Hot water supply system with high power boiler. Bileka B.D., Garkusha L.K., Babak S.V., 11.03.2013, Bul. No 5 (Ukr)

3. Snezhkin Yu.F., Ulanov M.M., Chalayev D.M. Heat Pump Technologies – an Effective Way of Energy Saving. Promyshlennaya teplotehnika [Industrial Heat Engineering], No. 7, 2013 (Ukr)

4. The catalog of power equipment. "Turbines and Diesels", 2007, «Turbomashiny», Russian, Rybinsk, 351 p.

Отримано 15.02.2018

Received 15.02.2018

УДК536.27+628.3

ТЕПЛООБМЕННЫЙ АППАРАТ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ СТОЧНЫХ ВОД ДОМОХОЗЯЙСТВА

Новицкая М. П., канд. техн. наук

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желюбова, 2а, Киев, 03057, Украина

В роботі розглянута можливість вилучення теплового потенціалу стічної каналізаційної води. Наведено приклад числового розрахунку теплообмінного апарату для утилізації теплоти стічної води домогосподарства. Отримано, що середнє домогосподарство зможе відновлювати частину теплоти, що регулярно втрачається.

В работе рассмотрена возможность извлечения теплового потенциала сточных канализационных вод. Представлен пример численного расчета теплообменного аппарата для утилизации теплоты сточных вод домохозяйства. Получено, что домохозяйство сможет рекуперировать часть тепла, которое регулярно теряется в канализации.

In this article the possibility of energy recuperation from waste water is considered. The example of numerical simulation drain water heat recovery unit in household is represented. It is obtained that household can recuperate some heat that usually consider as a loss.

Библ. 9, рис. 3.

Ключевые слова: энергосбережение, рекуперация, численное моделирование.

a – коэффициент температуропроводности;

C_p – теплоемкость жидкости;

m – массовый расход жидкости;

p – давление;

T – температура;

u, v, w – проекции вектора скорости на оси Ox, Oy и Oz прямоугольной системы координат;

x, y, z – поперечная, продольная и вертикальная прямоугольные координаты;

На фоне роста тарифов на энергоресурсы, возрастающего спроса на них, сокращения запасов традиционных источников энергии и уменьшения возможности доступа к ним особое значение приобретает вопрос об энергосбережении. В зданиях под энергосбережением, обычно имеют ввиду уменьшение затрат на отопление. При этом часть затрат, которая приходится на горячее водоснабжение, рассматривается гораздо реже.

Нагрев воды для нужд горячего водоснабжения составляет 20...25 % от общего потребления энергии в доме, и большая часть нагрузки приходится на подогрев воды для санитарно-гигиенических потребностей жителей (принятия ванны или душа). Кроме теплой воды от душевых и ванн, свой вклад также вносят стиральные и посудомоечные машины, нагревающие воду с помощью электричества. Расходы на подогрев воды, как правило, занимают второе место в расходах жилых домов, уступая по стоимости только отоплению помещений.

Утилизация и повторное использование хотя бы части энергии сточной («серой» канализационной) воды, позволит снизить общее потребление энергии в доме, а также затраты на подготовку горячей воды.

В литературе описаны различные возможности для извлечения теплового потенциала сточных вод. Одними

α – коэффициент теплоотдачи;

μ – коэффициент динамической вязкости;

ρ – плотность;

ε – средняя эффективность теплообменного аппарата.

Нижние индексы:

вых – температура воды на выходе из теплообменника;

вх – температура воды на входе в теплообменник;

1 – контур холодной воды;

2 – контур «серой» сливной воды.

из них являются устройства, которые могут быть установлены непосредственно в домохозяйствах. Концепция такого устройства основана на извлечении теплоты т.н. «серой» воды. Эта теплота может быть использована для предварительного подогрева холодной воды. Вопросы энергосбережения и экономической целесообразности использования данных устройств рассматривались ранее в работах [1-9]. В [1] приведен метод подсчета потенциала энергосбережения, который можно извлечь из сбросных вод. Среди отечественных работ в [2] приведен анализ существующих устройств и систем отбора низкопотенциальной теплоты сточных вод систем канализации. Сделаны выводы о том, что использование этого потенциала позволило бы значительно повысить эффективность использования традиционных источников энергии. Данные о массовом и объемном расходе жидкости, температурах воды, частоте использования в зависимости от количества человек для различных бытовых устройств в домохозяйствах разных стран можно найти в работе [3]. Кроме того, в ней описана методика расчета потенциала энергосбережения в масштабах города на примере домов в городе Esch-sur-Alzette.

На данный момент существуют следующая классификация теплообменников для утилизации теплоты

сточных вод: трубные (вертикальные и горизонтальные) и объемные. Данные о вертикальных трубных теплообменниках есть в работах [2,4,6-9], а о горизонтальных – в [5,6]. Объемный теплообменник также описан в работе [6].

В работе [5] показано, что 1,5 метровый противоточный теплообменник со сточной трубой диаметром 50 мм горизонтального типа может дать возможность рекуперировать от 4 до 15 % тепла «серых» вод душевой. Объемный теплообменник, установленный для рекуперации тепла душевых оздоровительного центра, рассматривался в [6]. Установлено, что эффективность такого теплообменника может меняться в диапазоне 32,2...50,4 % в зависимости от количества посетителей.

Финансовые аспекты установки и эксплуатации трех типов подключения вертикального теплообменника для утилизации сточных вод, а именно схемы с подогревом воды только перед входом в нагревающее устройство, только перед подачей на смеситель, а также одновременно и туда и туда рассмотрены в [7].

Работа вертикального утилизатора теплоты в сочетании с системой подготовки горячей воды солнечной энергией и расчет эффективности такой схемы рассмотрены в [8,9].

В [4] высказана интересная мысль о том, что душевые часто используются в пиковые часы потребления электрической энергии. В случае если большая часть воды в городе нагревается электрическими бойлерами, а стремление людей к комфорту повышается с каждым годом, то затраты на введение в эксплуатацию дополнительной электрической мощности (необходимой для покрытия этих нагрузок) сопоставимы с производством и установкой таких утилизаторов в каждом доме. При этом в экологической точки зрения второй сценарий более благоприятный.

Исследования в этой области развиваются уже на

протяжении 10 лет, они более актуальны в Европе ввиду более высоких тарифов на электрическую и тепловую энергию. В последнее время в нашей стране существует тенденция к увеличению тарифов, в связи с этим, данное исследование становится также актуальным.

В [1] упомянуто, что стоимость горизонтального душевого утилизатора в Европе колеблется от 150 до 300 Евро, затраты на установку составляют от 100 до 300 евро, т.е. средние инвестиции 425 евро. Конечно, в условиях экономик стран постсоветского пространства такие утилизаторы будут экономически невыгодными, поэтому есть необходимость в разработке отечественного недорогого утилизатора.

Цель данной работы предварительный расчет теплообмена и движения жидкостей в утилизаторе теплоты сточных «серых» вод домохозяйства.

На сегодняшний день большое количество квартир в многоквартирных и частных домах оборудованы электрическими бойлерами либо газовыми котлами для подогрева горячей воды. Это обусловлено периодическими отключениями ГВС либо его отсутствием. В таком случае холодная вода поступает к источнику теплоты (бойлер либо газовая колонка) нагревает ее до температуры 50...70 °С, а затем подается в смесительное устройство, где смешивается с холодной водой. А после использования безвозвратно удаляется в канализацию, при температуре от 28 до 40 °С.

Предлагаемое устройство, горизонтального типа, может быть расположено под ванной либо душевой кабиной и подогревать воду холодного контура перед входом в бойлер, а также воду, подающуюся непосредственно на смесительное устройство рис. 1. Это приведет к уменьшению расхода электрической энергии либо газа на подогрев воды, и общего расхода горячей воды, что тоже будет способствовать уменьшению затрат энергии.



Рис. 1. Схема движения жидкостей при использовании устройства для утилизации теплоты сточных вод.

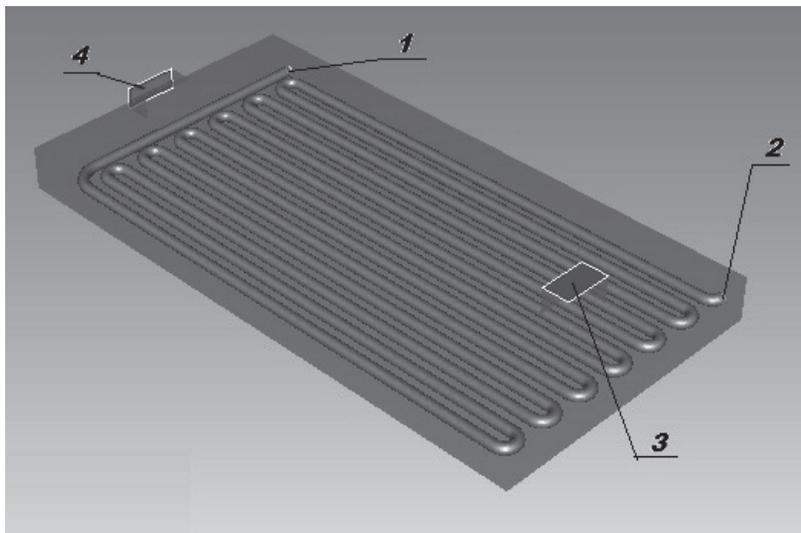


Рис. 2. Теплообменный аппарат для утилизации теплоты сточных вод:
 1 – вход холодной воды для подогрева; 2 – выход воды из устройства; 3 – вход «серой» воды из ванной;
 4 – выход воды в систему водоотвода горячих теплых или низкотемпературных стоков.

Условная конструкция теплообменного аппарата схематически изображена на рис. 2.

Данное устройство работает только во время принятия душа или ванной. При использовании душевой кабины устройство для утилизации теплоты через отверстие 3 заполняется теплой водой, покрывая трубу 1-2. После заполнения до уровня сливного отверстия 4 начинает переливаться и уходит в систему отвода стоков. При этом бак частично наполнен горячей водой, которая покрывает трубу 1-2. В то же время, как только начат разбор горячей воды, бойлер начинает заполняться холодной водой, которая предварительно нагревается внутри трубы 1-2. Кроме того возможен предварительный подогрев в трубе 1-2 холодной воды также перед подачей на смесительное устройство ванной, что дает возможность уменьшить количество потребляемой горячей воды при сохранении комфортных условий принятия гигиенических процедур.

К преимуществам такой системы может быть отнесено:

- невысокая первоначальная стоимость;
- простота использования устройства;
- отсутствие соединений контура холодной воды 1-2 (рис. 2) внутри теплообменного аппарата.
- отсутствие электрического оборудования.

На рис. 3 представлены результаты численного моделирования такого устройства при помощи пакета Ансис Fluent. Программа использует для расчета следующую систему дифференциальных уравнений.

$$\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right). \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right). \quad (3)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right). \quad (4)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (5)$$

$$a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (6)$$

Задача решалась в стационарной постановке при следующих граничных условиях. На входе в трубу подачи холодной воды 1 рис. 2 ($d = 0,02$ м с пластиковой стенкой 1 мм) $T_{\text{вх}1} = 10$ °С и расход 0,17 кг/с. На входе в бак (размером 0,51×1,2) со сточными «серыми» водами $T_{\text{вх}2} = 40$ °С. В первом приближении на внешних поверхностях самого бака задавались граничные условия 3-го рода с коэффициентом теплоотдачи 8 Вт /М² К, и температурой окружающего воздуха 293 К.

В данном исследовании были введены следующие допущения:

- Вода, попадающая после душевой, в теплообменник имеет постоянную температуру 313 К или 40 °С,
- Вода, холодного контура на входе в теплообменник имеет постоянную температуру 283 К или 10 °С,
- Примеси присутствующие в «серых» сточных водах не оказывают существенного влияния на тепло-

физические свойства воды.

На основе решения системы дифференциальных

уравнений (1-6) сохранения массы, количества движения и энергии получены поля температуры.

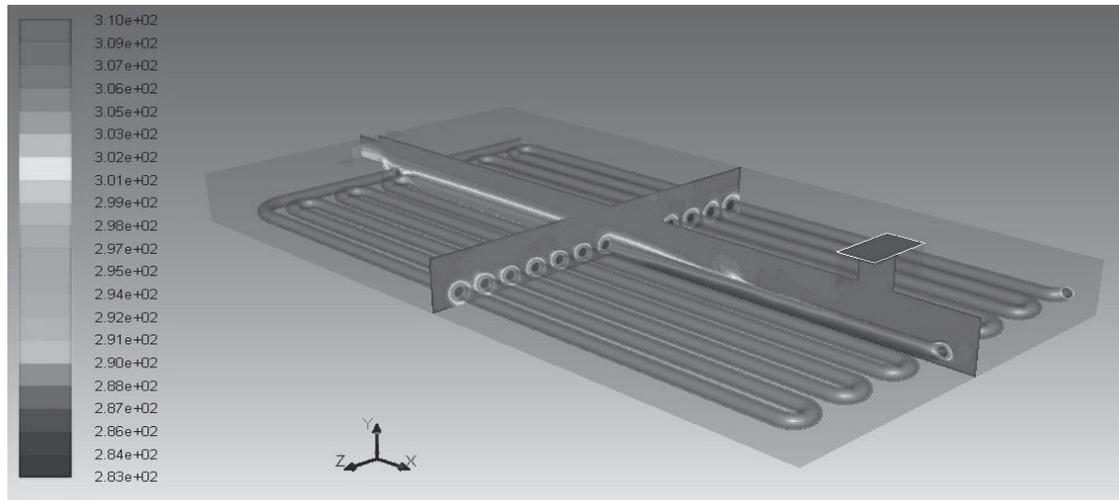


Рис. 3. Температурное поле в продольном и поперечном сечении устройства.

Кроме того, в результате решения получено, что средний коэффициент теплоотдачи на поверхности пластиковой трубы теплообменника составляет $635 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, а температура холодной воды на выходе из трубы 2 (рис. 2) при таких условиях увеличивается на $2,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Расчет средней эффективности теплообменного аппарата подобного типа, может быть выполнен по формуле, приведенной в работе [5].

$$\varepsilon = \frac{mC_p(t_1^{ex} - t_1^{ex})}{mC_p(t_2^{ex} - t_1^{ex})}$$

Согласно этой формуле средняя эффективность теплообменного аппарата рассматриваемого в данной работе будет составлять $\varepsilon = 0,086$ или $8,6 \%$.

Выводы

- Расчеты показали, что средняя эффективность теплообменного аппарата сточных вод домохозяйства составляет $8,6 \%$.
- Необходимо решить задачу оптимизации по геометрическим параметрам и свойствам материалов данного устройства.
- Для экспериментальной верификации данных можно изготовить опытно-промышленный образец данного устройства.

ЛИТЕРАТУРА

1. *A. Bertrand, R. Aggoune, F. Maréchal.* In-building waste water heat recovery: An urban-scale method for the characterisation of water streams and the assessment of energy savings and costs // *Applied Energy*, 2017. Vol. 192. P.110-125.

2. *A. Обидный, Э. Малкин, А. Яценко.* Анализ существующих устройств и систем отбора низкопотенциальной теплоты сточных вод систем канализации // *Budownictwo o zoptymalizowanym potencjale energetycznym*, 2015. Vol. 1. N 15. P. 143-151.

3. *A. Bertrand, A. Mastrucci, N. Schueler, R. Aggoune, F. Marechal.* Characterisation of domestic hot water end-uses for integrated urban thermal energy assessment and optimization // *Applied Energy*, 2017. Vol. 186, Part 2. P. 152-166.

4. *P. Eslaminejad, M. Bernier.* Impact of grey water heat recovery on the electrical demand of domestic hot water heaters // *Eleventh International IBPSA Conference Glasgow, Scotland, July 27-30, 2009.* P. 681-687.

5. *L.T. Wong, K.W. Mui, Y. Guan.* Shower water heat recovery in highrise residential buildings of Hong Kong // *Applied Energy*, 2010. Vol. 87. P. 703-709.

6. *J. Vaičiūnas, V. Geležūnas, R. Valančius, A. Jurelionis, T. Ždankus.* Analysis of Drain Water Heat Exchangers System in Wellness Center // *Journal of Sustainable Architecture and Civil Engineering*, 2016. Vol. 4. P.15-23.

7. *Daniel Sly's, Sabina Kordana.* Financial analysis of the implementation of a Drain Water Heat Recovery unit in residential housing // *Energy and Buildings*, 2014. Vol. 71. P. 1-11.

8. *D. Picard, V. Delisle, M. Bernier, M. Kummert.* On the combined effect of wastewater heat recovery and solar domestic hot water heating // *Canadian Solar Buildings Conference, Montreal, August 20-24, 2004.*

9. *Kamyar Tanha, Alan S. Fung, Rakesh Kumar.* Performance of two domestic solar water heaters with drain water heat recovery units: Simulation and experimental investigation // *Applied Thermal Engineering*, 2015. Vol. 90. P. 444-459.

HOUSEHOLD DRAIN WATER HEAT RECOVERY UNIT

Novitska M.P.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine,
2a, Zheyabova str., Kyiv, 03057, Ukraine

In this article the possibility of energy recuperation from waste water is considered. The possibilities for extracting the heat potential of waste water are described in the literature. One of them is device which can be installed directly in households. The concept of such a device is based on the heat extraction from the "gray" water. This heat can be utilized to preheat the cold water. The objective of this article is scoping calculation of heat transfer and fluids hydrodynamic at a household drain water heat recovery unit. The example of numerical simulation drain water heat recovery unit in a household is represented. It is obtained that average heat transfer coefficient on the surface of plastic pipe equal to 635 W/m²K cold water temperature increase by 2.5 °C. Beside this around 9 % of drain water heat can be recovered by average household, upon such geometry of heat exchanger. It is possible to make an experimental industrial sample of this device for experimental verification of data. In addition, to improve the geometric parameters of this device, it is necessary to solve the optimization problem. References 9, figures 3.

Key words: energy saving, recovery, numerical simulation.

1. *A. Bertrand, R. Aggoune, F. Maréchal.* In-building waste water heat recovery: An urban-scale method for the characterisation of water streams and the assessment of energy savings and costs. *Applied Energy*, 2017. Vol. 192. P.110-125.

2. *A. Obidnyk, E. Malkin, A. Yatsenko.* Analiz sushchestvuiushchih ustroystv i system otbora nizkopotentsialnoi teploty stochnih vod system kanalizatsii. [Analysis of existing devices and systems for utilization of low-grade heat waste sewage water]. *Budownictwo o zoptymalizowanym potencjale energetycznym*, 2015. Vol.1. N 15. P. 143-151. (Rus)

3. *A. Bertrand, A. Mastrucci, N. Schueler, R. Aggoune, F. Marechal.* Characterisation of domestic hot water end-uses for integrated urban thermal energy assessment and optimization. *Applied Energy*, 2017. Vol. 186, Part 2. P. 152-166.

4. *P. Eslami-nejad, M. Bernier.* Impact of grey water heat recovery on the electrical demand of domestic hot water heaters. Eleventh International IBPSA Conference Glasgow, Scotland, July 27-30, 2009. P 681-687.

5. *L.T. Wong, K.W. Mui, Y. Guan.* Shower water heat recovery in highrise residential buildings of Hong Kong.

6. *J. Vaičiūnas, V. Geležūnas, R. Valančius, A. Jurelionis, T. Ždankus.* Analysis of Drain Water Heat Exchangers System in Wellness Center. *Journal of Sustainable Architecture and Civil Engineering*, 2016. Vol. 4. P.15-23.

7. *Daniel Sty's, Sabina Kordana.* Financial analysis of the implementation of a Drain Water Heat Recovery unit in residential housing. *Energy and Buildings*, 2014. Vol. 71. P. 1-11.

8. *D. Picard, V. Delisle, M. Bernier, M. Kummert.* On the combined effect of wastewater heat recovery and solar domestic hot water heating. *Canadian Solar Buildings Conference*, Montreal, August 20-24, 2004.

9. *Kamyar Tanha, Alan S. Fung, Rakesh Kumar.* Performance of two domestic solar water heaters with drain water heat recovery units: Simulation and experimental investigation. *Applied Thermal Engineering*, 2015. Vol. 90. P. 444-459.

Отримано 20.01.2018

Received 20.01.2018

УДК 620.92

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ ЗАГОТІВЛІ ДЕРЕВНОГО ПАЛИВА В ЛІСАХ УКРАЇНИ

Гелету́ха Г.Г., канд. техн. наук, Желі́зна Т.А., канд. техн. наук, Драгнєв С.В., канд. техн. наук,
Баштовий А.І., канд. техн. наук

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Україна

Розглянуто бар'єри, що перешкоджають створенню ринку біопалива в Україні, пов'язані із заготівлею деревного палива. Запропоновано шляхи для подолання цих бар'єрів. Проаналізовано поточні характеристики лісів України, що впливають на можливість заготівлі деревного палива, та динаміку їх зміни. Запропоновано сценарій збільшення обсягів заготівлі деревного палива, що відповідає ключовим показникам розвитку біоенергетики, зазначеним у Енергетичній стратегії України на період до 2035 року.

Рассмотрены барьеры, препятствующие созданию рынка биотоплива в Украине, связанные с заготовкой древесного топлива. Предложены пути для преодоления этих барьеров. Проанализированы текущие характеристики лесов Украины, влияющие на возможность заготовки древесного топлива, и динамика их изменения. Предложен сценарий увеличения объемов заготовки древесного топлива, который соответствует основным показателям развития биоэнергетики, указанным в Энергетической стратегии Украины на период до 2035 года.

Barriers to the creation of a biofuel market in Ukraine, which are associated with wood fuel harvesting, are considered. The ways to overcome these barriers are proposed. The current characteristics of Ukrainian forests, which influence the possibility of wood fuel harvesting, and dynamics of their changes are analyzed. The scenario of increasing the volume of wood fuel harvesting, which corresponds to the key indicators of bioenergy development of the Energy Strategy of Ukraine until 2035, is proposed.

Бібл. 15, табл. 2, рис. 2.

Ключові слова: біоенергетика, біомаса, біопаливо, деревна біомаса, деревне біопаливо, порубкові рештки, деревна тріска, заготівля деревного палива.

ГЕС – гідроелектростанція;
н.е. – нафтовий еквівалент;

скл. м³ – складометр.

Проблеми ринку біопалива в Україні

Біоенергетика – сектор відновлюваної енергетики України, що динамічно розвивається, і на сьогодні біомаса заміщує вже близько 3,5 млрд. м³ природного газу на рік. Постійний ріст попиту на біопаливо піднімає цілу низку питань, серед яких забезпечення надійних поставок у необхідних обсягах, забезпечення належної якості біопалива і справедливих цін, прозорість механізмів купівлі-продажу та інші. Особливо гостро ці проблеми стосуються деревного палива, яке наразі використовується найбільш активно – близько 2 млн. т н.е./рік із загального обсягу використання біопалив та відходів 2,8 млн. т н.е./рік у 2016 році [1, 2].

Поточний стан розвитку сектора біоенергетики України і, особливо, поставлені на перспективу цілі вимагають створення і стабільного функціонування цивілізованого ринку біопалива. На сьогодні цей ринок розвинений в країні дуже слабо, що призводить до проблем пошуку надійних постачальників, нестабільності цін та якості біопалива.

Серед бар'єрів, що перешкоджають створенню ринку біопалива в Україні, особливо вагомими є ті, що пов'язані із заготівлею деревного палива, а саме:

- ускладнений доступ приватних компаній до порубкових решток, які є важливим потенційним джерелом сировини для виробництва деревного палива (тріски);
- відсутність обліку всього обсягу порубкових решток;

- відсутність у постійних лісокористувачів планів по заготівлі твердого деревного палива, узгоджених з Національним планом дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року та Енергетичною стратегією України на період до 2035 року.

Розглянемо детальніше ці бар'єри та можливі шляхи їх подолання, беручи до уваги поточні характеристики лісів України та динаміку їх зміни.

Порубкові рештки як джерело для виробництва деревного палива

За даними Державного агентства лісових ресурсів України, запас деревини в лісах України збільшився з 733 млн. м³ у 1961 р. до 2102 млн. м³ у 2016 р. Динаміка середніх запасів деревини на 1 га по лісах Держлісагентства також є позитивною, спостерігається ріст зі 167 м³/га у 1983 р. до поточних 241 м³/га. Цей показник відвідає сьомому місцю серед країн Європи. Для порівняння: в Польщі середній запас деревини становить 219 м³/га, в Білорусі – 183 м³/га, в Швеції – 119 м³/га. Ліси України характеризуються як невиснажені, але відбувається поступове старіння лісів, що впливає на їх санітарний стан [3-5].

На сьогодні використання щорічного приросту деревини в Україні становить лише 50,5 %, що набагато нижче рівня цього показника у багатьох країнах Європи: Австрія – 94 %, Швеція, Литва – 80 %, Словаччина – 79 %, Австрія – 94 %, Швеція, Литва – 80 %, Словаччина – 79 %.

Чехія – 78 %, Бельгія – 73 %, Нідерланди – 69 %, Франція, Португалія – 68 % [6].

Порубкові рештки є важливим потенційним джерелом для виробництва деревного палива (тріски) в Україні. Приймаючи, що в середньому їх обсяг складає близько 14 % загального об'єму заготівлі ліквідної деревини [7-9], за даними лісозаготівлі у 2016 р. для України він може бути оцінений у 2,74 млн. м³/рік. Враховуючи, що принаймні 20 % лісосічних відходів необхідно залишити у лісі для збереження біорізноманіття [9, 10], обсяг, доступний для виробництва тріски, складає 2,20 млн. м³/рік.

В європейській практиці ведення лісового господарства і заготівлі деревного палива розрізняють три основні варіанти виробництва деревної тріски з порубкових решток: виробництво безпосередньо на місці утворення лісосічних відходів, виробництво на майданчику біля дороги і виробництво на території розташування біоенергетичної установки.

Наразі найбільш розповсюдженим варіантом, особливо у скандинавських країнах (Фінляндія, Швеція), є виробництво деревної тріски з лісосічних відходів на майданчику біля дороги. В цьому випадку порубкові рештки збираються і доставляються до дороги форвардером, де викладаються у вигляді валів для зберігання протягом певного періоду часу з метою сушки. Тріска виробляється пересувною рубальною машиною, агрегованою з сільськогосподарським трактором, і вивозиться з лісу вантажівками. Інший варіант – виробництво і перевезення деревної тріски комбінованою машиною – автотрісковозом, оснащеним рубальним модулем [10, 11].

В Україні наразі лісосічні відходи практично не використовуються для виробництва біопалива. Правила поведінки з порубковими рештками (способи очищення лісосік) включають збирання порубкових решток у купи та ваги для перегнивання, розкидання по лісосіці, укладання на трельовальні волоки та у місцях проїзду агрегатних лісових машин, а також часткове спалювання [12]. Заготівля порубкових решток та виробництво з них деревного палива чинним законодавством не передбачено. Крім того, у постійних лісокористувачів відсутня вимога по обліку всього обсягу порубкових решток (наразі обліковується лише хворост і сучки).

Поточна практика поведінки з лісосічними відходами ускладнює доступ до них приватних компаній, які могли б займатися виробництвом деревної тріски. Проблема полягає в тому, що для таких компаній економічно доцільно працювати лише з порубковими рештками, які зібрані і доставлені до дороги, а займатися самостійно збором лісосічних відходів вони, як правило, не можуть ані з фінансової, ані з технічної точки зору.

Згідно оцінок фахівців Інституту технічної теплофізики НАН України, без використання порубкових решток як сировини для отримання біопалива неможливо виконати ключові цілі по біоенергетиці, визначені Національним планом дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року та Енергетичною стратегією України на період до 2035 року. З огляду на це, вважаємо за необхідне покласти на постійних лісокористувачів

обов'язок вивезення порубкових решток до найближчих доріг з метою виробництва твердого біопалива (для 80 % маси порубкових решток), а також запровадити заборону суцільного та часткового спалювання порубкових решток.

Це можна реалізувати шляхом внесення змін до Лісового кодексу України, який має статус закону, та передбачення нового способу очищення місць рубок і заборони будь-якого спалювання порубкових решток. Впровадження обліку порубкових решток пропонується шляхом врахування їх повної маси у лісорубних квитках, форма яких наразі визначена у Порядку видачі спеціальних дозволів на використання лісових ресурсів [13].

Важливим питанням є питома вартість перевезення порубкових решток з лісосіки до дороги. Виходячи з існуючого рівня механізації лісового господарства України, оцінку цієї вартості виконано із врахуванням використання наступної техніки: трактор МТЗ-82.1, оснащений маніпулятором з захватом, тракторний причеп зі збільшеним об'ємом кузова на базі 2ПТС-4. Розрахунок включає операції зі збирання порубкових решток (продуктивність близько 10 скл. м³/год) та їх транспортування до дороги на відстань 5 км (продуктивність до 26 скл. м³/год). Передбачається, що у виконанні операцій задіяний 1 тракторист і 2 вантажника. За результатами проведеної оцінки, вартість вивезення порубкових залишків з лісосіки до дороги складає 279 грн./т (з урахуванням технічного обслуговування і ремонту техніки).

Для забезпечення постійних лісокористувачів (державних лісових господарств) фінансовими засобами на виконання операцій збирання і доставки порубкових решток до дороги вважаємо за необхідне зменшити норму відрахування доходу таких підприємств до державного бюджету з 75 % (що відповідає вимогам чинного законодавства) до 40 %. При цьому 35 % чистого прибутку (доходу) від своєї діяльності держлісгоспи повинні спрямовувати на модернізацію та закупівлю спеціалізованої техніки для збирання та вивезення порубкових решток до найближчих доріг, виробництва та транспортування твердого біопалива.

Оцінка необхідних обсягів заготівлі деревного палива постійними лісокористувачами в Україні на період до 2035 року

Прогнозна оцінка необхідних обсягів заготівлі деревного палива, такого як дрова та тріска, постійними лісокористувачами протягом 2018-2035 рр. ґрунтується на ключових показниках Енергетичної стратегії України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» [14], а також існуючих статистичних даних та ряді експертних оцінок та припущень.

Згідно Енергетичної стратегії, внесок біомаси, біопалива та відходів до загального постачання первинної енергії має зрости з 2,1 млн. т н.е. у 2015 році до 11 млн. т н.е. у 2035 р., тобто у 5,2 разів (Таблиця 1).

Табл. 1. Структура загального постачання первинної енергії згідно Енергетичної стратегії України на період до 2035 року (млн. т н.е.) [14]

Найменування джерел	2015 (факт)	2020 (прогноз)	2025 (прогноз)	2030 (прогноз)	2035 (прогноз)
Вугілля	27,3	18	14	13	12
Природний газ	26,1	24,3	27	28	29
Нафтопродукти	10,5	9,5	8	7,5	7
Атомна енергія	23	24	28	27	24
Біомаса, біопаливо та відходи	2,1	4	6	8	11
Сонячна та вітрова енергія	0,1	1	2	5	10
ГЕС	0,5	1	1	1	1
Термальна енергія	0,5	0,5	1	1,5	2
Всього, млн. т н.е.	90,1	82,3	87	91	96

Об'єм твердих біопалив можна оцінити як 90 % цього внеску. Передбачається, що по своїй структурі тверде біопаливо буде включати деревне паливо (гранули, брикети, дрова, тріска), біопаливо аграрного походження (тюки, гранули, брикети), лушпиння соняшника (неущільнене, гранули, брикети) та енергетичні культури (гранули, тріска).

При кількісній оцінці обсягу твердих біопалив враховано, що особливостями структури енергетичного потенціалу біомаси в Україні є відносна обмеженість деревних ресурсів (близько 2,6 млн. т н.е./рік при загальному потенціалі біомаси 21,2 млн. т н.е./рік за даними 2016 р.) та наявність великого обсягу біомаси сільськогосподарського походження (первинні та

вторинні відходи, побічні продукти – загалом близько 9,0 млн. т н.е./рік за даними 2016 р.) і, потенційно, – енергетичних культур (близько 7,5 млн. т н.е./рік за даними 2016 р.) [15].

Частина дров для опалення заготовлюється шляхом самозаготівлі населенням (домогосподарствами). Обсяг самозаготівлі у 2015 році оцінюється фахівцями ІТТФ НАН України у 4,38 млн. м³; припускається, що він зменшиться до 2,20 млн. м³ у 2035 році за рахунок розвитку цивілізованого ринку біопалива. При оцінці необхідних обсягів заготівлі деревного палива постійними лісокористувачами об'єм самозаготівлі вираховується із загального обсягу використання деревного палива.

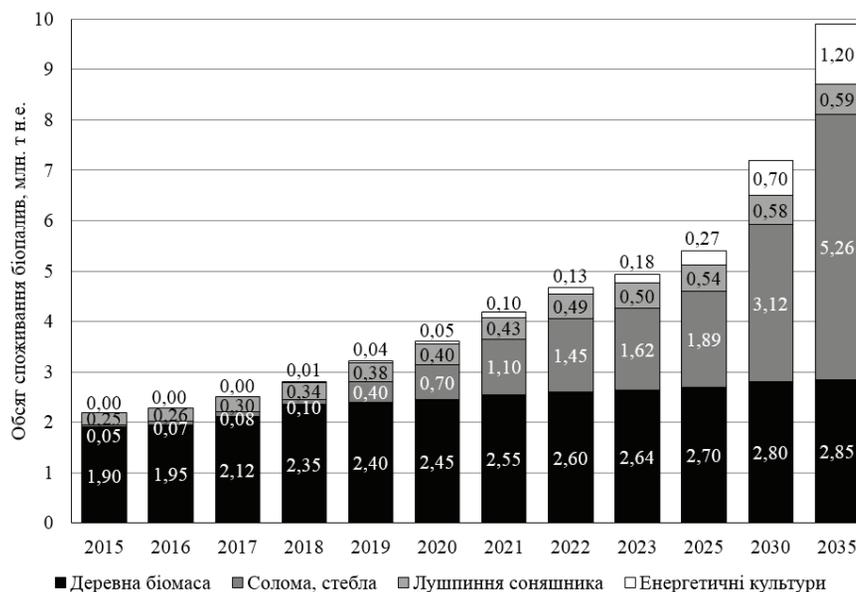


Рис. 1. Оцінка обсягу споживання біопалив в Україні за видами до 2035 року.

Видається, що частка рубки річного приросту деревини в Україні може бути збільшена з поточних 50,5 % (дані 2016 р.) до близько 70 % у 2035 р. (відповідає кращим європейським практикам).

При зазначеному підході та припущеннях частка деревного палива у загальній структурі твердого біопалива становитиме:

- з урахуванням самозаготівлі дров населенням (домогосподарствами) – 2,35 млн. т н.е. (12,36 млн. м³) у 2018 році із збільшенням до 2,85 млн. т н.е. (15,00 млн. м³) у 2035 році (рис. 1);

- без урахування самозаготівлі дров населенням

(домогосподарствами) – 1,76 млн. т н.е. (8,16 млн. м³) у 2018 році із збільшенням до 2,54 млн. т н.е. (12,80 млн. м³) у 2035 році (табл. 2).

Для забезпечення споживання зазначених обсягів твердого деревного палива (без урахування самозаготівлі дров населенням) об'єм його заготівлі постійними лісокористувачами має складати не менше 8,30 млн. м³ у 2018 році (у тому числі дрова – не менше 7,2 млн. м³, тріска – 1,1 млн. м³) із ростом до принаймні 13,0 млн. м³ у 2035 році (у тому числі дрова – не менше 9,5 млн. м³, тріска – 3,5 млн. м³) (табл. 2).

Табл. 2. Оцінка необхідних обсягів заготівлі деревного палива в Україні

Деревне паливо	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2025	2030	2035
Загальний обсяг використання, млн. т н.е. млн. м ³	1,90 10,0	1,95 10,26	2,12 11,15	2,35 12,36	2,40 12,63	2,45 12,89	2,55 13,41	2,60 13,68	2,70 14,20	2,80 14,73	2,85 15,00
Самозаготівля дров населенням, млн. т н.е. млн. м ³	0,62 4,38	0,62 4,38	0,61 4,30	0,59 4,20	0,56 4,00	0,54 3,80	0,49 3,50	0,45 3,20	0,40 2,85	0,35 2,50	0,31 2,20
Загальний обсяг використання без врахування самозаготівлі дров населенням, млн. т н.е. млн. м ³	1,28 5,62	1,33 5,88	1,51 6,85	1,76 8,16	1,84 8,63	1,91 9,09	2,06 9,91	2,15 10,48	2,30 11,35	2,45 12,23	2,54 12,80
Необхідний обсяг заготівлі постійними лісокористувачами: - дрова, млн. м ³ - тріска, млн. м ³ Всього, млн. м ³	6,29* н.д. –	6,92* н.д. –	7,10 н.д. –	7,20 1,10 8,30	7,40 1,40 8,80	7,60 1,70 9,30	8,00 2,10 10,10	8,30 2,60 10,90	8,60 3,10 11,70	9,20 3,30 12,50	9,50 3,50 13,00

* Фактично (статистичні дані); н.д. – немає даних.

Зобов'язання по заготівлі деревного палива постійними лісокористувачами у необхідних обсягах у період з 2018 р. до 2035 р. пропонується закріпити законодавчим чином у вигляді Постанови КМУ. Проекти запропонованих законодавчих актів наведено у роботі [1].

Пропозиції по сценарію забезпечення необхідних обсягів заготівлі деревного палива до 2035 року

Обсяг заготівлі деревного палива, що забезпечує потреби України відповідно до ключових показників Енергетичної стратегії України на період до 2035 року, може бути досягнутий за рахунок збільшення площі рубок як головного користування, так і рубок формування/оздоровлення лісів.

Аналіз статистичних даних показує, що загальна площа рубок та заходів, пов'язаних з веденням лісового господарства, в Україні складала 504,2 тис. га у 1995 р., після чого постійно зменшувалася за рахунок площі рубок формування/оздоровлення лісів і досягла 386,4 тис. га у 2016 р. При цьому площа рубок головного

користування протягом зазначеного періоду часу зросла з 20,3 тис. га до 34,7 тис. га.

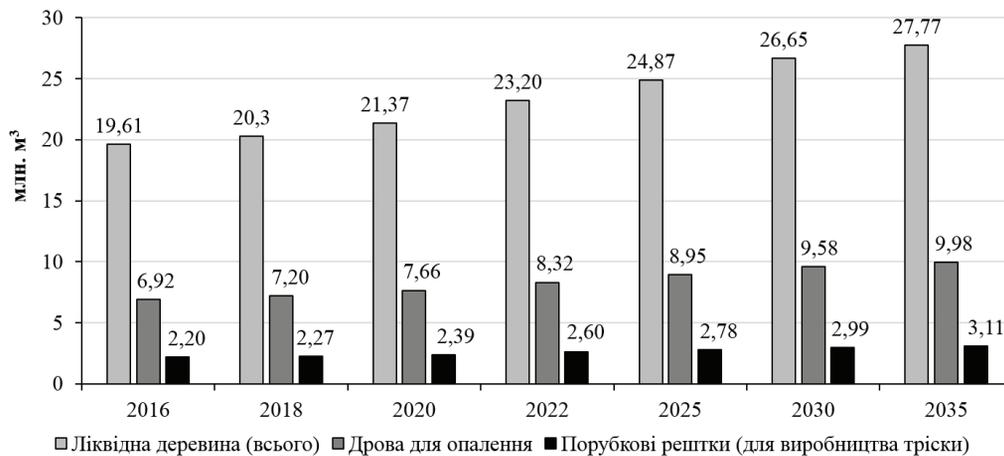
Пропонуємо збільшити площу рубок формування/оздоровлення лісів до 405,0 тис. га у 2035 р. (що суттєво нижче рівня 1995 р.) і площу рубок головного користування – до 45,0 тис. га у 2035 р. (що продовжує стати тенденцією росту, існуючу з 1995 р.). Тоді загальна площа, на якій буде здійснюватися заготівля деревини, становитиме 453,0 тис. га у 2035 р., що також значно нижче показника 1995 р.

При запропонованому сценарію росту площі рубок, а також поступовому підвищенні виходу ліквідної деревини з 1 га у ході рубок формування/оздоровлення лісів на 30 % від поточного рівня, заготівля ліквідної деревини у 2035 р. може досягти 27,77 млн. м³, у тому числі дров для опалення – 9,98 млн. м³. При цьому обсяг порубкових решток, доступних для потреб енергетики, оцінюється у 3,11 млн. м³ у 2035 р. (рис. 2). Таким чином повністю забезпечується необхідний об'єм заготівлі деревного палива (дров, тріски), визначений відповідно до ключо-

вих показників розвитку біоенергетики Енергетичної стратегії України на період до 2035 року.

Відповідно до розробленого сценарію, частка рубки

щорічного приросту деревини в Україні у 2035 р. складе 71,6 %, а частка рубки запасу деревини в лісах – 1,3 %, що відповідає кращим європейським практикам.



2016 р. – статистичні дані (заготівля ліквідної деревини, у т.ч. дров для опалення)

Рис. 2. Прогноз заготівлі ліквідної деревини та утворення порубкових решток в Україні.

Висновки

Серед бар'єрів, що перешкоджають створенню ринку біопалива в Україні, особливо вагомими є ті, що пов'язані із заготівлею деревного палива. Для подолання цих бар'єрів пропонується законодавчим чином покласти на постійних лісокористувачів обов'язок вивезення 80 % маси порубкових решток до найближчих доріг з метою виробництва твердого біопалива, запровадити заборону суцільного та часткового спалювання порубкових решток, а також увести облік всього обсягу порубкових решток, що утворюються. Крім того, вважаємо за доцільне зобов'язати постійних лісокористувачів здійснювати заготівлю деревного палива в обґрунтованих обсягах, що відповідають ключовим цілям Енергетичної стратегії України на період до 2035 року.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гелетуха Г.Г., Железна Т.А., Пастух А.В., Драгнев С.В. *Можливості заготівлі деревного палива в лісах України. Аналітична записка БАУ №19, 2018* <http://uabio.org/img/files/docs/position-paper-uabio-19-ua.pdf>
2. *Енергетичний баланс України за 2016 рік*. Експрес-випуск Державної служби статистики України № 506/0/08.4вн-17 від 20.12.2017.
3. *Загальна характеристика лісів України, 2016 р.* Веб-сайт Держлісагентства http://dklg.kmu.gov.ua/forest/control/uk/publish/article?art_id=62921&cat_id=32867
4. *Лісокористування, 2012р.* Веб-сайт Держлісагентства http://dklg.kmu.gov.ua/forest/control/uk/publish/article?art_id=101934&cat_id=32876
5. *Проект Стратегії сталого розвитку та*

інституційного реформування лісового та мисливського господарства України на період до 2022 року, 2017 р. Веб-сайт Держлісагентства

http://dklg.kmu.gov.ua/forest/control/uk/publish/article?art_id=182224&cat_id=166243

6. *AEBIOM Statistical Report 2017* <http://www.aebiom.org/statistical-report-2017/statistical-report-2017-17-10-17/>

7. *Leen Kuiper. The harvest of forest residues in Europe, 2006*

<http://www.probos.nl/biomassa-upstream/pdf/reportBUSD15a.pdf>

8. *Handbook of Bioenergy Crop Plants*. Edited by Ch. Kole, Ch.P. Joshi, D.R. Shonnard. CRC Press, 2012, 811 p.

9. *Primary Forest Biomass*. Publication of Global CCS Institute

<https://hub.globalccsinstitute.com/publications/us-billion-ton-update-biomass-supply-bioenergy-and-bioproductions-industry/31-primary-forest-biomass>

10. *Bengt Nilsson. Extraction of logging residues for bioenergy*. Linnaeus University Dissertations N 270/2016

<https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1049815/FULLTEXT01.pdf>

11. *Developing technology for large-scale production of forest chips*. TEKES, Finland, Final Report, 2004

12. *Правила рубок головного користування*. Затверджено Наказом Державного Комітету лісового господарства України від 23.12.2009 № 364 <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/z0085-10>

13. *Порядок видачі спеціальних дозволів на використання лісових ресурсів*. Затверджено Постановою КМУ від 23.05.2007 № 761 <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/761-2007-%D0%BF>

14. *Енергетична стратегія України на період до 2035 року* «Безпека, енергоефективність,

конкурентоспроможність». Схвалено Розпорядженням КМУ від 18.08.2017 № 605-р

<http://www.kmu.gov.ua/control/uk/cardnpd?docid=250250456>

15. Гелетука Г.Г., Железна Т.А., Драгнев С.В.,

Баитовий А.І. Перспективи використання біомаси від обрізки та видалення багаторічних сільськогосподарських насаджень для виробництва енергії в Україні // Промислова теплотехніка. – 2018. – Т. 40, № 1. – С. 115-121.

ANALYSIS OF OPPORTUNITIES FOR HARVESTING WOOD FUEL IN THE FORESTS OF UKRAINE

Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Drahnev S.V., Bashtovyi A.I.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine,
vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

Purpose of the study is to assess opportunities for the increase in harvesting wood fuel in Ukrainian forests in accordance with key targets of bioenergy development stated in the national strategic documents. Bioenergy has been developing quite dynamically in Ukraine lately, which has led to permanently increasing demand for biofuels. This requires stable functioning of the biofuel market, which is not well developed in Ukraine now. There are some barriers to the creation of the effective biofuel market in Ukraine. Three of them that are connected with the harvesting of wood fuel are considered. The ways to overcome these barriers are proposed. These ways take into account current characteristics of Ukrainian forests, which influence the possibility of wood fuel harvesting, and dynamics of their changes. It is proposed: (a) to impose on the regular forest users the obligation to haul logging residues to the nearest roads for the purpose of producing solid biofuels (for 80% of the mass of logging residues); (b) to prohibit the entire and partial combustion of logging residues; (c) to introduce the accounting of logging residues by taking into account their

full mass in felling permits; (d) to impose obligations on regular forest users to carry out the harvesting of solid wood fuel in determined volumes. The scenario of increasing the volume of wood fuel harvesting, which corresponds to the key indicators of bioenergy development stated in the Energy Strategy of Ukraine until 2035, is proposed. The required increase may be achieved by the raising of the use (felling) of the annual wood increment from current 50.5 % to about 70 %, which is in line with the best European practices.

References 15, tables 2, figures 2.

Key words: bioenergy, biomass, biofuel, wood biomass, wood biofuel, logging residues, wood chips, wood fuel harvesting

1. Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Pastukh A.V., Drahnev S.V. *Mozhlyvosti zahotivli derevnoho palyva v lisakh Ukrainy. Analitichna zapyska BAU №19 [Opportunities for wood fuel harvesting in forests of Ukraine. UABio's Position paper N 19]*, 2018. (Ukr.) <http://uabio.org/img/files/docs/position-paper-uabio-19-ua.pdf>

2. *Enerhetychnyi balans Ukrainy za 2016 rik. Ekspres-vypusk Derzhavnoi sluzhby statystyky Ukrainy № 506/0/08.4vn-17 vid 20.12.2017 [Energy balance of Ukraine for 2016. Express-issue by the State Statistics Services of Ukraine № 506/0/08.4VN-17 of 20.12.2017]* (Ukr.)

3. *Zahalna kharakterystyka lisiv Ukrainy. Veb-sait Derzhavnoho ahentstva lisovykh resursiv Ukrainy [General characteristics of forests of Ukraine. The website of the*

State Forest Resources Agency of Ukraine] (Ukr.) http://dklg.kmu.gov.ua/forest/control/uk/publish/article?art_id=62921&cat_id=32867

4. *Lisokorystuvannia*, 2012 r. Veb-sait Derzhavnoho ahentstva lisovykh resursiv Ukrainy [Forest management, 2012. The website of the State Forest Resources Agency of Ukraine] (Ukr.)

http://dklg.kmu.gov.ua/forest/control/uk/publish/article?art_id=101934&cat_id=32876

5. *Proekt Stratehii staloho rozvytku* ta instytutsiinoho reformuvannia lisovoho ta myslyvskoho hospodarstva Ukrainy na period do 2022 roku, 2017 r. Veb-sait Derzhavnoho ahentstva lisovykh resursiv Ukrainy [Draft Strategy for Sustainable Development and Institutional Reforms of the Forestry and Hunting Sector of Ukraine for the period up to 2022, 2017] (Ukr.)

http://dklg.kmu.gov.ua/forest/control/uk/publish/article?art_id=182224&cat_id=166243

6. *AEBIOM Statistical Report 2017* <http://www.aebiom.org/statistical-report-2017/statistical-report-2017-17-10-17/>

7. *Leen Kuiper*. The harvest of forest residues in Europe, 2006

<http://www.probos.nl/biomassa-upstream/pdf/reportBUSD15a.pdf>

8. *Handbook of Bioenergy Crop Plants*. Edited by Ch. Kole, Ch.P. Joshi, D.R. Shonnard. CRC Press, 2012, 811 p.

9. *Primary Forest Biomass*. Publication of Global CCS Institute

<https://hub.globalccsinstitute.com/publications/us-billion-ton-update-biomass-supply-bioenergy-and-bioproducts-industry/31-primary-forest-biomass>

10. *Bengt Nilsson*. Extraction of logging residues for

bioenergy. Linnaeus University Dissertations N 270/2016 <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1049815/FULLTEXT01.pdf>

11. *Developing technology* for large-scale production of forest chips. TEKES, Finland, Final Report, 2004

12. *Pravyla rubok* holovnoho korystuvannia. Zatverdzheno Nakazom Derzhavnoho Komitetu lisovoho hospodarstva Ukrainy vid 23.12.2009 № 364. [Rules for major felling. Approved by the Resolution of the State Forestry Committee of Ukraine N 364 of 23.12.2009] (Ukr.) <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/z0085-10>

13. *Poriadok vydachi spetsialnykh dozvoliv* na vykorystannia lisovykh resursiv. Zatverdzheno Postanovoioi KMU vid 23.05.2007 № 761 [The procedure for issuing special permits for the use of forest resources. Approved by CMU Resolution №761 of 23.05.2007] (Ukr.) <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/761-2007-%D0%BF>

14. *Enerhetychna stratehiia Ukrainy* na period do 2035 roku «Bezpeka, enerhoefektyvnist, konkurentospromozhnist». Skhvaleno Rozporiadzhenniam KMU vid 18.08.2017 № 605-r [Energy strategy of Ukraine for the period up to 2035. Security, energy efficiency, competitiveness. Approved by CMU Resolution №605-p of 18.08.2017] (Ukr.)

<http://www.kmu.gov.ua/control/uk/cardnp?docid=250250456>

15. *Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Drahnev S.V., Bashtovyi A.I.* Perspektyvy vykorystannia biomasy vid obrizky ta vydalennia bahatorichnykh silskohospodarskykh nasadzen dlia vyrobnytstva enerhii v Ukraini [Prospects for using biomass from agrarian pruning and plantation removal in Ukraine], *Promyslova teplotekhnika* [Industrial Heat Engineering]. 2018. V. 40, № 1. P. 115-121. (Ukr.)

Отримано 12.02.2018

Received 12.02.2018

УДК 620.92

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ БІОМАСИ ВІД ОБРІЗКИ ТА ВИДАЛЕННЯ БАГАТОРІЧНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ НАСАДЖЕНЬ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГІЇ В УКРАЇНІ

Гелетуха Г.Г., канд. техн. наук, Желєзна Т.А., канд. техн. наук, Драгнєв С.В., канд. техн. наук, Баштовий А.І., канд. техн. наук

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Україна

Представлено потенціал, поточний стан та перспективи виробництва біопалива та енергії з біомаси, отриманої від обрізки та видалення багаторічних сільськогосподарських насаджень в ЄС. Проаналізовано місце деревної біомаси в енергетичному потенціалі біомаси та у його практичному використанні в Україні. Розглянуто передумови для залучення біомаси від обрізки та видалення багаторічних сільськогосподарських насаджень до енергетичного сектору України.

Представлены потенциал, текущее состояние и перспективы производства биотоплива и энергии из биомассы, полученной от обрезки и выкорчевывания многолетних сельскохозяйственных насаждений в ЕС. Проанализировано место древесной биомассы в энергетическом потенциале биомассы и его практическом использовании в Украине. Рассмотрены предпосылки для вовлечения биомассы от обрезки и выкорчевывания многолетних сельскохозяйственных насаждений в энергетический сектор Украины.

The potential, state of the art and prospects for the production of biofuel and energy from biomass obtained from agrarian pruning and plantation removal in the EU are presented in the paper. The paper analyzes the place of wood biomass in the biomass energy potential and its practical use in Ukraine. Preconditions for involving biomass from agrarian pruning and plantation removal in Ukraine's energy sector are considered.

Бібл. 8, табл. 4.

Ключові слова: біоенергетика, біомаса, біопаливо, потенціал біомаси, біомаса від обрізки насаджень.

БМ – біомаса;
БСН – багаторічні сільськогосподарські насадження;
ОВБСН – обрізка та видалення багаторічних сільськогосподарських насаджень;
ОЦР – органічний цикл Ренкіна;
ПТК – промислово-торгівельна компанія;

ТЕС – теплова електростанція;
ЦТ – централізоване теплопостачання;
W – вологість;
н.е. – нафтовий еквівалент;
с/г – сільське господарство;
с.р. – суха речовина.

Місце деревної біомаси в енергетичному потенціалі біомаси в Україні та його використанні

Однією з передумов успішного розвитку біоенергетики у будь-якій країні є наявність достатніх ресурсів біомаси. Україна має великий потенціал біомаси, доступної для виробництва енергії – понад 21 млн. т н.е./рік за даними 2016 року (табл. 1). Його основними складовими є відходи та побічні продукти сільського господарства (9,0 млн. т н.е./рік, або 43 % загального потенціалу) і енергетичні культури (7,5 млн. т н.е./рік, або 35 %). Внесок деревної біомаси є відносно невеликим і становить близько 2,6 млн. т н.е./рік, або 12 % загального енергетичного потенціалу біомаси.

Деревну біомасу для енергетичних потреб можна умовно розділити на таку, що походить із традиційних джерел (дрова, порубкові залишки, відходи деревообробки) та із додаткових джерел (сухостій, деревина від реконструкції захисних лісосмуг, відходи від обрізки або викорчовування БСН, таких як фруктові сади та виноградники). Оцінка потенціалу деревної біомаси, що може бути отримана із додаткових джерел, почала виконуватися порівняно недавно і потребує подальшого уточнення [1].

Ситуація з реальним споживанням біомаси для

виробництва енергії та біопалив в Україні є протилежною структурі потенціалу біомаси. Наразі найбільш активно використовується деревна біомаса, а застосування потенціалу відходів та побічних продуктів аграрного походження залишається на низькому рівні. За оцінками фахівців Інституту технічної теплофізики НАН України, поточне використання енергетичного потенціалу деревної біомаси складає більше 83 % (за даними 2015 р.), тоді як використання потенціалу соломи зернових та ріпаку – лише 2,4 %, а інших видів твердої сільськогосподарської біомаси – практично 0 % (табл. 2). В середньому енергетичний потенціал біомаси України використовується на 9,5 %.

Аналіз структури споживання біомаси для енергетичних потреб свідчить про необхідність більш широкого використання біомаси аграрного походження та енергетичних культур. Паралельно з цим треба залучати до цього процесу деревну біомасу із так званих додаткових джерел, зокрема відходи від обрізки та видалення (викорчовування) багаторічних сільськогосподарських насаджень. Деревна біомаса цього виду в Україні майже не використовується, хоча її потенціал, доступний для енергетики, становить близько 109 тис. т н.е./рік, і вона може бути дешевим місцевим паливом.

**Потенціал та приклади використання біомаси
ОВБСН для виробництва енергії в ЄС**

В Європейському Союзі використання біомаси, отриманої від обрізки та видалення багаторічних сільськогосподарських насаджень, для потреб енергетики є відносно новим напрямком, який наразі активно

досліджується і розвивається. Вивченню даного питання був присвячений проект EuroPruning 7-ї Рамкової Програми ЄС [2] (закінчений у 2016 р.), аналогічне дослідження наразі продовжується у рамках проекту uP_runing Програми ЄС Горизонт 2020 [3].

Табл. 1. Енергетичний потенціал біомаси в Україні (2016 р.)

Вид біомаси	Теоретичний потенціал, млн. т	Потенціал, доступний для енергетики	
		Частка теоретичного потенціалу, %	млн. т н.е.
Солома зернових культур	36,1	30	3,75
Солома ріпаку	2,1	40	0,29
Побічні продукти виробництва кукурудзи на зерно (стебла, стрижні)	36,5	40	2,79
Побічні продукти виробництва соняшника (стебла, корзинки)	25,9	40	1,48
Вторинні відходи с/г (лушпиння соняшника)	2,0	86	0,71
Деревна біомаса (дрова, порубкові залишки, відходи деревообробки)	6,6	94	1,55
Деревна біомаса (сухостій, деревина із захисних лісосмуг, відходи ОВБСН)	8,8	44	1,03
Біодизель (з ріпаку)	-	-	0,16
Біоетанол (з кукурудзи і цукрового буряку)	-	-	0,66
Біогаз з відходів та побічної продукції агропромислового комплексу	1,6 млрд. м ³ CH ₄	50	0,68
Біогаз з полігонів твердих побутових відходів	0,6 млрд. м ³ CH ₄	34	0,18
Біогаз зі стічних вод (промислових та комунальних)	1,0 млрд. м ³ CH ₄	23	0,19
Енергетичні культури:			
- верба, тополя, міскантус*	11,5	100	4,88
- кукурудза (на біогаз)*	3,0 млрд. м ³ CH ₄	100	2,57
Торф	-	-	0,28
Всього	-	-	21,22

* За умови вирощування на 1 млн. га незадіяних сільськогосподарських земель.

Площа багаторічних сільськогосподарських насаджень (фруктових садів, виноградників, оливкових та інших дерев) в ЄС складає 10,6 млн. га. Найбільші площі БСН розташовані в Іспанії (4 млн. га), Італії (2,3 млн. га), Франції (1 млн. га), Греції (0,9 млн. га), Португалії (0,7 млн. га). Річний вихід біомаси від обрізки БСН становить в середньому 2...3 т/га для виноградників, оливкових дерев, кісточкових культур та 1,5...4 т/га для зерняткових культур. Енергетичний потенціал цієї біомаси в ЄС оцінюється у 20...25 млн. т/рік. При видаленні багаторічних сільськогосподарських

насаджень можна отримувати 20...30 т/га, енергетичний потенціал цього виду біомаси в ЄС складає близько 15 млн. т. Загальний потенціал біомаси ОВБСН в Євросоюзі сягає 20 млн. т с.р./рік [4-6].

До недавнього часу загальнопоширеною практикою утилізації обрізок було спалення на місці їх утворення або подрібнення та прикопування у ґрунт. Але протягом кількох останніх років спостерігається стійка тенденція добровільної чи законодавчо закріпленої відмови від спалювання біомаси ОВБСН як засобу утилізації. Натомість активно розвивається енергетичне викори-

стання обрізок, в основному, як дров для місцевого населення (табл. 3) [7].

Основною причиною поточного низького рівня залучення біомаси ОБСН до ринку біопалива ЄС є проблеми логістики (збір, подрібнення, доставка), викликані розосередженістю багаторічних сільськогосподарських насаджень та порівняно невеликою площею одиничного насадження. Проектом uP_runing Програми ЄС Горизонт 2020, який триватиме протягом 2016-2019 рр., передбачено подолання існуючих бар'єрів в даному сегменті біоенергетики і створення умов для практич-

ного використання до 50 % енергетичного потенціалу біомаси ОБСН Євросоюзу (що еквівалентно близько 7 млн. т н.е./рік) до 2030 року. Фахівці ІТТФ НАН України беруть участь у проекті uP_runing з боку України.

Вже сьогодні у країнах ЄС є багато прикладів успішної реалізації проектів із виробництва біопалива та енергії з біомаси ОБСН. Інформація по деяким з них, що являють собою «кращі практики», представлена у табл. 4.

Іспанська компанія «Pelets Combustible de la Mancha S.L.» є найкрупнішим у світі виробником пе-

Табл. 2. Використання енергетичного потенціалу біомаси України (2015 р.).

Вид біомаси та напрямок використання	Потенціал, доступний для енергетики, тис. т	Обсяг, що вже в ікористовується для потреб енергетики		Частка використання від загального потенціалу, %
		тис. т	тис. т н.е.	
Солома зернових/ріпаку:	10540	256	95	2,4
- спалювання (тюки)		110	39	1,0
- виробництво та спалювання пелет		27	10	0,3
- виробництво та експорт пелет		119	45	1,1
Стебла, стрижні кукурудзи	12120	3,7	1,24	0,0
Стебла, кошики соняшника	8480	0	0	0,0
Деревна біомаса:	9470	7896	1950	83,4
- спалювання (дрова)		4635	1106	48,9
- спалювання (тріска)		2469	589	26,1
- експорт тріски		402	96	4,2
- виробництво та спалювання пелет		240	97	2,5
- виробництво та експорт пелет		150	61	1,6
Лушпиння соняшника:	1410	1166	463	82,7
- спалювання		442	169	31,4
- виробництво та спалювання пелет		217	88	15,4
- виробництво та експорт пелет		507	206	36,0
Жом цукрового буряку (W 13 %)	4410	190	9,7	4,3
Силос кукурудзи (зелений)*	27000	12	1,5	0,04
Гній тваринництва та послід птахівництва	30020	325	12,5	1,1
Всього	103450	9849	2532	в середньому: 9,52 %

* За умови вирощування на 1 млн. га незадіяних сільськогосподарських земель.

лет із виноградної лози (сумарне виробництво пелет та тріски становить 20 тис. т/рік). Основні споживачі пелет – місцеві державні та приватні компанії, які використовують біопаливо для забезпечення опалення та виробничих потреб. Основними споживачами тріски є крупні виробники електроенергії з біомаси.

Оскільки «Pelets Combustible de la Mancha S.L.» щорічно закуповує значні обсяги сировини (виноградної лози) від великої кількості місцевих постачальників (кілька сотень фермерів та кілька виноробень), представляють інтерес логістичні рішення, реалізовані компанією. Основна частина сировини постачається наступним чином: фермери збирають обрізки виноградної лози у купи на краю поля, сервісні компанії забирають обрізки у фермерів і звозять до проміжних місць зберігання, де лоза залишається на кілька місяців і потім подрібнюється напівмобільними дробарками, змонтованими на вантажівках. З проміжних складів сервісні компанії або сама компанія «Pelets Combustible de la Mancha S.L.» транспортують подрібнену біомасу до пелетного заводу. Другий варіант заготівлі полягає у перевезенні сервісними компаніями неподрібненої біомаси від фермерів безпосередньо на пелетний завод.

В цьому випадку подрібнення та сушка сировини виконуються на заводі.

Електростанція потужністю 1 МВт (на основі технології ОЦР) у м. Калімера (Італія) працює виключно на подрібнених обрізках оливкових дерев. Подрібнення та доставка біомаси від місцевих фермерів виконується дочірньою компанією. Фермери збирають обрізки у купи і віддають її для подальшого подрібнення безкоштовно з метою звільнення від великих обсягів відходів. У випадку великих насаджень (більше 400 дерев) дочірня компанія виконує також збір обрізок у купи. Електростанція продає електроенергію в мережу по «зеленому» тарифу 28 євроцентів/кВт, який їй встановлено на 15 років за умови споживання місцевої (тобто зібраної у радіусі 70 км) біомаси. Фактично, подрібнені обрізки оливкових дерев доставляються на електростанцію з площі радіусом 10 км. Оскільки енергетичний потенціал місцевої біомаси (обрізок) (25...26 тис. т/рік) у кілька разів перевищує її споживання на електростанції (8 тис. т/рік), власник енергетичного об'єкту планує також започаткувати виробництво пелет.

Табл. 3. Напрямки утилізації біомаси від обрізки багаторічних сільськогосподарських насаджень в деяких країнах ЄС [5]

Країна /вид БСН	Вихід біомаси від обрізки БСН, т/га/рік	Напрямки утилізації біомаси від обрізки БСН			
		Спалювання на відкритому повітрі	Подрібнення та прикопування у ґрунт	Використання як дрова	Комерційне виробництво енергії
Іспанія / оливкові дерева	1-4	90 %	5 %	5 %	-
Франція / виноградники	4	10 %	80 %	10 %	<1 %
Італія / мигдаль	~1	50 %	20 %	20 %	10 %
Польща / фруктові сади та виноградники	1,5-4,5 (зерняткові) 2-6 (кісточкові)	<1 %	95 %	3 %	<1 %
Греція:	немає даних	<1 %	90 %	10 %	<1 %
- фруктові сади та виноградники;		<1 %	80 %	20 %	<1 %
- мигдаль;		<1 %	70 %	30 %	<1 %
- оливкові дерева.					
Нідерланди / зерняткові культури	4,5	<1 %	99 %	<1 %	<1 %
Словаччина / кісточкові культури	немає даних	-	70 %	30 %	-
Словенія / зерняткові культури	немає даних	<1 %	99 %	<1 %	-

**Перспективи використання біомаси ОББСН
для виробництва енергії в Україні**

Україна має добрі передумови для використання біомаси,

отриманої від обрізки та викорчовування садів і виноградників, для виробництва енергії. Згідно попередньої оцінки, енергетичний потенціал біомаси цього виду складає близько 457 тис. т/рік, або 109 тис. т н.е./рік (за даними 2016 р.).

Табл. 4. Кращі практики енергетичного використання біомаси ОББСН в країнах ЄС та в Україні [8]

Місце розташування та рік започаткування проекту	Вид та обсяг БМ	Спосіб енергетичного використання БМ. Перспективи розвитку	Капітальні витрати
Іспанія, м. Сокуельямос, 2011, (компанія «Pelets Combustible de la Mancha S.L.»)	Виноградна лоза, 20 тис. т/рік (пелети, тріска)	Комерційне виробництво пелет та тріски. Виконується пошук партнерів для будівництва ТЕС на біопаливі з виноградної лози.	5,8 млн. євро (початкові інвестиції)
Іспанія, м. Вілафранка-дель-Пенедес, 2015 р.	Виноградна лоза, в середньому 225 т/рік (подрібнена БМ)	Виробництво теплової енергії для потреб місцевого винного заводу (котел 130 кВт) та місцевої системи ЦТ (котел 500 кВт). Планується розширення кількості споживачів за рахунок інших винних заводів та приєднання нових об'єктів до системи ЦТ.	600 тис. євро
Італія, м. Калімера, 2010 р.	БМ від обрізки насаджень оливкових дерев, 8 тис. т/рік (подрібнена БМ).	Виробництво електроенергії на ЕС 1 МВт (технологія ОЦР). Власник ЕС планує також виробництво пелет з обрізок оливкових дерев.	8 млн. євро
Франція, комуна Марленайм (фермерське виноробне господарство), 2010 р.	БМ від обрізки та видалення виноградників, 12 т/рік (тріска).	Виробництво теплової енергії для власних потреб господарства (котел 50 кВт). Планується частковий перехід з тріски на пелети, а також використання БМ від видалення виноградників.	77,7 тис. євро (прес-підбирач для круглих тюків, стаціонарна дробарка, котел).
Україна, с. Шабо (Одеська область), 2015 р.	Виноградна лоза, 1-1,5 тис. т/рік (подрібнена БМ).	Виробництво технологічної пари для виноробної компанії Шабо; забезпечення опалення у зимовий період (паровий котел потужністю 1,6 т пари/год). Планується закупівля сучасного обладнання для підбирання і подрібнення виноградної лози безпосередньо у рядку. Також розглядається можливість розширення території заготівлі біомаси ОББСН.	немає даних

Ця оцінка потребує уточнення у відповідності до реального виходу обрізок та видалених насаджень з 1 га та площі старих БСН, що підлягають викорчовуванню.

В Україні біомаса ОВБСН для енергетичних потреб використовується наразі у дуже обмеженому обсязі. Головним чином це пов'язане з недостатньою інформованістю потенційних постачальників та споживачів про такі можливості, відсутністю відповідного досвіду, а також труднощами логістичних питань. Одним з небагатьох успішних прикладів є виробництво технологічної пари та забезпечення опалення у зимовий період ПТК «Шабо» (Одеська область) за рахунок використання подрібненої виноградної лози як палива у котлі потужністю 900 кВт. Котельня на біопаливі почала роботу у 2015 році. Постачальником біопалива є місцева «Агрофірма Шабо», яка виконує обрізку власних виноградників, заготовляє та подрібнює біомасу. Подрібнена лоза вивозиться на центральний склад, звідки, відповідно до потреби у біопаливі, постачається трактором із причепом на паливний склад котельні (відстань транспортування – в межах 10 км). З одного гектару виноградників отримують від 1 до 1,5 т подрібненої та підсушеної біомаси. Таким чином, щорічний запас зрізаної виноградної лози для твердопаливної котельні складає до 1500 т.

В рамках виконання проекту uP_runing Програми ЄС Горизонт 2020 [3], в якому беруть участь українські фахівці, проводиться вивчення європейського досвіду по використанню біомаси ОВБСН для виробництва біопалива та енергії, а також покращуються передумови для перенесення та практичної реалізації цього досвіду в Україні. Основна увага приділяється дослідженню логістичних питань, а також визначенню та впровадженню кількох демонстраційних ланцюжків заготівлі і постачання біомаси ОВБСН на енергетичні об'єкти.

Висновки

Біомаса, отримана від обрізки та видалення багаторічних сільськогосподарських насаджень, є відносно новим видом з точки зору її енергетичного використання. Цей напрямок наразі активно досліджується і розвивається в Європейському Союзі, вже є приклади успішно реалізованих проектів на комерційному рівні. Україна має добрі передумови для розвитку даного

сегменту біоенергетики. Згідно попередньої оцінки за даними 2016 року, енергетичний потенціал біомаси цього виду в країні складає близько 109 тис. т н.е./рік. В рамках європейського проекту uP_runing в Україні досліджуються логістичні питання заготівлі і постачання, створюється база для практичної реалізації досвіду країн ЄС з виробництва біопалива та енергії з біомаси ОВБСН.

ЛІТЕРАТУРА

1. Железна Т.А., Баумовий А.І., Гелетука Г.Г. Аналіз можливості отримання деревного палива з додаткових джерел в Україні // Промислова теплотехніка. – 2016, т. 38, № 4, с. 71-77.
2. Проект EuroPruning 7-ї Рамкової програми ЄС <http://www.europruning.eu/>
3. Проект uP_runing Програми ЄС Горизонт 2020 <http://www.up-running.eu/>
4. CIRCE. Mapping and analysis of the pruning biomass potential in Europe. Deliverable 3.1 report. EuroPruning project, 2014 <http://www.europruning.eu/web/lists/pubfiles.aspx?type=pubdeliverables>
5. B. Elbersen, I. Startisky, G. Hengeveld et al. Atlas of EU biomass potential. Deliverable 3.3 report. Biomass Futures Project, 2012 https://ec.europa.eu/energy/intelligent/projects/sites/iee-projects/files/projects/documents/biomass_futures_atlas_of_technical_and_economic_biomass_potential_en.pdf
6. D. Garcia-Galindo, A. Rezeau, A. Samper et al. Setting up and running sustainable supply of woody biomass from agrarian pruning and plantation removal. Scope and European initiative. Proc. of 24th European Biomass Conference and Exhibition, 6-9 June 2016, Amsterdam, the Netherlands, p. 1760-1765.
7. D. Garcia-Galindo, M. Gomez-Palmero, E. Pueyo et al. Agricultural pruning as biomass resource: generation, potentials and current fates. An approach to its state in Europe. Proc. of 24th European Biomass Conference and Exhibition, 6-9 June 2016, Amsterdam, the Netherlands, p. 1579-1595.
8. CERTH. Flagship success cases update v1. Deliverable 6.3 report. uP-running project, 2017 <http://www.up-running.eu/observatory-of-appr->

experiences/

**PROSPECTS FOR USING BIOMASS FROM
AGRARIAN PRUNING AND PLANTATION
REMOVAL IN UKRAINE**

**Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Drahniev S.V.,
Bashtovyi A.I.**

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

The potential, state of the art and prospects for the production of biofuel and energy from biomass obtained from agrarian pruning and plantation removal in the EU are presented in the paper. This type of biomass is comparatively new from the point of view of its use for energy. The issue is under active study and development in the European Union. There is a number of examples of successfully implemented commercial projects in some European countries. The paper analyzes the place of wood biomass in the biomass energy potential and its practical use in Ukraine. The contribution of wood biomass to the potential is comparatively small, about 12 %. As for the use of the biomass potential, the situation is quite opposite. Wood is the most actively used type of biomass in Ukraine, over 83% of its total energy potential. Of the wood biomass, firewood is mostly used but Ukraine also has good preconditions for involving biomass obtained from agrarian pruning and plantation removal in the energy sector. At present the use of such biomass for energy is very limited in the country. Mainly it can be explained by not sufficient awareness of potential suppliers and consumers about such possibility, absence of respective experience, and complicated logistics. EU Horizon 2020 uP_runing project is aimed to study experience of European leaders in using biomass from agrarian pruning and plantation removal for energy and support transfer of the knowledge to other European countries including Ukraine. In Ukraine, the activity within the project will be focused on logistics issues and practical implementation of several demonstration chains for biomass procurement and use for energy.

References 8, tables 4.

Key words: bioenergy, biomass, biofuel, biomass potential, biomass from agrarian pruning

1. Zheliezna T.A., Geletukha G.G., Bashtovyi A.I. Analiz mozhyvosti otrymannia derevnoho palyva z dodatkovykh dzherel v Ukraini [Analysis of possibility to obtain wood fuel from additional sources in Ukraine], Promyslova teplotekhnika [Industrial Heat Engineering]. – 2016, V. 38, № 4, P. 71-77. (Ukr)

2. EU 7th Framework Program EuroPruning project <http://www.europruning.eu/>

3. EU Horizon 2020 uP_runing project <http://www.up-running.eu/>

4. CIRCE. Mapping and analysis of the pruning biomass potential in Europe. Deliverable 3.1 report. EuroPruning project, 2014 <http://www.europruning.eu/web/lists/pubfiles.aspx?type=pubdeliverables>

5. B. Elbersen, I. Startisky, G. Hengeveld et al. Atlas of EU biomass potential. Deliverable 3.3 report. Biomass Futures Project, 2012

https://ec.europa.eu/energy/intelligent/projects/sites/iee-projects/files/projects/documents/biomass_futures_atlas_of_technical_and_economic_biomass_potential_en.pdf

6. D. Garcia-Galindo, A. Rezeau, A. Samper et al. Setting up and running sustainable supply of woody biomass from agrarian pruning and plantation removal. Scope and European initiative. Proc. of 24th European Biomass Conference and Exhibition, 6-9 June 2016, Amsterdam, the Netherlands, p. 1760-1765.

7. D. Garcia-Galindo, M. Gomez-Palmero, E. Pueyo et al. Agricultural pruning as biomass resource: generation, potentials and current fates. An approach to its state in Europe. Proc. of 24th European Biomass Conference and Exhibition, 6-9 June 2016, Amsterdam, the Netherlands, p. 1579-1595.

8. CERTH. Flagship success cases update v1. Deliverable 6.3 report. uP-running project, 2017

<http://www.up-running.eu/observatory-of-app-experiences/>

Отримано 09.01.2018

Received 09.01.2018