

# Экспериментальное исследование теплообмена в пучках волнистых труб водогрейного котла

<sup>1</sup>ДОСТИЯРОВ Абай Мухамедиярович, д.т.н., профессор, dost51@mail.ru,

<sup>1</sup>КУМАРГАЗИНА Мадина Бақытжановна, докторант, kumargazina.madina@gmail.com,

<sup>1</sup>\*АЙДЫМБАЕВА Жанар Абдешевна, PhD, доцент, diararu@mail.ru,

<sup>1</sup>НАО «Алматинский университет энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева», Казахстан, Алматы, ул. А. Байтурсынова, 126/1,

\*автор-корреспондент.

**Аннотация.** Рассмотрена возможность интенсификации теплообмена путем применения волнистых труб и мембраны между ними. Известно, что теплообмен в изогнутых трубах и каналах типа змеевиков протекает более интенсивно, чем в прямых. Повышение интенсивности теплообмена и использования двусветных экранов позволят снизить габариты котельного агрегата, что улучшат его технические характеристики. С этой целью проведены экспериментальные исследования теплообмена и сопротивления в пучках волнистых труб при двух направлениях потока: в плоскостигиба труб и в плоскости, перпендикулярнойгибу труб. Так, для потока в направлениигиба труб теплообмен и сопротивление на 9% выше, чем в пучках прямых труб. А для потока перпендикулярногоплоскостигиба волнистых труб, теплообмен на 13%, а сопротивление на 20% выше, чем в пучках прямых труб. Для дальнейшего повышения теплообмена предлагается использовать оребрение установкой мембран между волнистыми трубами.

**Ключевые слова:** теплообмен, волнистые трубы, водогрейный котельный агрегат, коэффициент теплоотдачи, коэффициент теплопередачи, коэффициент гидравлического сопротивления, пучок труб, критерий Нуссельта, критерий Рейнольдса, интенсификация теплообмена.

**Введение.** На основе анализа развития современных водогрейных котлоагрегатов намечены пути улучшения их характеристик за счет использования двусветных экранов [1, 2]. С другой стороны, известно, что для интенсификации теплообмена в трубах необходима турбулизация потока в ней, т.е. вместо прямых труб можно использовать волнообразные трубы в двусветном экране. В работах [3, 4, 5] отмечаются возможности повышения коэффициента теплоотдачи в волнистых трубах от 1,35 до 2,0. Известны также другие решения интенсификации теплопередачи [6, 7], оребрение поверхности нагрева. Таким образом, в двусветном экране между двумя волнистыми трубами привариваются мембраны, которые служат оребрением и интенсифицируют коэффициент теплоотдачи в новом водогрейном котле от продуктов сгорания к воде в трубах.

При использовании волнистых труб в двусветных экранах водогрейных котлов возникает необходимость исследования влияния их на теплообмен в пучках по сравнению с прямыми трубами. Поэтому проведены экспериментальные исследования теплообмена и сопротивления в пучках волнистых труб при двух направлениях потока горячих газов (продуктов сгорания топлива). Исследовался параллельный поток продуктов сгорания

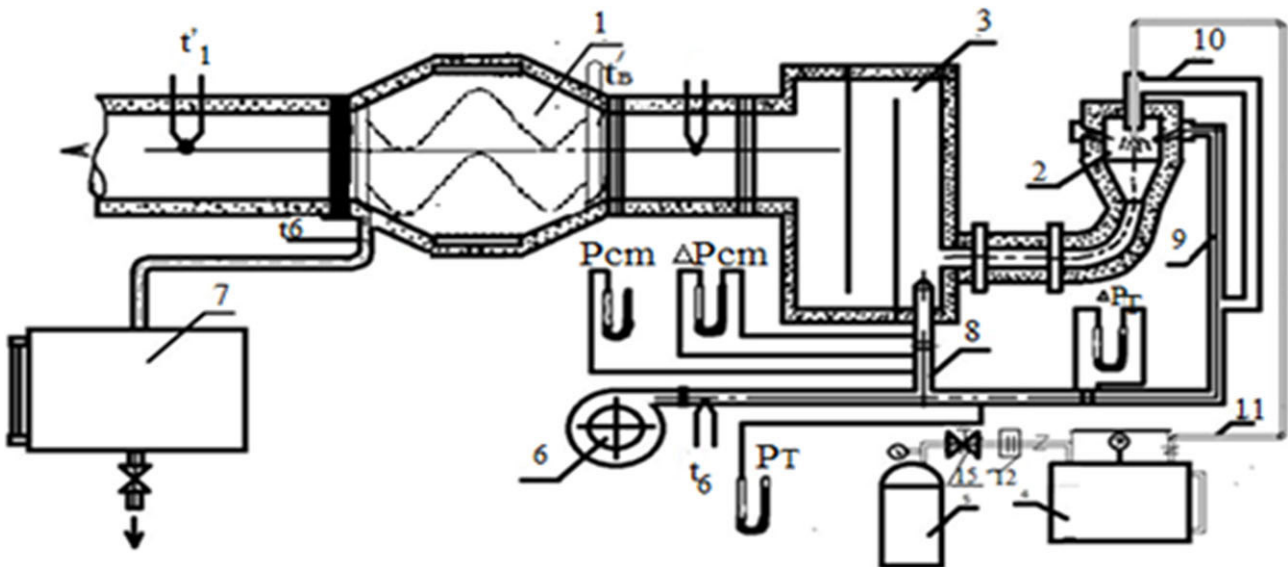
к пучку волнистых труб и в плоскости, перпендикулярной к пучку волнистых труб.

**Методы исследования.** Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 1. Модель теплообменника представляет собой трубчатый водонагреватель из пучка волнистых труб. Трубный пучок выполнен из пяти рядов труб. В пучке волнистых труб, в плоскости, параллельной направлению потока горячих газов, продольный шаг постоянный  $S_1 = 30$  мм. В пучке же волнистых труб в плоскости, перпендикулярной направлению потока, продольный шаг  $S_2 = 24$  мм.

В качестве теплоносителя приняты продукты сгорания солярки или сжиженного газа. Горение пропана, подаваемого из баллона 5, осуществляется в топке 2, имеющей стальной кожух, обмурованный изнутри огнеупорным бетоном толщиной 100 мм. Расход газа измеряется счетчиком 12.

Подача воздуха в топку осуществляется по двум каналам: первичный воздух 10 подается через патрубок, окружающий форсунку, а вторичный 9 по кольцевой камере, имеющей восемь подводных патрубков, направленных навстречу газовому потоку.

Подача топлива регулировалась игольчатым вентилем; кроме того, форсунка имела два съемных распылителя с возможностью подачи резерв-



1 – зона установки исследуемого пучка труб; 2 – камера сгорания; 3 – зона смешения с воздухом; 4 – бак с жидким топливом (солярка); 5 – газовый баллон с пропаном; 6 – вентилятор; 7 – мерный бак расхода воды; 8 – канал для холодного воздуха; 9 – труба подачи вторичного воздуха в камеру сгорания; 10 – труба подачи первичного воздуха в камеру сгорания; 11 – трубка подачи топлива; 12 – счетчик замера газового топлива; 13 – игольчатый вентиль

Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки

ного жидкого топлива (солярки) из бака 4, расход определяется по уровню (согласно тарировке).

Продукты сгорания из топки подавались в зону смешения 3, где после смешения с холодным воздухом 8 их температура доводилась до 220–320°C.

Для увеличения скорости воды и соответственно критерия Рейнольдса охлаждающая вода из водопровода проходила последовательно через пять рядов труб, затем поступала в мерный бак 7 и после измерения объема сбрасывалась в канализацию.

Для снижения тепловых потерь теплообменная часть установки была изолирована асбозуристовым слоем толщиной 80–100 мм.

Для устранения загрязнений поверхности нагрева теплообменника сажей и копотью в момент розжига топка имеет откатное устройство, позволяющее производить розжиг без соединения её с теплообменной частью и с выбросом газов в момент разогрева в атмосферу. Соединение топки с теплообменной частью осуществлялось только после достаточного её разогрева и стабилизации процесса горения без копоти и при прозрачном потоке.

**Методика измерения и обработки экспериментальных данных.** Перед выполнением экспериментальных исследований была изучена методика [8, 9, 10] и при проведении эксперимента производилось измерение величин, указанных в таблице.

Измерения давления воздуха перед диафрагмами и перепада давления на них осуществлялись U-образными манометрами. Расход пропана измерялся счетчиком. Температура газа после смесителя и на выходе из теплообменника из-

мерялась хромель-копелевыми термопарами. Обе термопары через переключатель соединялись с цифровым потенциометром. Измерение перепада давления на рабочем участке производилось при помощи трубок полного давления и микроманометром.

Температура изоляции, окружающей среды и воздуха перед диафрагмой измерялась хромель-копелевыми термопарами, выведенными на электронный автоматический потенциометр. Барометрическое давление и относительная влажность воздуха определялись соответственно барометром-анероидом и психрометром.

Температура холодной и горячей воды измерялась ртутными термометрами с ценой деления 0,1°C, установленными на входе в пучок и на выходе из него. Время заполнения бака фиксировалось секундомером. Все измерения проводились только после достижения стационарного теплового режима. Обычно установление стационарного режима наступало через 3 часа после пуска установки. За время опыта запись показаний приборов производилась 3 раза.

Техническая достижимость результатов показывает, что в каждом опыте во всех приборах показания фиксировались (снимались) 3 раза, но количество опытов было в каждом случае не менее 5÷7, что видно из приведенных графиков в статье.

Коэффициент теплоотдачи от газа к стенке трубы  $\alpha_1$ , без учета влияния лучистого теплообмена между металлической стенкой и трубным пучком, определялся аналитически по экспериментально полученным значениям коэффициента теплопередачи  $K$  и коэффициента теплоотдачи стенки к воде  $\alpha_2$ , с учетом термического сопротив-

Измеренные величины		
Наименование величины	Обозначение	Ед. измерения
Перепад давления (на диафрагме) воздуха, поступающего в топку	$\Delta P_T$	мм.вод.ст
Давление (перед диафрагмой) воздуха, поступающего в топку	$P_T$	мм.вод.ст
Перепад давления (на диафрагме) воздуха, поступающего в зону смешения	$\Delta P_{CM}$	мм.вод.ст
Давление (перед диафрагмой) воздуха, поступающего в смеситель	$P_{CM}$	мм.вод.ст
Температура воздуха перед диафрагмой	$t_B$	°С
Температура газа после зоны смешения	$t'_r$	°С
Температура газа на выходе из теплообменника	$t''_r$	°С
Температура воды на входе в теплообменник	$t'_B$	°С
Температура воды на выходе из теплообменника	$t''_B$	°С
Барометрическое давление	$B$	мм.рт.ст
Относительная влажность воздуха	$\varphi$	%
Температура окружающей среды	$t_{o.c}$	°С
Расход воды	$G$	кг/ч
Расход пропана	$G_r$	м <sup>3</sup> /ч
Давление подачи топлива	$P_{п.т}$	кг/см <sup>2</sup>
Расход жидкого топлива	$G_T$	л/ч
Перепад давления газа на рабочем участке	$\Delta P_{э.у}$	мм.вод.ст.
Температура изоляции	$t_{из}$	°С

ления стенки:

$$\frac{1}{\alpha_1} = \frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha_2} - \frac{\delta}{\lambda}. \quad (1)$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воде  $\alpha_2$  исследовался на двух моделях волнистых труб: с оптимальными геометрическими  $\frac{d}{R} = 0.258$ ,  $\varphi = 86^\circ$ , к которым близки геометрические параметры труб пучка ( $\frac{d}{R} = 0.262$ ,  $\varphi = 85^\circ$ ) и  $\frac{d}{R} = 0.258$ ,  $\varphi = 129^\circ$ . Исследования на двух моделях с  $\frac{d}{R} \neq idem$  и  $\varphi \neq idem$  позволили не только проанализировать влияние угла  $\varphi$  на коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$ , но и провести сопоставление коэффициентов теплоотдачи, полученных в указанных волнистых трубах при течении в них воды и воздуха, то есть определить влияние на теплообмен физических свойств жидкости.

Экспериментальные модели обогревались переменным электрическим током большой силы (750-800 А) и низкого напряжения (3-4 В), пропускаемым непосредственно по стенке трубы. Измерялись следующие параметры: сила тока и перепад напряжения на рабочем участке модели, температура стенки трубы и наружной поверхности изоляции, температура воды на входе и на выходе из рабочего участка и расход воды. Тепловой баланс сводился между теплом, подведенным электрическим током (с учетом тепла через теплоизоляцию), и теплом, полученным нагреваем

мой водой.

Коэффициента теплоотдачи  $\alpha_2$  определялся по формуле:

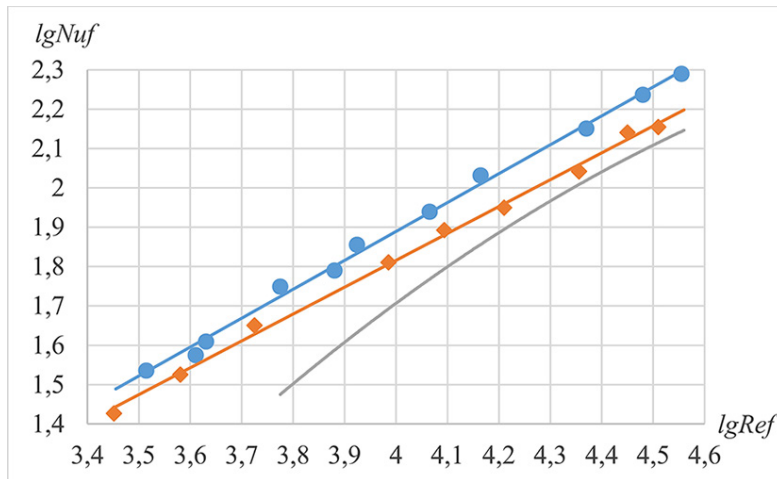
$$\alpha_2 = \frac{Q_B}{\Delta t \cdot F}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}, \quad (2)$$

где  $Q_B$  – тепло, полученное водой, ккал/ч;  $\Delta t$  – температурный напор между стенкой и водой, °С;  $F$  – рабочая поверхность нагрева, м<sup>2</sup>.

**Результаты исследования и обсуждение.** Зависимости  $Nu_f = f(Re_f)$  при  $Re_f = 2500 \div 40000$  показаны на рисунке 2. Здесь же приведена для сравнения зависимость  $Nu_f = f(Re_f)$  для прямой трубы, вычисленная по [11]. Как видно из рисунка 2, на процесс теплообмена оказывает угол кривизны  $\varphi$ , и физические свойства жидкости. В модели с оптимальными геометрическими параметрами  $\frac{d}{R} = 0.262$ ,  $\varphi = 85^\circ$  коэффициент теплоотдачи от стенки к воде в среднем в 1,2 раза больше, чем модели с  $\frac{d}{R} = 0.258$ ,  $\varphi = 129^\circ$  (при воздухе – 1,25 раза) и в 1,45-1,5 раза больше, чем в прямой трубе (при воздухе – в 2 раза).

Экспериментальные результаты, полученные в процессе исследования теплообмена между стенкой и водой на двух моделях волнистых труб при  $Re_f = 2500 \div 40000$ , могут быть описаны следующими зависимостями:

$$Nu_f = 0,0933 Re_f^{0,73} \text{ для } \frac{d}{R} = 0.258, \varphi = 86^\circ,$$



—  $\frac{d}{R} = 0.258, \varphi = 86^\circ$ ; —  $\frac{d}{R} = 0.258, \varphi = 29^\circ$ ; — прямая труба

Рисунок 2 – Теплообмен при течении воды в волнистых трубах

В графиках зависимость критерия Nu от критерия Re приведена в логарифмах, поэтому параллельны и линейны.

$$Nu_f = 0,168Re_f^{0,68} \text{ для } \frac{d}{R} = 0.258, \varphi = 129^\circ.$$

Коэффициент теплопередачи определялся по формуле:

$$K = \frac{Q}{\Delta t' \cdot F'}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}, \quad (3)$$

где  $\Delta t'$  – температурный напор между водой и газом, °C;  $F'$  – рабочая поверхность нагрева пучка, м<sup>2</sup>;  $Q = \frac{(Q_B + Q_{\text{вв}}) + (Q_{\Gamma} + Q_{\text{сг}})}{2}$  – расчетное количество тепла, ккал/ч.

Влияние теплообмена между металлическими стенками и пучком учитывалось по методике, изложенной в [12].

$$\alpha_k = \frac{\alpha_1}{K}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}, \quad (4)$$

где  $\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией от газа к стенке трубы, ккал/м<sup>2</sup>·ч·°C;  $K$  – прирост коэффициента теплоотдачи за счет излучения.

Коэффициент гидродинамического сопротивления пучка труб определялся по формуле:

$$\xi = \frac{2g \cdot \Delta P_{\text{э.г}}}{u^2 \gamma}, \quad (5)$$

где  $\Delta P_{\text{э.г}}$  – перепад давления на рабочем участке, мм.вод.ст;  $\gamma$  – удельный вес воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $u$  – скорость воздуха в пучке, м/с.

Хотя, в отличие от опытов по изучению теплообмена, определение коэффициента гидравлического сопротивления производилось при движении воздуха, значения критерия Рейнольдса в обоих случаях были практически одинаковы.

Новизна материала заключается в результатах экспериментальных исследований пучка волнообразных труб. Исследования процесса теплообмена в пучках проводились при значениях критерия  $Re_f$  от 2200 до 5500 и значениях скорости от 7 до

20 м/с. Температура газа изменялась в пределах от 215 до 300°С. И в водогрейных котлах, и в наших экспериментах давление создается насосом, и избыточное давление составляет от 10,0 до 20,0 ати. В экранах водогрейных котлов паровоздушная смесь не образуется, как в энергетических котлах.

Тепловой баланс сводился между теплом, полученным водой, и теплом, отданным газовым потоком (с учетом потерь тепла через изоляцию). Невязка теплового баланса не превышала ±6%.

Так как продукты сгорания, выходящие из топки, разбавлялись в смесителе воздухом в пропорции порядка 1:6, их физические константы принимались таким же, как и для воздуха.

В результате проведения эксперимента были получены опытные точки, характеризующие зависимость между критериями Нуссельта и Рейнольдса (рисунок 3).

При поперечном обтекании пучка волнистых труб с продольным шагом  $S = 30$  значения критерия Нуссельта как функции от критерия Рейнольдса были обобщены формулой  $Nu_f = 0,292Re_f^{0,6}$ .

Для сравнения по методике, приведенной [12], была рассчитана зависимость  $Nu_f = f(Re_f)$  для пучка прямых труб диаметром 14 мм при продольном обтекании с шагом  $S = 24$  мм при средней температуре потока 260°С и теплоносителя-воздухе. Для этих условий  $Nu_f = 0,259Re_f^{0,6}$ . При продольном обтекании пучка волнистых труб с шагом  $S = 24$  мм значения критерия Нуссельта как функции от критерия Рейнольдса были обобщены формулой  $Nu_f = 0,279Re_f^{0,6}$ . Зависимость  $Nu_f = f(Re_f)$ , рассчитанная для пучка прямых труб диаметром 14 мм при поперечном обтекании с шагом  $S = 30$  мм, описывается формулой  $Nu_f = 0,267Re_f^{0,6}$ . Исследование гидродинамики производилось при значениях критерия  $Re_f$  от 4000 до 8500 и скоростях в пучке от 5 до 11 м/с.

Результаты представлены на рисунке 4.

Зависимость коэффициента сопротивления поперечного обтекаемого пучка с неравномерным поперечным шагом  $S_1$  ( $S_{1max} = 34$  мм и  $S_{1min} = 28$  мм) от критерия Рейнольдса выражается формулой  $\xi = 23,6Re_f^{-0,27}$ . Для сравнения с ней рассчитана зависимость  $\xi = f(Re_f)$  при  $S = 30$  мм:  $\xi = 19,2Re_f^{-0,27}$ .

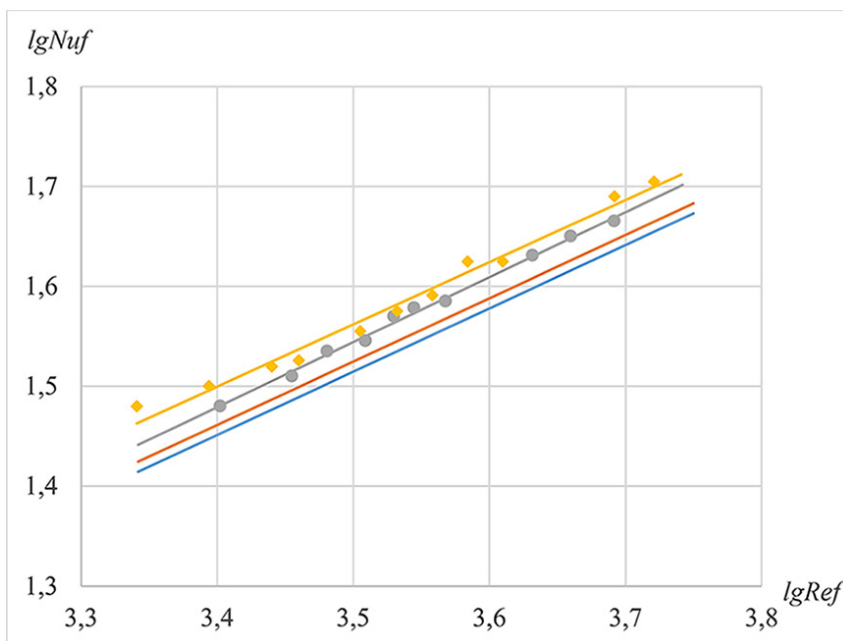
При поперечном обтекании с продольным шагом  $S = 24$  мм  $\xi = 20,4Re_f^{-0,27}$ . Зависимость  $Nu_f = f(Re_f)$ , которая рассчитана по известной методике [11] с продольным шагом  $S = 24$  мм описывается формулой  $\xi = 19,2Re_f^{-0,27}$ .

**Выводы**

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

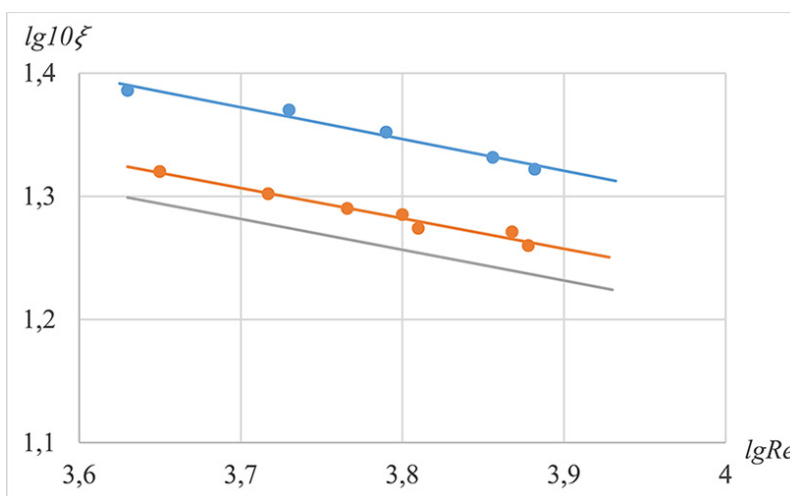
1. В результате анализа экспериментальных данных по теплообмену установлена возможность повышения коэффициента теплоотдачи в волнистых трубах. Он зависит от радиуса изгиба и угла кривизны.

2. Экспериментальные исследования теплообмена и сопротивления в пучках волнистых труб при двух направлениях потока: в плоскостигиба труб и в плоскости, перпендикулярной гибу труб.



— при поперечном обтекании, с  $S = 30$  мм; — при продольном обтекании, с  $S = 24$  мм;  
 — расчет с  $S = 30$  мм; — расчет с  $S = 24$  мм

Рисунок 3 – Сравнение теплообмен в пучках волнистых и прямых труб



— при поперечном обтекании, с шагом  $S = 30$  мм; — при продольном обтекании, с шагом  $S = 24$  мм;  
 — для пучка прямых труб

Рисунок 4 – Сопротивление в пучках волнистых труб

Так, для потока в направлениигибагиб труб теплообмен и сопротивление на 9% выше, чем в пучках прямых труб. А для потока перпендикулярного плоскостигиба волнистых труб теплообмен на 13%, а сопротивление на 20% выше, чем в пучках прямых труб.

3. Так как в водогрейном котлоагрегате направление потока продуктов сгорания параллельно плоскостигибов волнистых труб в двухцветном экране, предусмотрены мембраны, что повысит коэффициент теплопередачи.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Орумбаев Р.К., Кибарин А.А., Коробков М.С., Ходанова Т.В. Вопросы применения двухцветных экранов с целью повышения тепловой эффективности водогрейных котлов средней тепловой мощности в Казахстане // Вестник Казахстанско-Немецкого Университета. – 2017. – № 2 (9). – С. 28-36.
2. Орумбаев Р.К., Волков А.Ф., Кибарин А.А., Коробков М.С. Результаты исследований водогрейного котла кВа-1,0 с коаксиальным двухцветным экраном // Научно-технический журнал «Вестник Алматинского университета энергетики и связи». – Алматы: НАО «АУЭС», 2016. – № 4. – С. 5-14.
3. Мигай В.К., Быстров П.Г. Интенсификация теплообмена в волнистых трубах // Теплоэнергетика. – 1976. – № 11. – С. 74-76.
4. Aziz Nakan Altun, Soner Ors, Sercan Dogan. Investigation of effects on turbulent heat transfer of twisted wavy tape elements in the tube // International Journal of Thermal Sciences. – Volume 185. – March 2023. – 108068.
5. Zuzana Brodnianská, Stanislav Kotšmíd. Intensification of convective heat transfer in new shaped wavy channel configurations // International Journal of Thermal Sciences. – Volume 162. – April 2021. – 106794.
6. Инаятов А.Я., Михеев М.А. Теплоотдача при продольном омывании пучка труб. – Теплоэнергетика. – 1957. – № 3. – С. 48-50.
7. Уваров В.В. Газовые и газотурбинные установки. – Москва: Высшая школа, 1970. – 320 с.
8. Хартман К. и др. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов. – М.: Мир, 1997. – 231с.
9. Семенов Б.А. Инженерный эксперимент в промышленной теплотехнике, теплоэнергетике и теплотехнологиях. – СПб: «Лань», 2013.
10. Лавров В.В., Спиринов Н.А. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента. Екатеринбург: Изд-во УГТУ, 2004.
11. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – 2-е изд., стереотип. – Москва: Энергия, 1977. – 344 с.
12. Сподыряк Н.Т. Интенсификация теплообмена путем применения излучателей // Известия вузов. Энергетика. – № 10. – 1960.

### Су жылыту қазандығының толқынды құбырларындағы жылу алмасуды эксперименттік зерттеу

<sup>1</sup>ДОСТИЯРОВ Абай Мухамедиярович, т.ф.д., профессор, dost51@mail.ru,

<sup>1</sup>КУМАРГАЗИНА Мадина Бақытжановна, докторант, kumargazina.madina@gmail.com,

<sup>1</sup>\*АЙДЫМБАЕВА Жанар Абдешевна, PhD, доцент, diararu@mail.ru,

<sup>1</sup>«Ғұмарбек Дәукеев атындағы Алматы энергетика және байланыс университеті» КеАҚ, Қазақстан, Алматы, А. Байтұрсынұлы көшесі, 126/1,

\*автор-корреспондент.

**Аңдатпа.** Толқынды құбырлар мен олардың арасындағы мембрананы қолдану арқылы жылу алмасуды күшейту мүмкіндігі қарастырылған. Иілген құбырлар мен катушкалар түріндегі арналардағы жылу алмасу түзу сызықтарға қарағанда қарқынды жүретіні белгілі. Жылу алмасу қарқындылығын арттыру және екі жарықты экрандарды пайдалану қазандық қондырғысының өлшемдерін азайтуға мүмкіндік береді, бұл оның техникалық сипаттамаларын жақсартады. Осы мақсатта толқынды құбырлар шоғырындағы жылу алмасу мен кедергіні ағынның екі бағытында: құбырлардың иілу жазықтығында және құбырлардың иілуіне перпендикуляр жазықтықта эксперименттік зерттеулер жүргізілді. Сонымен, құбырлардың иілу бағытындағы ағын үшін жылу алмасу және кедергі тікелей құбырларға қарағанда 9% жоғары. Толқынды құбырлардың иілу жазықтығына перпендикуляр ағын үшін жылу алмасу 13%-ға, ал кедергі түзу құбырларға қарағанда 20%-ға жоғары. Жылу алмасуды одан әрі арттыру үшін толқынды құбырлар арасында мембраналарды орнату арқылы қырқуды қолдану ұсынылады.

**Кілт сөздер:** жылу алмасу, толқынды құбырлар, су жылытатын қазандық қондырғысы, жылу беру коэффициенті, жылу беру коэффициенті, гидравликалық кедергі коэффициенті, құбырлар шоғыры, Нуссельт критерийі, Рейнольдс критерийі, жылу алмасуды күшейту.

### Experimental Study of Heat Transfer in Bundles of Wavy Pipes of a Hot-water Boiler

<sup>1</sup>DOSTIYAROV Abay, Dr. of Tech. Sci., Professor, dost51@mail.ru,

<sup>1</sup>KUMARGAZINA Madina, Doctoral Student, kumargazina.madina@gmail.com,

<sup>1</sup>\*AIDYMBAYEVA Zhanar, PhD, Associate Professor, diararu@mail.ru,

**Abstract.** *The possibility of intensifying heat exchange by using wavy pipes and a membrane between them is considered. It is known that heat exchange in curved pipes and channels of the coil type proceeds more intensively than in straight ones. Increasing the intensity of heat exchange and the use of double-light screens will reduce the dimensions of the boiler unit, which will improve its technical characteristics. For this purpose, experimental studies of heat transfer and resistance in bundles of wavy pipes have been carried out in two flow directions: in the plane of bending of pipes and in the plane perpendicular to the bending of pipes. So, for the flow in the direction of bending pipes, heat transfer and resistance are 9% higher than in bundles of straight pipes. And for a flow perpendicular to the bending plane of wavy pipes, the heat exchange is 13%, and the resistance is 20% higher than in bundles of straight pipes. To further increase heat transfer, it is proposed to use finning by installing membranes between wavy pipes.*

**Keywords:** *heat transfer, wavy pipes, hot water boiler unit, heat transfer coefficient, heat transfer coefficient, hydraulic resistance coefficient, pipe bundle, Nusselt criterion, Reynolds criterion, heat transfer intensification.*

## REFERENCES

1. Orumbaev R.K., Kibarin A.A., Korobkov M.S., Hodanova T.V. Voprosy primeneniya dvusvetnyh jekranov s cel'ju povysheniya teplovoj jeffektivnosti vodogrejnnyh kotlov srednej teplovoj moshhnosti v Kazahstane [Issues of the use of double-light screens in order to increase the thermal efficiency of medium-heat boilers in Kazakhstan]. Vestnik Kazahstansko-Nemeckogo Universiteta. – 2017. – No. 2 (9). – Pp. 28-36.
2. Orumbaev R.K., Volkov A.F., Kibarin A.A., Korobkov M.S. Rezul'taty issledovanij vodogrejnogo kotla kVa-1,0 s koaksial'nym dvusvetnym jekranom [Results of studies of a kVA-1,0 hot water boiler with a coaxial two-light screen]. Nauchno-tehnicheskij zhurnal «Vestnik Almatinskogo universiteta jenergetiki i svjazi». – Almaty: NAO «AUJeS», 2016. – No. 4. – Pp. 5-14.
3. Migaj V.K., Bystrov P.G. Intensifikacija teploobmena v volnistyh trubah [Intensification of heat exchange in wavy pipes]. Teplojenergetika. – 1976. – No. 11. – Pp. 74-76.
4. Aziz Hakan Altun, Soner Ors, Sercan Dogan. Investigation of effects on turbulent heat transfer of twisted wavy tape elements in the tube. International Journal of Thermal Sciences. – Volume 185. – March 2023. – 108068.
5. Zuzana Brodnianská, Stanislav Kotšmíd. Intensification of convective heat transfer in new shaped wavy channel configurations. International Journal of Thermal Sciences. – Volume 162. – April 2021. – 106794.
6. Inajatov A.Ja., Miheev M.A. Teplootdacha pri prodol'nom omyvanii puchka trub [Heat transfer during longitudinal washing of a bundle of pipes]. Teplojenergetika. – 1957. – No. 3. – Pp. 48-50.
7. Uvarov V.V. Gazovye i gazoturbinye ustanovki [Gas and gas turbine installations]. Moscow: Vysshaja shkola, 1970. – 320 p.
8. Hartman K. i dr. Planirovanie jeksperimenta v issledovanii tehnologicheskikh processov [Planning an experiment in the study of technological processes]. – Moscow: Mir, 1997. – 231 p.
9. Semenov B.A. Inzhenernyj jeksperiment v promyshlennoj teplotehnike, teplojenergetike i teplotehnologijah [Engineering experiment in industrial heat engineering, heat power engineering and heat technologies]. – Saint Petersburg: «Lan'», 2013.
10. Lavrov V.V., Spirin N.A. Metody planirovanija i obrabotki rezul'tatov inzhenernogo jeksperimenta [Methods for planning and processing the results of an engineering experiment]. Ekaterinburg: Publ. UGTU, 2004.
11. Miheev M.A., Miheeva I.M. Osnovy teploperedachi [Fundamentals of heat transfer]. 2-e izd., stereotip. – Moscow: Jenergija, 1977. – 344 p.
12. Spodyrjak N.T. Intensifikacija teploobmena putem primeneniya izluchatelej [Intensification of heat exchange through the use of radiators] // Izvestija vuzov. Jenergetika. – No. 10. – 1960.