

УДК 536.25

**Г. С. Сидорик**

Белорусский государственный технологический университет

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ  
ТЕПЛОВЫХ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ  
СМЕШАННО-КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА  
КРУГЛОРЕБРИСТЫХ ТРУБ И ПУЧКОВ**

Разработан экспериментальный стенд для исследования свободной и смешанной конвекции, состоящий из короба, теплообменного пучка, контрольно-измерительной аппаратуры, вытяжной шахты. Проведены тарировочные опыты по теплоотдаче для калориметрических труб с различными степенями черноты. Выполнен сравнительный анализ соответствия скорости воздуха, измеренной разными способами через соответствие массовых расходов. Установлено, что присосы и утечки воздуха по длине вытяжной шахты отсутствуют, а также созданная экспериментальная установка позволяет производить надежные измерения температуры и скорости потока охлаждающего воздуха. Определена погрешность опытных данных.

**Ключевые слова:** конвективный теплообмен, свободная конвекция, смешанная конвекция, калориметрическая труба, трубчатый электронагреватель, вытяжная шахта, число Нуссельта, число Рейля, коэффициент теплоотдачи, степень черноты, торцевые тепловые потери, относительная погрешность.

**G. S. Sidorik**

Belarusian State Technological University

**THE EXPERIMENTAL STAND FOR A RESEARCH  
OF THERMAL AND AERODYNAMIC PROCESSES OF MIXED CONVECTION HEAT  
EXCHANGE FOR ROUND-FUNED PIPES AND BUNCHES**

The experimental stand for a research of the free and mixed convection consisting of a box, a heat exchange bunch, the control instrumentation, the exhaust mine is developed. Testing experiments on a thermolysis for calorimetric pipes with various degrees of blackness are made. The comparative analysis of compliance of the speed of air measured in the different ways through compliance of mass expenses is made. It is established that osculum and leak of air on length of the exhaust mine are absent and also the created experimental installation allows to perform reliable measurements of temperature and speed of a stream of the cooling air. The error of skilled data is defined.

**Key words:** convective heat exchange, free convection, the mixed convection, calorimetric pipe, the tubular electric heater, the exhaust mine, Nusselt's number, Rayleigh's number, heat-exchange coefficient, blackness degree, face thermal losses, fractional accuracy.

**Введение.** Во многих конвективных процессах теплообмена, кроме вызываемой градиентами температуры свободной конвекции, присутствует также внешнее течение. Чаще всего конвекцию в целом рассматривают как преимущественно свободную или преимущественно вынужденную. Однако во многих технических системах процесс конвекции не является исключительно свободным или исключительно вынужденным, а оба вида играют существенную роль. Таким образом, возникает важный вопрос, в каких случаях течение является вынужденным, в каких свободным, а в каких нельзя пренебрегать ни тем, ни другим видом течения и необходимо анализировать режим совместного действия, а именно смешанную конвекцию. Также немаловажно определить влияние одного вида конвекции на другой и их общее взаимодействие на тепловые потоки, возни-

кающие в результате объединения механизмов вынужденной и свободной конвекции [1].

Практическая реализация свободной и смешанной конвекции круглорезистых поверхностей теплообмена изучена недостаточно широко ввиду того, что долгое время в энергетике не проводились исследования в области свободно- и смешанно-конвективной теплоотдачи, так как они считались малоактуальными.

Теплоотдача при свободной конвекции изучена в широком диапазоне геометрических параметров гладкотрубных пучков [2], одиночных ребренных труб, однорядных и многорядных ребристых пучков [3–6].

Смешанно-конвективный теплообмен около вертикальных поверхностей рассматривался в работах [7–10], для ребренных труб в модели воздушного конденсатора [11], а также для аппаратов воздушного охлаждения [12].

Интерес к изучению применения свободно- и смешанно-конвективной теплоотдачи возник сравнительно недавно ввиду усиленного внимания к проблемам ресурсо- и энергосбережения. Областью применения этих процессов являются химическая и нефтехимическая промышленность, металлургия, компрессорные станции с трубопроводами, электростанции, системы охлаждения оборотной воды в установках для кондиционирования, пищевая промышленность и т. д. [13, 14]. Обширная область применения свободной и смешанной конвекции актуализирует исследования по теплоотдаче и аэродинамике трубных пучков при малых скоростях воздуха.

В настоящее время известные существующие стенды не позволяют производить надежные исследования по теплоотдаче и аэродинамике пучков при смешанной конвекции.

Аэродинамическая труба [15] состоит из рабочей части, исследуемой модели, которая крепится специальными державками к стенке рабочей части или к аэродинамическим весам; сопла, выравнивающей решетки, диффузора, компрессора (вентилятора), направляющих лопаток, обратного канала, радиатора. В аэродинамической трубе [16] рабочая часть выполнена в виде вертикального диффузора, в начале которого размещены нагреватели для воздуха, которые с целью регулирования скорости воздушного потока в рабочей части трубы монтированы с возможностью перестановки по высоте, а в качестве нагревателей применены электрические нагревательные элементы в виде секток. В данных видах труб отсутствует возможность измерения аэродинамического сопротивления для теплообменных пучков, а также возможность обеспечить подобие по числу Рейнольдса, так как пропорционально уменьшению линейного размера необходимо увеличивать плотность или скорость потока.

В аэродинамической трубе для исследования тепловым локальным моделированием оребренных труб среднего диаметра [17], представляющей собой горизонтальный канал, включающий исследуемый пучок, ртутные термометры, трубки Прандтля, термосопротивление, микроанометры, электродвигатель, вентилятор, сосуд Дьюара, потенциометр, измерительный комплект и регулятор мощности, отсутствует возможность измерения теплоотдачи и коэффициентов сопротивления для теплообменных пучков при малых скоростях потока воздуха и небольших числах Рейнольдса.

Цель работы – разработка экспериментального стенда для исследования процессов теплоотдачи и аэродинамики свободно-конвективного и смешанно-конвективного теплооб-

мена в трубных пучках при малых числах Рейнольдса.

**Основная часть. Разработка экспериментального стенда.** Для изучения смешанно-конвективной теплоотдачи был создан экспериментальный стенд [18], позволяющий проводить исследования по теплоотдаче и аэродинамике пучков при малых числах Рейнольдса.

Экспериментальный стенд (рис. 1) состоит из камеры размером  $0,8 \times 0,8 \times 1$  м, которая использовалась для исключения влияния движения воздуха в помещении на условиях проведения эксперимента. Камера располагалась на высоте 1 м от пола на опорах и представляла собой замкнутую по периметру ширму, открытую сверху и снизу для свободного течения воздуха. Температура воздуха измерялась ртутным лабораторным термометром со шкалой  $0-50^\circ\text{C}$  и ценой деления  $0,1^\circ\text{C}$ , расположенным в углу камеры. Ртутные шарики термометров защищены от теплового излучения пучка экранами из алюминиевой фольги. В центре камеры размещен опытный однорядный горизонтальный пучок из обогреваемых переменным электрическим током труб, при этом одна из центральных обогреваемых труб (калориметр) в каждом ряду пучка содержит средства измерения средней температуры для вычисления приведенного коэффициента теплоотдачи.

ТЭНы обогреваемых труб пучка подключались параллельно к регулируемому масляному трансформатору (модель АОМН-40-220-75). Общая мощность, подаваемая на пучок труб, измерялась ваттметром (модель Д 57 класса точности 0,1). Температура на поверхности трубы-калориметра фиксировалась с помощью пяти хромель-алюмелевых термопар, которые через переключатель подключались к вольтметру (модель GDM-78341 класса точности 0,25). Термопары были заложены у основания ребер вдоль образующей трубы по винтовой линии на половине окружности трубы, считая, что вторая половина имеет симметричное поле температур. Мощность, подводимая к трубе-калориметру, измерялась ваттметром (модель К 505 класса точности 0,5). Температура воздуха  $t_0$  внутри камеры измерялась ртутным лабораторным термометром (с точностью  $0,1^\circ\text{C}$ ). Общий для всех термопар холодный спай помещался в сосуд Дьюара с тающим льдом.

Для создания смешанно-конвективного течения воздуха над экспериментальным пучком устанавливалась вытяжная шахта.

При установке вытяжной шахты над пучком общее гравитационное давление пучка и шахты равно их общему аэродинамическому сопротивлению:

$$\Delta p_{п}^{rp} + \Delta p_{ш}^{rp} = \Delta p_{п}^{cop} + \Delta p_{ш}^{cop}, \quad (1)$$

где  $\Delta p_{п}^{rp}$ ,  $\Delta p_{ш}^{rp}$  – гравитационное давление пучка и шахты;  $\Delta p_{п}^{cop}$ ,  $\Delta p_{ш}^{cop}$  – аэродинамическое сопротивление пучка и шахты.

Следовательно, влияние шахты на создание смешанного режима движения воздуха определяется создаваемым ею гравитационным давлением и аэродинамическим сопротивлением. Создаваемое гравитационное давление определяется ее высотой, а аэродинамическое сопротивление – главным образом сужением. Поэтому в экспериментальном стенде устанавливались два вида шахт.

Первым видом являлась шахта с прямоугольным основанием, переходящим через конфузур в цилиндрическую трубу диаметром 0,110 м, высотой  $H_{ш} = 0,52; 1,16; 1,48; 2,10$  м. Для снижения тепловых потерь шахта снаружи покрыта слоем минерального волокна толщиной 0,02–0,03 м. Схема экспериментальной ус-

тановки с данным видом шахты приведена на рис. 1, а.

Для снижения сопротивления вытяжной шахты за счет исключения влияния сужения, создаваемого конфузуром, устанавливался второй вид шахты из фанеры толщиной 0,004 м с прямоугольным основанием 0,383 × 0,313 м, высотой 0,52 м. Снаружи для снижения теплопотерь шахта покрыта слоем пенополиуретана толщиной 0,028 м и слоем минерального волокна толщиной 0,001 м. Схема экспериментальной установки с данным видом шахты приведена на рис. 1, б.

Скорость воздуха на входе в диффузор и на выходе из вытяжной шахты измерялась термоанемометром.

Для исследования влияния размера отверстия в вытяжной шахте с прямоугольным основанием на выходе устанавливались крышки с круглым отверстием различного диаметра: 0,105; 0,137; 0,160; 0,187; 0,205 м.

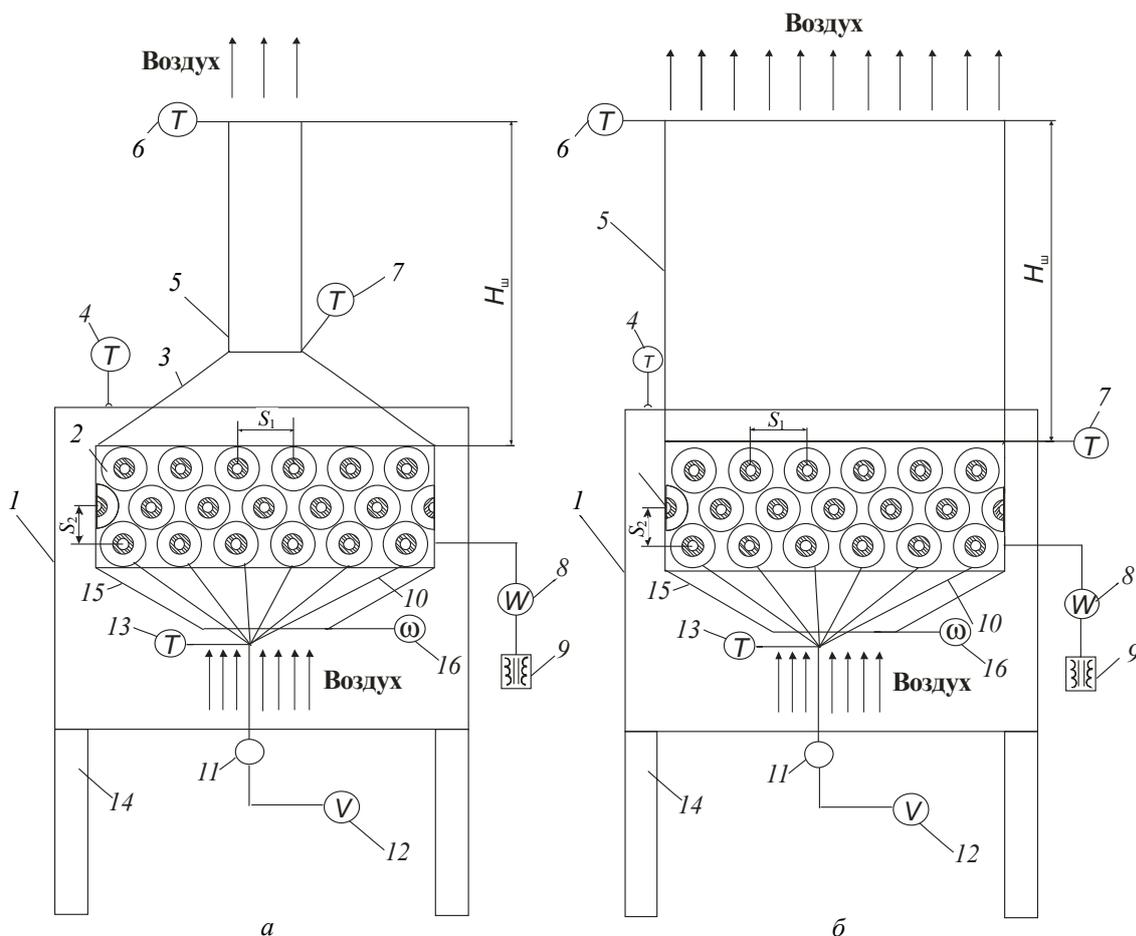


Рис. 1. Схема экспериментальной установки с вытяжной шахтой:

а – прямоугольного основания; б – с цилиндрической трубой;

- 1 – камера; 2 – оребренный горизонтальный пучок; 3 – конфузур; 4 – лабораторный термометр; 5 – вытяжная шахта; 6 – медь-константановая термопара; 7 – медь-константановая гипертермопара; 8 – ваттметр; 9 – трансформатор; 10 – хромель-алюмелевые термопары; 11 – переключатель; 12 – вольтметр; 13 – сосуд Дьюара; 14 – опоры; 15 – диффузор; 16 – термоанемометр

Крышки изготавливались из фанеры толщиной 0,01–0,015 м и для снижения теплопотерь покрывались слоем минерального волокна толщиной 0,004 м.

На рис. 2 представлена опытная модель трехрядного шахматного пучка, состоящего из биметаллических оребренных труб (пучки с другим количеством рядов имеют аналогичную конструкцию). Оребренные трубы и труба-калориметр располагались между двумя трубными досками. Трубные доски толщиной 5 мм выполнялись из термостойкой фанеры. С боковых сторон пучок ограничивался также термостойкой фанерой для предотвращения присосов воздуха по высоте пучка. Экспериментальный пучок располагался на металлических уголках.

Расположение труб в пучке характеризуется относительными шагами:  $\sigma_1 = S_1 / d$ ,  $\sigma_2 = S_2 / d$ , где  $S_1$  и  $S_2$  соответственно поперечный и продольный шаги расположения труб в пучке, мм;  $d$  – наружный диаметр ребра трубы, мм. Каж-

дый нечетный ряд состоял из шести обогреваемых труб, четный – из пяти обогреваемых труб и по бокам устанавливались полутрубки. Центральная труба в каждом ряду являлась калориметром. На торцах труб устанавливались фторопластовые втулки для предотвращения теплопотерь.

Конструкция опытной оребренной калориметрической трубы, на которой производились все измерения, изображена на рис. 3. Биметаллическая оребренная труба крепится в трубных досках из фанеры.

Нагреватель трубы представляет изготовленный на ОАО «Минский завод тэнов» стальной ТЭН диаметром  $d_{\text{ТЭН}} = 12,5$  мм, мощностью 320 Вт. Внутри ТЭНа находится спираль 4 из проволоки с высоким омическим сопротивлением и наполнитель из электротехнического периклаза марки ППЭ. Между ТЭНом и стенкой засыпался кварцевый песок дисперсным составом 0,16–0,32 мм.

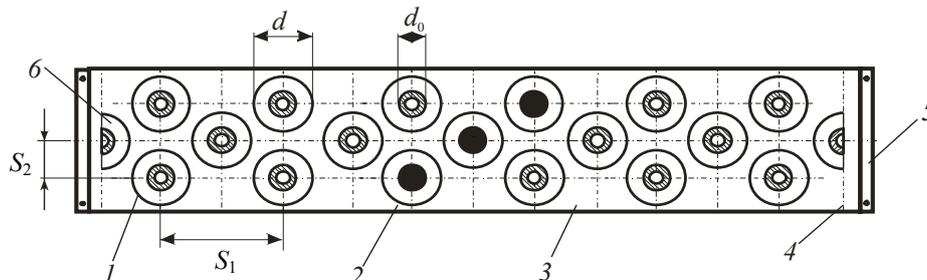


Рис. 2. Схема трехрядного экспериментального пучка

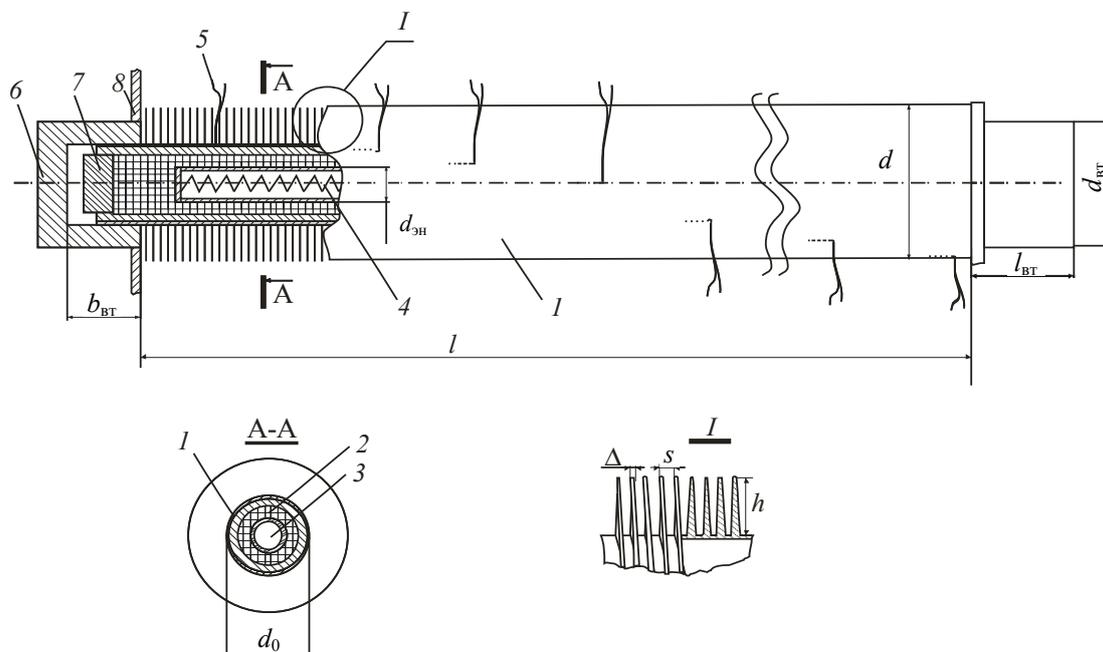


Рис. 3. Общий вид калориметрической трубы:

- 1 – биметаллическая ребристая труба; 2 – кварцевый песок;
- 3 – трубчатый электронагреватель (ТЭН); 4 – спираль ТЭНа;
- 5 – хромель-алюмелевые термопары; 6 – фторопластовая втулка;
- 7 – керамическая шайба; 8 – трубная доска из фанеры

Для измерения средней температуры поверхности калориметра у основания ребер заложено семь хромель-алюмелевых термопар вдоль образующей трубы, сдвинутых относительно друг друга на угловое расстояние  $30^\circ$ . Термопары были заложены у основания ребер вдоль образующей трубы по винтовой линии на половине окружности трубы, считая, что вторая половина имеет симметричное поле температур. Изолированные электроды термопар уложены в профрезерованные канавки размером  $40 \times 0,8 \times 0,8$  мм в стенке накатной алюминиевой ребристой оболочки и зачеканены свинцовой пластиной заподлицо с наружной поверхностью трубы диаметром  $d_0$ . Провода термопар имеют диаметры: хромелевый – 0,16 мм, алюмелевый – 0,12 мм. Предварительно термопары были протарированы с точностью  $0,1^\circ\text{C}$ .

Торцевые участки обогреваемых труб для уменьшения потерь теплоты защищены фторопластовыми втулками наружным диаметром  $d_{\text{вт}} = 45$  мм, длиной  $l_{\text{вт}} = 35$  мм. Проведенные ранее исследования показали [19], что суммарные торцевые потери трубы-калориметра практически линейно зависят от ЭДС. Это означает, что доля потерь теплоты от токопроводов и торцевых поверхностей втулок также имеет линейную зависимость от ЭДС.

В проводимых опытах использовались промышленные биметаллические оребренные трубы со спиральными накатными ребрами, применяемые в воздухоохлаждаемых теплообменниках. Для проведения экспериментальных исследований было изготовлено несколько идентичных по конструкции труб-калориметров со следующими параметрами: диаметр  $d = 56$ ; диаметр трубы по основанию  $d_0 = 26$ ; высота, шаг, средняя толщина ребра, соответственно  $h = 15$ ;  $s = 2,5$ ;  $\Delta = 0,5$ ; теплоотдающая длина оребрения трубы  $l = 300$ ; общая длина оребренной трубы  $l = 330$ . Коэффициент оребрения трубы составил  $\phi = 21$ .

Материал ребристой оболочки – алюминиевый сплав АД1М, материал несущей трубы – углеродистая сталь. Остальные трубы в опытных пучках были изготовлены из той же партии оребренных труб и имели конструкцию, идентичную трубам-калориметрам.

При исследовании конвективных потоков возникает вопрос качественного учета торцевых потерь ребристых калориметрических труб. Опыты по определению тепловых потерь были проведены в работе [20], где получена следующая зависимость:

$$Q_{\text{пот}} = -0,25764 + 0,15165 \cdot \Delta t_{\text{вт}}, \quad (2)$$

где  $\Delta t_{\text{вт}}$  – потери на втулках,  $^\circ\text{C}$ .

**Тарировочные опыты.** В работе [21] были проведены тарировочные опыты по теплоотдаче для калориметрических труб с различными степенями черноты. Для гладкой трубы полученные экспериментальные данные совпали с данными М. А. Михеева [22], для оребренной трубы – с данными А. В. Самородова [19]. Экспериментально полученное согласование зависимости чисел Нуссельта от чисел Рейля указывает на достоверность разработанной методики и качественную разработку системы измерения температуры.

При исследовании теплоотдачи пучков труб скорость воздуха, проходящего через оребренный пучок, определялась несколькими способами: через тепловой баланс и термоанемометром Testo 425 с точностью  $\pm (0,06 + 0,05 \cdot w)$  м/с. Был проведен сравнительный анализ соответствия скоростей, измеренных разными способами через соответствие массовых расходов (рис. 4).

Массовый расход воздуха на входе в диффузор, кг/с

$$M_{\text{вх}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{дифф}}}{4} \cdot w_{\text{вх}} \cdot \rho_0, \quad (3)$$

где  $d_{\text{дифф}}$  – диаметр диффузора, м;  $w_{\text{вх}}$  – скорость воздуха на входе в диффузор, м/с;  $\rho_0$  – плотность воздуха при температуре  $t_0$ , кг/м<sup>3</sup>.

Массовый расход воздуха на выходе из вытяжной шахты, кг/с

$$M_{\text{вых}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}}{4} \cdot w_{\text{вых}} \cdot \rho_{\text{ш}}, \quad (4)$$

где  $d_{\text{ш}}$  – диаметр вытяжной шахты, м;  $w_{\text{вых}}$  – скорость воздуха на выходе из вытяжной шахты, м/с;  $\rho_{\text{ш}}$  – плотность воздуха при температуре  $t_{\text{ш}}$ , кг/м<sup>3</sup>.

Массовый расход воздуха, проходящего через пучок, рассчитанный из теплового баланса

$$M_{\text{бал}} = V \cdot \rho_{\text{ср}}, \quad (5)$$

где  $\rho_{\text{ср}}$  – плотность воздуха при средней температуре  $t_{\text{ср}}$ , кг/м<sup>3</sup>;  $V$  – объемный расход воздуха, м<sup>3</sup>/с, вычисляемый из теплового баланса

$$Q = n \cdot (W - Q_n) = c \cdot \rho \cdot V (t_{\text{ш}} - t_0), \quad (6)$$

где  $Q$  – теплота, подведенная к потоку воздуха, проходящего через пучок, Вт;  $n$  – число труб в пучке, шт.;  $c$  – средняя изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг · К);  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $t_{\text{ш}}$  – средняя температура воздуха в шахте,  $^\circ\text{C}$ .

Средняя изобарная теплоемкость  $c$  и плотность  $\rho$  определялись по средней температуре воздуха в пучке  $0,5 \cdot (t_{\text{ш}} + t_0)$ .

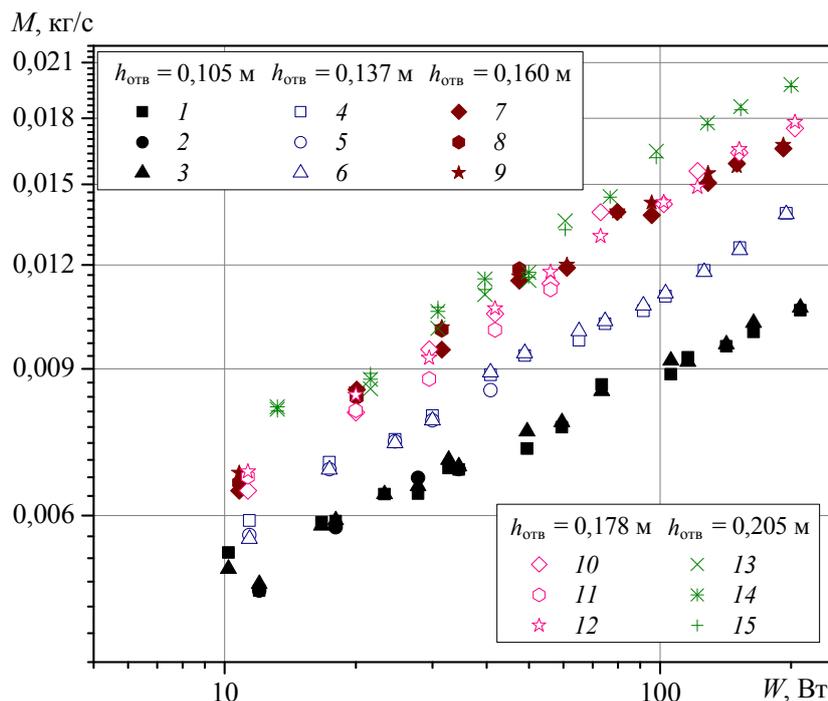


Рис. 4. Данные тарировочного опыта по определению скорости воздуха в пучке

Как видно из рис. 4, массовый расход воздуха, определяемый через тепловой баланс, соответствует массовым расходам воздуха, определяемым по измеренным термоанемометром скоростям воздуха на входе и выходе из пучка.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что присосы и утечки воздуха по длине вытяжной шахты отсутствуют, а также созданная экспериментальная установка позволяет производить надежные измерения температуры и скорости потока охлаждающего воздуха.

**Определение погрешности экспериментальных исследований.** При проведении экспериментальных исследований важным показателем становится их точность, которая представляет собой ту степень близости итогов измерения к некоторому действительному значению, которая используется для качественного сравнения измерительных операций. А в качестве количественной оценки, как правило, используется относительная погрешность измерений.

Числа подобия Nu, Gr и Re, в которых представляются результаты экспериментов, вычисляются исходя из измеряемых величин: потребляемой трубами-калориметрами мощность, показаний термопар, показаний температуры окружающего воздуха. Определяемые числа подобия являются функциями нескольких аргументов:  $Nu = f(\alpha_k, d_0, \lambda)$ ,  $Gr = f(\beta, d_0, t_0, t_{ct}, v)$ ,  $Re = f(d_0, w, \nu)$ , т. е. измерения являются косвенными –  $y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ . Согласно теории ошибок [22], погрешность эксперимента оценивается по среднеквадратичному отклонению вычисленных ве-

личин. Среднеквадратичное отклонение косвенных измерений рассчитывается по формуле [23]

$$\delta y = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial \ln f}{\partial x_i} x_i \delta x \right)^2} \quad (7)$$

По формуле (7) можно выразить относительную среднеквадратичную погрешность чисел подобия Nu, Gr, Re через относительные погрешности величин  $\alpha_k, d_0, \lambda, \beta, t_0, t_{ct}, v, w$ :

$$\delta Nu = \sqrt{(\delta \alpha_k)^2 + (\delta d_0)^2 + (\delta \lambda)^2}; \quad (8)$$

$$\delta Gr = \sqrt{(\delta \beta)^2 + (3 \cdot \delta d_0)^2 + (\delta \Delta t)^2 + (\delta v)^2}; \quad (9)$$

$$\delta Re = \sqrt{(\delta w)^2 + (\delta d_0)^2 + (\delta \nu)^2}, \quad (10)$$

где  $\delta \alpha_k, \delta d_0, \delta \lambda, \delta \beta, \delta t_0, \delta t_{ct}, \delta v, \delta w$  – относительные погрешности измерения коэффициента теплоотдачи, диаметра трубы, теплопроводности, коэффициента температурного расширения, температуры окружающей среды, температуры стенки трубы, коэффициента кинематической вязкости и скорости воздуха в пучке соответственно.

Расчеты относительных среднеквадратичных погрешностей промежуточных и конечных величин, входящих в зависимости для Nu, Gr и Re, выполнены по результатам эксперимента на двухрядном горизонтальном шахматном пучке из БРТ с коэффициентом оребрения  $\phi = 21$  при относительных продольном и поперечном шагах  $\sigma_1 = \sigma_2 = 1,021$ .

## Относительные среднеквадратичные погрешности параметров, зависящих от теплового режима

№	Наименование параметра	Первый ряд		Второй ряд	
		Значение параметра	Погрешность, %	Значение параметра	Погрешность, %
1	Электрическая мощность $W$ , Вт	15	0,01	15	0,01
2	Число Gr	35023,24	0,872	51073,84	0,872
3	Число Nu	1,464	10,5	1,246	7,34
4	Число Re	263	8,04	249,92	8,04
5	Число Eu	12,644	12	12,644	12

Общая точность опытных значений Nu, Gr, Re и Eu во всем диапазоне изменения тепловой нагрузки соответственно составляет для первого ряда до 12, 1, 9, 12%, для второго ряда – до 8, 0,9, 8,1 и 12%. Меньшие значения среднеквадратичной погрешности относятся к высоким значениям Gr, а большие – к малым значениям Gr.

В таблице представлены относительные среднеквадратичные погрешности значений Nu, Gr, Re и Eu при  $W = 15$  Вт.

**Заключение.** 1. Создан экспериментальный стенд, который позволяет проводить надежные

исследования по теплоотдаче и аэродинамике теплообменных пучков.

2. Проведенные тарировочные экспериментальные исследования показали, что стенд позволяет реализовать исследования свободно-конвективного и смешанно-конвективного теплообмена ребристых труб воздухоохлаждаемых теплообменников.

3. Общая точность опытных значений Nu, Gr, Re и Eu во всем диапазоне изменения тепловой нагрузки соответственно составляет для первого ряда до 12, 1, 9, 12%, для второго ряда – до 8, 0,9, 8,1 и 12. Погрешность эксперимента не превысила 12%.

## Литература

1. Джалурия Й. Естественная конвекция. Тепло- и массообмен; пер. с англ. М.: Мир, 1983. 400 с.
2. Кунтыш В. Б., Бессонный А. Н. Примеры расчетов нестандартизированных эффективных теплообменников. СПб.: Недра, 2000. 300 с.
3. Кунтыш В. Б., Самылов А. И. Исследование теплоотдачи однорядных пучков из оребренных труб при совместном действии свободной и вынужденной конвекции воздуха // Изв. вузов. Энергетика. 1999. № 4. С. 59–68.
4. Короленко Ю. А. Теплоотдача от горизонтального пучка труб к воздуху в условиях свободной конвекции // Изв. Томского ордена трудового красного знамени политехнического института имени С. М. Кирова. 1962. № 110. С. 26–33.
5. Мачулин В. И. Теплообмен вертикального ряда труб при естественной конвекции воздуха // Холодильная техника. 1976. № 7. С. 24–25.
6. Кунтыш В. Б., Позднякова А. В., Мелехов В. И. Теплоотдача естественной конвекцией одиночного ряда вертикальных оребренных труб калориферов лесосушильных камер // Изв. вузов. Лесной журнал. 2002. № 2. С. 116–119.
7. Шевчик А. А. Совместное действие вынужденной и свободной конвекции при ламинарном течении // Труды Америк. о-ва инж.-мех. Сер. С. «Теплопередача», 1964, № 4. С. 41.
8. Merkin J. H. The effect of buoyancy forces on the boundary-layer flow over a semi-infinite vertical flat plate in a uniform free stream // Journal of Fluid Mechanics, 1969, vol. 35. P. 439–450.
9. Lloyd J. R., Sparrow E. M. Combined forced and free convection flow on vertical surface // Int. Journal Mass Transfer, 1970, vol. 13. P. 434–438.
10. Kliegel J. R. Laminar and forced convective heat transfer from a vertical flat plate, Univ. of California, 1959.
11. Мильман О. О. Экспериментальное исследование теплообмена при естественной циркуляции воздуха в модели воздушного конденсатора с вытяжной шахтой // Теплоэнергетика, 2005. № 5. С. 16–19.
12. Васильев Ю. Н., Марголин Г. А. Системы охлаждения компрессорных и нефтеперекачивающих станций. СПб.: Недра, 1977. 222 с.
13. Аппарат воздушного охлаждения: пат. 9446 Респ. Беларусь, МПК 7 F 24 F 3/00, F 28 D 1/00 / В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. Ш. Миннигалева, В. П. Мулин; заявитель УО «Белорусский Государственный Технологический Университет». № u 20130091; заявл. 31.01.2013; опубл. 30.08.2013 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. 2013. № 9. С. 70.

14. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. СПб.: Недра, 1996. 512 с.

15. Pankhurst R. C., Holder D. W. Wind-Tunnel Technique: An account of experimental methods in low- and high-speed wind tunnels // London, Kent, United Kingdom: Sir Isaac Pitman and sons, LTD., 1952.

16. Аэродинамическая труба малых скоростей: пат. №116563 СССР, МПК G01M 9/02 / Г. М. Львов. № 591186; заявл. 03.02.1958; опубл. 03.02.1958 // Комитет по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР.

17. Кунтыш В. Б., Кузнецов Н. М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. СПб.: Энергоатомиздат, 1992. 280 с.

18. Аэродинамическая труба малых скоростей для исследования теплообменных пучков: МПК G 01M 9/02 (2006.01) / А. Б. Сухоцкий, Г. С. Сидорик; заявитель УО «Белорусский Государственный Технологический Университет». № u 20170100; заявл. 16.03.2017; опубл. 30.08.2017 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. 2017. № 4. С. 148.

19. Самородов А. В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками: автореферат дисс. ... канд. техн. наук. СПб.: СПбГТУ, 1999. 24 с.

20. Разработка стенда и исследование свободной конвекции одиночной оребренной трубы при различных углах наклона / А. Б. Сухоцкий [и др.] // Труды БГТУ. Сер. 1: Лесн. хоз-во, природопольз. и перераб. возоб. рес., № 1, 2017. С.169–174.

21. Сухоцкий А. Б., Сидорик Г. С. Интенсификация свободной конвекции в однорядном оребренном пучке в аппаратах воздушного охлаждения // Труды БГТУ. Сер. 2: Хим. технол., биотехн., геозкол., № 1 (193), 2017. С. 68–74.

22. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. С. 344.

23. Деденко Л. Г., Керженцев В. В. Математическая обработка и оформление результатов эксперимента; под общ. ред. А. Н. Матвеева. М.: Изд-во МГУ, 1977. 111 с.

24. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: справочник / Е. В. Аметистов [и др.]; под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. М.: Энергоатомиздат, 1982. 512 с.

### References

1. Jaluria Y. *Estestvennaya konvektsiya. Teplo- i massoobmen* [Natural convection. Warm and mass exchange]. Moscow, Mir Publ., 1983. 400 p.

2. Kunttysh V. B. *Primery raschetov nestandardizirovannykh effektivnykh teploobmennikov* [Examples of substandard heat exchanger's calculations]. St. Petersburg, Nedra Publ., 2000. 300 p.

3. Kunttysh V. B., Samilov A. I. The study of heat transfer, single beams of ribbed-indigenous pipes under the joint action of free and forced convection air. *Izvestiya vuzov. Energetika* [Proceedings of the higher education institutions. Power engineering], 1999, no. 4, pp. 59–68 (In Russian).

4. Korolenko U. A. Heat transfer of horizontal tubes beam to air in condition of free convection. *Izv. Tomskogo trudovogo krasnogo znameni politekhnicheskogo instituta im. Kirova* [Tomsk Red Banner of Labor Polytechnic Institute named after S. M. Kirov], 1962, no. 110, pp. 26–33 (In Russian).

5. Machulin V. I. Heat transfer of a number of vertical tubes for free natural air's convection. *Kholodil'naya tekhnika* [Refrigerating engineering], 1976, no. 7, pp. 24–25 (In Russian).

6. Kunttysh V. B., Pozdnyakova A. V., Melechov V. I. Heat transfer by natural convection of a single row of vertical ribbed pipes in wood-drying kiln's calorifiers. *Izvestiya vuzov. Lesnoy zhurnal* [Proceedings of the higher education institutions. Forestry Journal], 2002, no. 2, pp. 116–119 (In Russian).

7. Shevchik A. A. Joint action of the compelled and free convection at a laminar current. *Trudy Amer. ob-va inzh.-mekh. Teploperedacha* [Works of American Society of Mechanical Engineers. Heat transfer], 1964, no. 4, series C. 41 p. (In Russian).

8. Merkin J. H. The effect of buoyancy forces on the boundary-layer flow over a semi-infinite vertical flat plate in a uniform free stream. *Journal of Fluid Mechanics*, 1969, vol. 35, pp. 439–450.

9. Lloyd J. R., Sparrow E. M. Combined forced and free convection flow on vertical surface. *Int. Journal Mass Transfer*, 1970, vol. 13, pp. 434–438.

10. Kliegel J. R. Laminar and forced convective heat transfer from a vertical flat plate, Univ. of California, 1959.

11. Mil'man O. O. Experimental research of heat transfer in condition of free convection in the air condenser models with exhaust shaft. *Teploenergetika* [Thermal Engineering], 2005, no. 5, pp. 16–19 (In Russian).

12. Vasil'yev Yu. N., Margolin G. A. *Sistemy okhlazhdeniya kompressornykh i nefteperekachivayushchikh stantsiy* [Cooling systems of compressor and oil pumping stations]. St. Petersburg, Nedra Publ., 1977. 222 p.
13. Kuntyshev V. B., Sukhotskiy A. B., Minnigaleev A. Sh., Mulin V. P. *Apparat vozdušnogo okhlazhdeniya* [Air cooler heat exchanger]. Patent BY, no. 20130091, 2013.
14. Kuntyshev V. B., Bessonni A. N. *Osnovy rascheta i proektirovaniya teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya* [Basic of calculation and design of air-cooled heat exchangers]. St. Petersburg, Nedra Publ., 1996. 512 p.
15. Pankhurst R. C., Holder D. W. *Wind-Tunnel Technique: An account of experimental methods in low- and high-speed wind tunnels*. London, Kent, United Kingdom: Sir Isaac Pitman and sons, LTD., 1952.
16. Lviv G. M. *Aerodinamicheskaya truba malykh skorostey* [Wind tunnel of small speeds]. Patent USSR, no. 116563. 1953.
17. Kuntyshev V. B., Kuznetsov N. M. *Teplovoy i aerodinamicheskiy raschet orebrennykh teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya* [Heat and aerodynamic calculations of finned heat exchangers of air cooling]. St. Petersburg, Energoatomizdat Publ., 1992.
18. Sukhotskiy A. B., Sidorik G. S. *Aerodinamicheskaya truba malykh skorostey* [Wind tunnel of small speeds]. Patent BY, no. u 20170100. 2017.
19. Samorodov A. V. *Sovershenstvovaniye metodiki teplovogo rascheta i proektirovaniya apparatov vozdušnogo okhlazhdeniya s shakmatnymi puchkami: Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk* [Perfection of a technique of thermal calculation and design of air coolers with chess ribbed beams. Abstract of thesis cand of eng. sci.]. St. Petersburg, 1999, pp. 3–22.
20. Sukhockiy A. B., Farafontov V. N., Filatov S. O., Sidorik G. S. Development of the stand and investigation of free convection of a single finned tube at different angles of inclination. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], Ser. 1: Forestry, Nature Management and Processing of Renewable Resources, 2017. no. 1, pp. 169–175 (In Russian).
21. Sukhockiy A. B., Sidorik G. S. An intensification of free convection in a single-row finned bunch in air coolers. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], Ser. 2: Chemical Techn., Biotech., Geoecologist, 2017, no. 2, pp. 68–74 (In Russian).
22. Mikheev M. A., Mikheeva I. M. *Osnovy teploperedachi* [Heat transfer bases]. Moscow, MGU Publ., 1977. 111 p.
23. Ametistov E. V., Grigor'yev V. A., Emtsev B. T. *Teplo- i massoobmen. Teplotekhnicheskiy eksperiment* [Warm and mass exchange. Heattechnical experiment]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1982. 512 p.

#### Информация об авторе

**Сидорик Галина Сергеевна** – аспирант кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: galiana.sidorik@gmail.com

#### Information about the author

**Sidorik Galina Sergeevna** – PhD student, the Department of Energy-Saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: galiana.sidorik@gmail.com

Поступила 20.10.2017