

УДК 621.175

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ЦИРКТРАССАХ ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

**В.А. Федоров<sup>1</sup>, О.О. Мильман<sup>1</sup>, П.А. Ананьев<sup>1</sup>,  
А.В. Птахин<sup>1</sup>, А.А. Жинов<sup>2</sup>, А.К. Карышев<sup>2</sup>, Д.В. Шевелев<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>ЗАО “Турбокон”, г. Калуга, Российская Федерация  
e-mail: turbocon@kaluga.ru

<sup>2</sup>Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Калуга, Российская Федерация  
e-mail: k1kf@bmstu-kaluga.ru

*Определены реальные аэродинамические характеристики циркулярной воздушной трубки конденсатора с использованием экспериментальных и расчетных методов исследований, а также поля температур на выходе из диффузора и осредненно-го по поверхности конденсатора коэффициента теплопередачи в зависимости от скорости воздуха на входе в теплообменные модули. В ходе исследований зафиксированы трехмерные поля скоростей на входе и выходе из циркулярной воздушной трубки конденсатора, зарегистрированы интенсивные пульсации скоростей воздуха. Разработаны методические основы определения расходно-напорных характеристик воздушных конденсаторов и коэффициента теплопередачи.*

**Ключевые слова:** воздушный конденсатор, паротурбинная установка, водяной пар, скорость, пульсации, циркулярная трубка.

## RESULTS OF EXPERIMENTAL AND COMPUTATIONAL ANALYSIS OF AIR FLOW IN CIRCLE CHANNELS OF AIR-COOLED CONDENSERS OF STEAM POWER PLANTS

**V.A. Fedorov<sup>1</sup>, O.O. Milman<sup>1</sup>, P.A. Ananyev<sup>1</sup>,  
A.V. Ptachyn<sup>1</sup>, A.A. Zhinov<sup>2</sup>, A.K. Karyshev<sup>2</sup>, D.V. Shevelev<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>ZAO Turbocon, Kaluga, Russian Federation  
e-mail: turbocon@kaluga.ru

<sup>2</sup>Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University,  
Kaluga, Russian Federation.  
e-mail: k1kf@bmstu-kaluga.ru

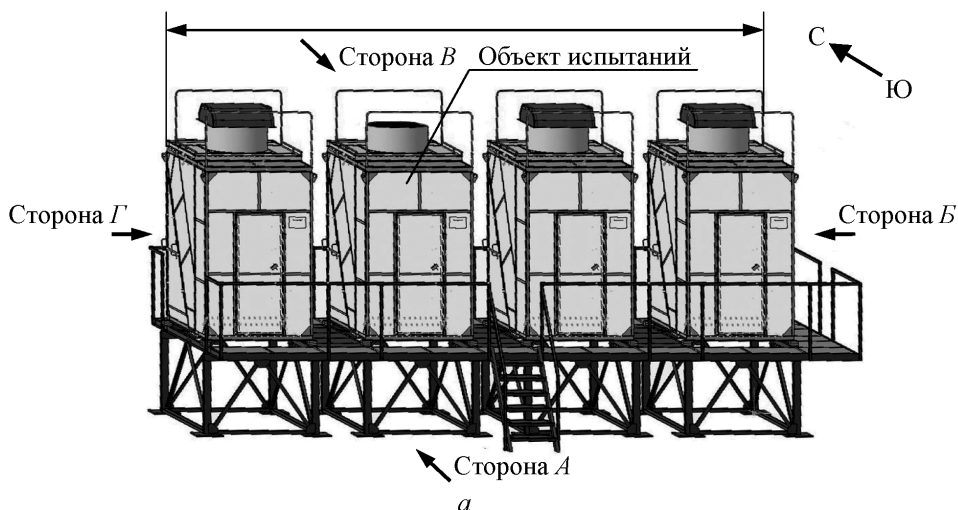
*The article describes experimental and computational methods used for calculating some current aerodynamic characteristics of the air-cooled condenser circle channel. It also determines the temperature fields at the diffuser outlet as well as the condenser surface of an area-averaged heat-transfer coefficient as a function of the air speed at the inlet of the heat-exchange units. The authors registered spatial velocity fields at both the inlet and outlet of the air-cooled condenser circle channels as well as an active pulsation of the air speed. The authors establish the technical basis for estimating metering and pressure characteristics of both the air-cooled condensers and a heat-transfer coefficient.*

**Keywords:** air-cooled condenser, steam turbine plant, water steam, speed, pulsations, circle channel.

Воздушные конденсаторы (ВК) паротурбинных установок относятся к наиболее экологически чистым элементам электростанций, обеспечивающим сохранность пресноводных ресурсов. По данным [1–3] одним из основных факторов, влияющих на энергоэффективность ВК, является расход охлаждающего воздуха, создаваемого вентилятором. Для выбора вентилятора традиционно используются его расходно-напорные характеристики, предоставляемые заводами-изготовителями. Однако при проектировании энергоэффективной секции ВК выяснилось, что ни один из поставщиков в РФ (Вентиляторный завод Комвен, Агростройсервис, ТМИМ, Гидроаэроцентр, а также компания FANS a.s. (Чехия) и компания Wentylatory WENTECH Sp.z.o.o. (Польша)) не смог ответить на вопросы: каким методом испытывался вентилятор и проводились ли эти испытания. Более того, в результате энергетических обследований ВК, эксплуатирующихся на электростанциях в РФ (например, Верхне-Мутновской ГеоЭС, г. Петропавловск-Камчатский), мусоросжигающем заводе № 2 (Москва), газокompрессорной станции (Газпром)), выяснилось, что вентиляторы российского производства не соответствуют продекларированным расходно-напорным характеристикам, которые в реальности на 25–30 % меньше. Методов достоверного определения расхода воздуха через циркуляционную (ЦТ) ВК (теплообменные модули (ТМ), вентилятор, обечайку) неизвестно. Способ определения расхода воздуха с использованием измерения локальных скоростей на выходе из диффузора вентилятора в центрах равновеликих площадей, предложенный в [4, 5], может приводить к ошибкам в 50 % и более из-за пульсаций скорости, амплитуда которых достигает 30 % ее среднего значения. Кроме того, локальные скорости в вертикальном направлении увеличиваются в 5 раз и более в выходном сечении диффузора вентилятора.

Расчетные исследования аэродинамических характеристик ЦТ ВК проводятся в ведущих институтах США, Китая, Ирана и других стран. В работе [6] в качестве характеристик вентилятора используются данные завода-изготовителя. Вентилятор представлен как бесконечно тонкий слой. Поток воздуха считается одномерным без учета закрутки потока. Аналогичный подход использован в [7]. Трехмерная модель течения воздуха через вентилятор для учета осевой и тангенциальной скоростей приведена в [8]. В работе [9] указано, что на характеристики вентилятора влияют конструкция ЦТ ВК, наличие рядом стоящих зданий, ветер и другие граничные условия.

Цель настоящей работы — разработка методических основ определения реальных аэродинамических характеристик ЦТ ВК с использованием экспериментальных и расчетных методов исследований.



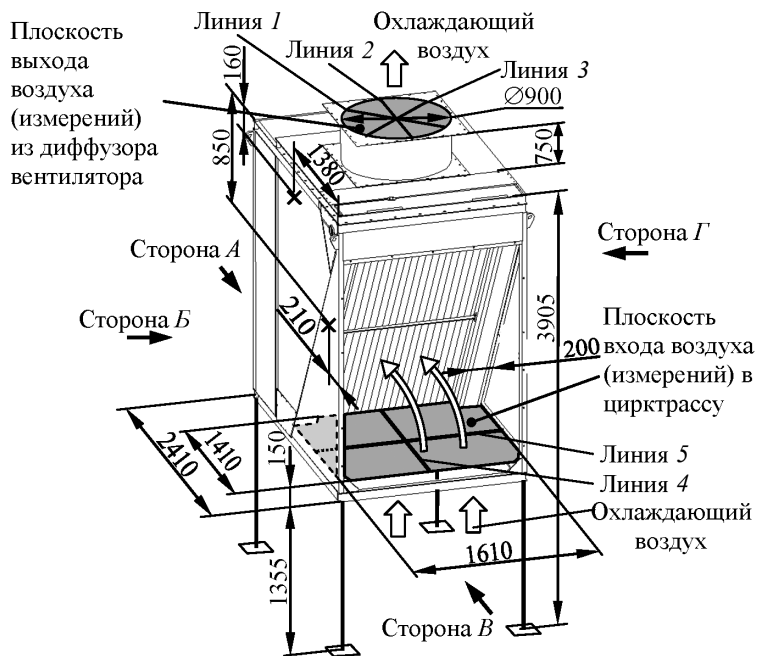
а



б

Рис. 1. Эскиз расположения макетов ВК (а) и их фото (б)

**Описание экспериментальной установки.** Конструкции экспериментального стенда и макета ВК показаны на рис. 1 и 2. Макет ВК содержит ТМ и вентилятор, объединенные обечайкой в ЦТ. Стенд работает следующим образом. Воздух из окружающей среды поступает с четырех сторон на вход в ЦТ ВК. Разрежение внутри ЦТ создается вентилятором типа AFC/4-900P-750T фирмы Ventur (Швеция), который находится над модулем. Максимальная частота вращения ротора вентилятора 1440 об/мин, установленная мощность электродвигателя 7,5 кВт. Воздух по ЦТ движется вверх и проходит через ТМ из четырех рядов труб с алюминиевым оребрением, закрепленный на трубе из стали 08X18N10T методом выдавливания насадной трубы. Число оребренных труб в первом ряду 20, во втором — 19, в третьем — 20, в четвертом — 19. Наружный и внутренний диаметры несущих труб 25 мм и 21 мм, диаметр по основанию ребер 29 мм, длина между трубными досками 2,5 м, высота алюминиевых ребер 14 мм, шаг 3,2 мм, толщина 0,4... 0,8 мм. Трубы установлены в шахматном порядке, поперечный



**Рис. 2. Конструктивная схема ВК с указанием мест расположения датчиков измерения скорости и статического давления:**

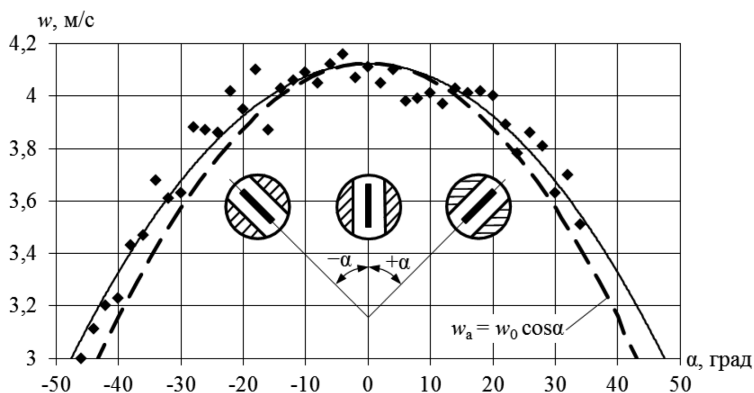
× — места присоединения дифманометров для измерения перепада статического давления (задняя и боковая стенки не показаны)

шаг 58 мм, продольный 50 мм. Угол наклона труб к горизонту  $60^\circ$ . При проведении измерений на входе в ЦТ ветер был юго-западный (скорость до 2 м/с), а при измерениях на выходе из вентилятора — юго-восточный (скорость 1... 2 м/с).

**Методика измерений.** Для определения локальных скоростей воздуха на входе в ЦТ и на выходе из вентилятора использовались датчики скорости воздушного потока типа ЕЕ65 (Австрия) с диапазоном измерения скоростей от 0 до 15 м/с. Плоскость входного отверстия чувствительного элемента во время испытаний устанавливалась параллельно плоскости вращения вентилятора. Измерения локальных скоростей воздуха осуществлялись на расстоянии 150 мм над входом в ЦТ с интервалом 100 мм в горизонтальной плоскости. Точность измерений скорости воздуха составляла  $\pm 0,2 \text{ м/с} + 3\%$  измеренного среднего по времени значения. Аналогичные условия измерений были на выходе из вентилятора.

Следует отметить, что перед испытаниями дополнительно были проведены опыты по определению влияния турбулентности в потоке на показания датчика скорости. Влияние этого фактора не обнаружено. Инерционность датчика составляла 0,2 с.

Тарировочная характеристика датчика ЕЕ65 при изменении угла натекания потока на входное отверстие измерительного элемента при-



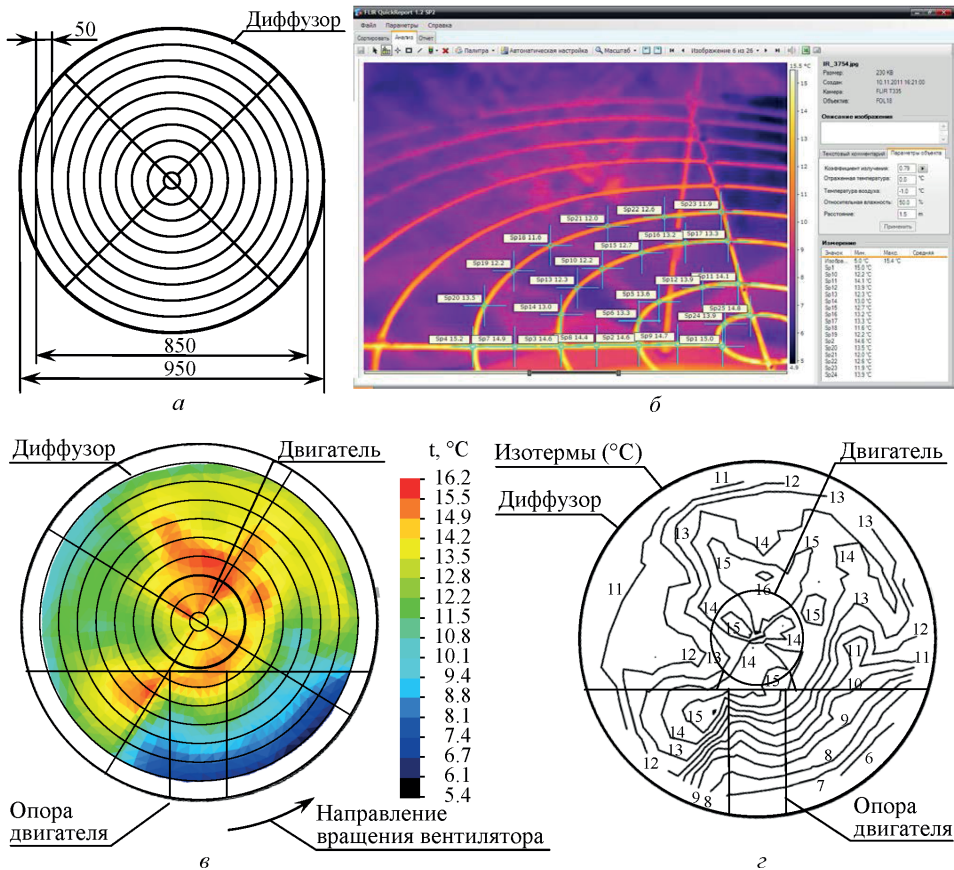
**Рис. 3. Зависимость скорости воздуха от положения канала датчика EE65:**

◆ — экспериментальные данные, ———— — аппроксимирующая кривая, - - - - - вертикальная компонента скорости воздуха

ведена на рис. 3: 0 соответствует потоку воздуха по нормали к входному отверстию датчика, т.е. максимальному значению измеренной скорости. Здесь же нанесена линия  $w_{\max} \cos \alpha$ , которая с отклонением  $\sim 5\%$  совпадает с аппроксимационной кривой  $w_{\text{изм}} = w(\alpha)$ . Таким образом, в пределах  $\alpha = \pm 40^\circ$  датчик EE65 измеряет проекцию скорости на нормаль к входной плоскости датчика. Иными словами, если входная плоскость датчика расположена параллельно плоскости вращения вентилятора, то показания датчика соответствуют расходной (осевой) составляющей скорости потока воздуха, которая направлена перпендикулярно плоскости выходного сечения диффузора вентилятора.

Измерение разрежения по высоте ЦТ по отношению к атмосферному давлению осуществлялось U-образным дифманометром, установленным под углом  $30^\circ$  к горизонту и заполненным водой. Абсолютная погрешность измерений составляла 20 Па. Места присоединения дифманометров показаны на рис. 2. Частота вращения ротора вентилятора изменялась частотным преобразователем с относительной погрешностью  $\pm 5\%$ .

Методика измерения температуры воздуха на выходе из ЦТ ВК заключалась в следующем. На выходе из диффузора вентилятора была установлена решетка, изготовленная из колец с шагом по радиусу 50 мм из стальной окисленной проволоки  $\varnothing 4$  мм (рис. 4, а) с коэффициентом живого сечения 0,92. Для проведения съемки использовался тепловизор FLIR T335 (США) со следующими характеристиками: поле зрения  $25^\circ \times 19^\circ$ , разрешение датчика  $320 \times 240$  пикселей, точность измерения  $\pm 2^\circ\text{C}$  или  $\pm 2\%$  показаний, установленный режим съемки “oxidized steel”, соответствующий состоянию материала решетки. После стабилизации теплового режима, при котором локальная температура решетки становится равной средней температуре воздуха в этой



**Рис. 4.** Конструкция решетки на выходе из диффузора вентилятора (а), измерение температуры проволоки в программе FLIR QuickReport (б), квазистационарное распределение температур воздуха на выходе из диффузора вентилятора в виде поля (в) и изотерм (г) при  $n = 1450$  об/мин,  $T_{\text{воз.вх}} = 2,3^\circ\text{C}$  и температуре насыщения пара внутри ВК  $T_s = 27^\circ\text{C}$

точке, тепловизором фиксировалось температурное поле всей решетки на фотографиях отдельных участков с расстояния 0,5 м под углом  $\sim 30^\circ$ , в целях получения необходимого размера и резкости изображения проволоки для качественного снятия с нее цифровых значений температуры (рис. 4, б). По термограммам определялись температуры колец решетки в точках с шагом от 20 до 100 мм в зависимости от радиуса кольца. По полученным значениям температур в 279 точках и их координатах строилось температурное поле решетки (рис. 4, в) и изолинии температуры (рис. 4, г).

**Методика проведения расчетных исследований.** Для проведения численного моделирования была создана 3D-модель макета воздушного конденсатора в формате STL.

В основе расчетной модели течения лежит система уравнений движения вязкой жидкости Навье–Стокса. Эти уравнения в декартовых

координатах имеют вид [10]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i, \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho h^*}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i h^*}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_i} (u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R)) + \\ &+ \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho \varepsilon + S_i u_i + W_k, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $u$  — скорость;  $i, j = 1, 2, 3$  — номера осей координат ( $x, y, z$ );  $\rho$  — плотность воздуха;  $\tau_{ij}$  — тензор касательных напряжений для осей  $i, j$ ;  $\tau_{ij}^R$  — тензор напряжений Рейнольдса для осей  $i, j$ ;  $h^* = h + \frac{u^2}{2}$  — энтальпия потока по параметрам торможения;  $S_i$  — сила, позволяющая моделировать в трубном пучке гидравлическое сопротивление (потери давления) потоку воздуха, создаваемое оребренными трубками;  $W_k$  — тепловая мощность, передаваемая при конденсации пара к воздуху.

При численном моделировании были сделаны следующие допущения: модель воздуха — несжимаемый вязкий газ, режим течения — квазистационарный.

На расчетную область накладывались следующие начальные и граничные условия:

- давление атмосферного воздуха  $P_a = 101325$  Па;
- температура атмосферного воздуха  $t_a = 15$  °С;
- на стенках  $u_{\text{ст}} = 0$  м/с и логарифмический профиль скорости у поверхности ЦТ;
- на область оребренного трубного пучка — анизотропный фильтр, не пропускающий поток в направлении, перпендикулярном ребрам теплообменной поверхности трубного пучка. Гидравлическое сопротивление фильтра задавалось в соответствии с предварительно экспериментально полученной характеристикой вида  $\Delta p_{\text{ф}} = f(u_n)$ , где  $u_n$  — локальная скорость набегающего на теплообменную поверхность потока;
- тепловая мощность  $W_k$ , передаваемая воздуху от теплообменной поверхности, задавалась из условия полной конденсации пара в макете воздушного конденсатора.

Численное решение системы уравнений движения воздуха в соответствии с поставленными граничными условиями выполнялось методом конечных объемов с использованием стандартной ( $k-\varepsilon$ )-модели турбулентности вдали от стенок и модифицированной модели турбулентности в пристеночных областях [11].

Для повышения точности расчетов дополнительно было проведено измельчение базовой расчетной сетки у поверхности обтекаемых воздухом элементов конструкции и в районе теплообменных поверхностей.

**Результаты экспериментов.** Зависимости локальных скоростей воздуха от координат входного горизонтального сечения ЦТ с размерами  $1610 \times 1410$  мм вдоль двух проходящих через центр перпендикулярных линий при числе оборотов вентилятора 1000 об/мин на расстоянии 150 мм от входного сечения в ЦТ ВК приведены на рис. 4.

Из анализа представленных данных следует, что в центре плоскости измерения на участке с размерами  $1000 \times 500$  мм вдоль сторон *A*, *B* и *B*, *Г* (см. рис. 2) скорость воздуха постоянна и составляет 3,6 м/с. Со стороны *B* скорость возрастает от 0 до 3,6 м/с на расстоянии 300 мм от стенки, а со стороны *A* — от 0 до 5,5 м/с на расстоянии 100 мм от стенки (рис. 5, *a*). Со сторон *B* и *Г* скорость увеличивается от 0 до 3,6 м/с на расстоянии 250 и 350 мм (рис. 5, *б*). Разная ширина воздушного потока с переменной вертикальной составляющей скорости, по мнению авторов, связана с различными граничными условиями на входе в ЦТ. В частности, со стороны *A* расстояние до ТП минимально (90 мм). В аксонометрии поле скоростей на входе в ЦТ ВК представлено на рис. 4, *в*.

Наличие трехмерного течения воздуха на входе в макет ВК подтверждается как экспериментальными данными (рис. 5, *в*), так и результатами численного моделирования (рис. 5, *г*).

На выходе из цилиндрической части вентилятора AFC/4-900P-750T скорости измерялись вдоль диаметра в трех направлениях под углом в  $60^\circ$ . Результаты экспериментов представлены на рис. 6. Экспериментальные данные на рис. 6, *a* нанесены по линиям в трех направлениях. Осредняющая кривая, полученная с использованием обработки экспериментальных данных методом наименьших квадратов, также показана на рис. 6, *a*.

В аксонометрии осредненное поле скоростей воздуха представлено на рис. 6, *б*, результаты численного моделирования — на рис. 6, *в*.

Следует отметить, что как на входе, так и на выходе из ЦТ ВК в опытах наблюдались пульсации скорости воздуха. Характерные записи скоростей в реальном времени показаны на рис. 7. Видно, что на входе в ЦТ в центре пульсации в среднем достигают 15 % (рис. 7, *б*, верхний график), на расстоянии 400 мм от стороны *Г* пульсации в среднем достигают 30 % (см. рис. 7, *б*, средний график), а на остальных графиках пульсации не превышают 10 %. Расчетные исследования выявить эти явления не позволяют.

Объемный расход воздуха на входе в ЦТ ВК по экспериментальным данным определялся при  $n = 1000$  об/мин с использованием численно-



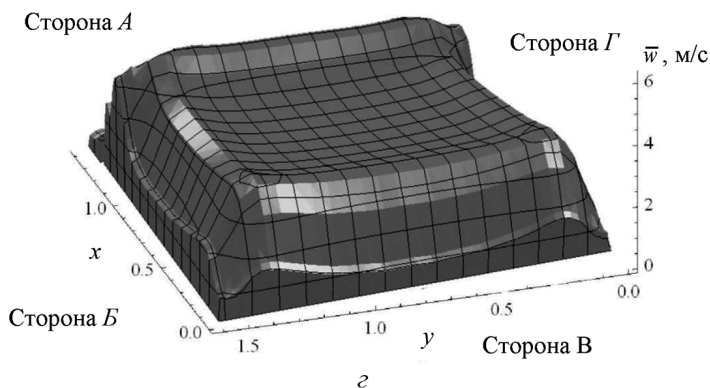
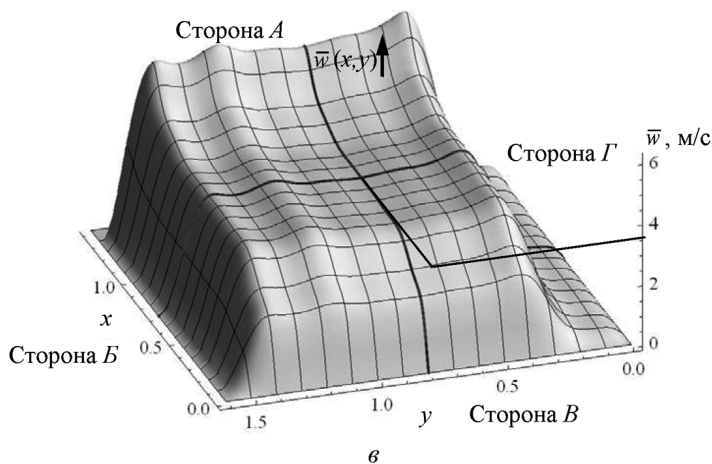
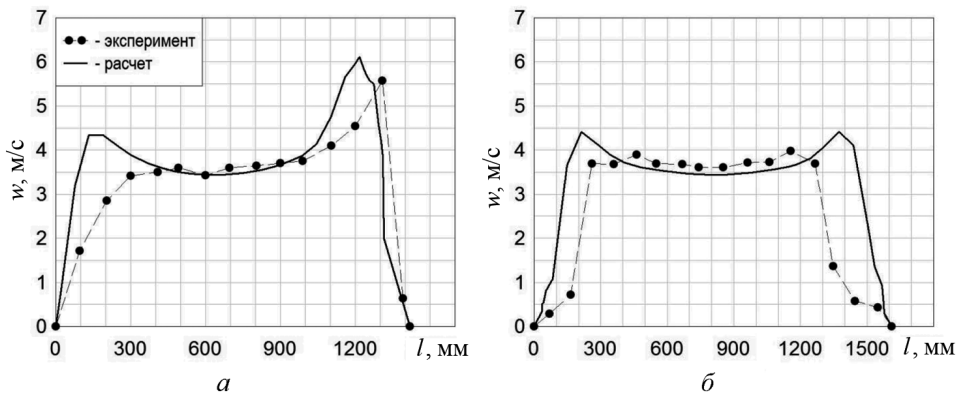
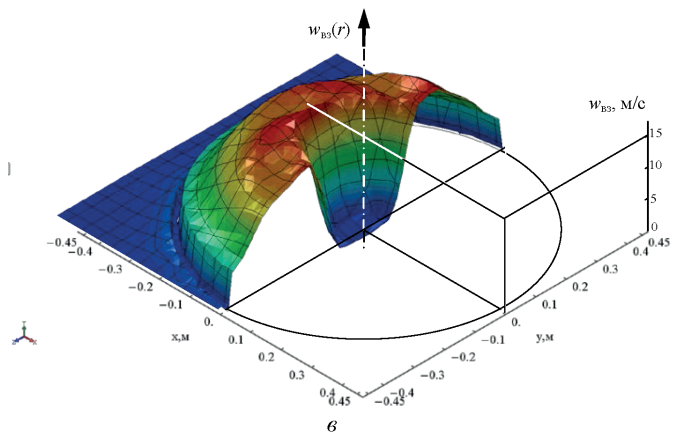
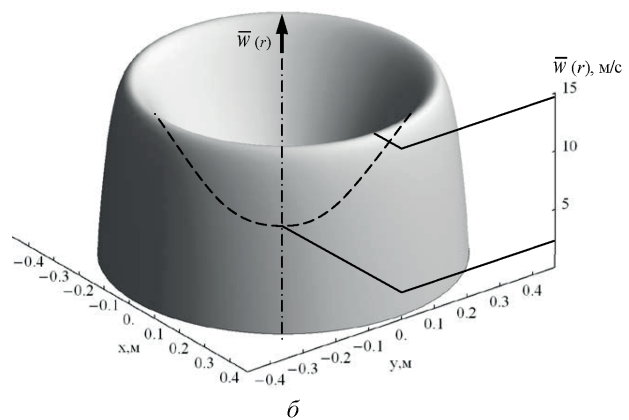
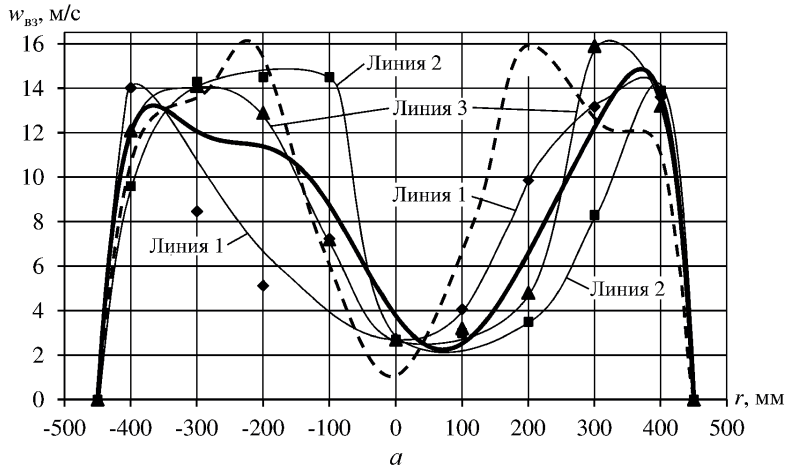
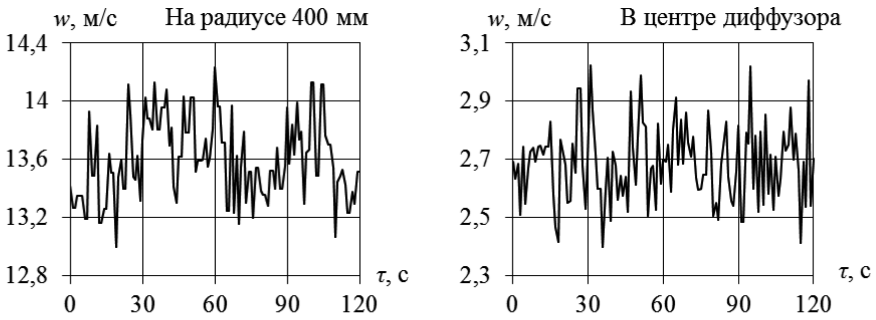


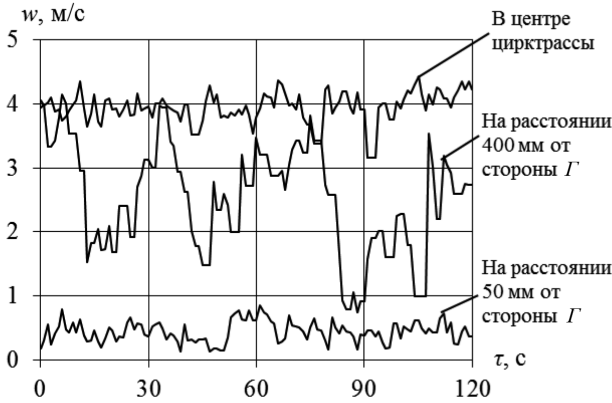
Рис. 5. Средние по времени расчетные и экспериментальные значения скорости воздуха ( $T_{\text{воз}} = -2^{\circ}\text{C}$ ) на входе в ЦТ макета ВК вдоль линий 4 (а) и 5 (б) (см. рис. 2), трехмерные поверхности значений скоростей воздуха по результатам экспериментов (в) при частоте вращения ротора вентилятора 1000 об/мин при отсутствии подачи пара в макет ВК и численного моделирования (з)



**Рис. 6.** Средние по времени значения скорости воздуха при  $T_{\text{воз.вх}} = 1^\circ\text{C}$  и  $n = 1000$  об/мин без подачи пара по линиям в трех направлениях:  $\blacklozenge$  — линия 1,  $\blacksquare$  — линия 2,  $\blacktriangle$  — линия 3, — — — — аппроксимация экспериментальных данных по каждой линии, — — — — осредняющая кривая, полученная аппроксимацией экспериментальных данных по всем линиям методом наименьших квадратов, — — — — результаты 3D-моделирования (а); трехмерные поверхности значений скорости воздуха, построенные по экспериментальным данным с использованием осредняющей кривой (б) и по результатам численного моделирования (в)



a



б

**Рис. 7. Характерные значения пульсаций скорости воздуха на выходе из диффузора вентилятора (а) и входе в ЦТ (б)**

го интегрирования экспериментальных данных по площади сечения  $S$ :

$$Q_{\text{ВХ}} = \int_0^S \bar{W} dS = 6,4 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4)$$

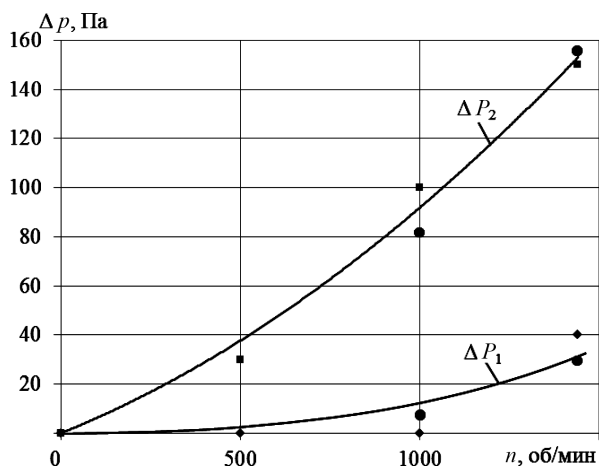
а на выходе

$$Q_{\text{ВЫХ}} = 2\pi \int_0^{R_0} \bar{W} R dR = 6,5 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (5)$$

где  $\bar{W}$  — средняя по времени локальная скорость воздуха на радиусе  $R$ ;  $R_0$  — радиус выходного сечения диффузора вентилятора.

Сравнение  $Q_{\text{ВХ}}$  и  $Q_{\text{ВЫХ}}$  показало, что расхождение значений этих параметров не превышает 2%. Среднее значение  $\bar{Q}$  целесообразно определять по двум независимым методам измерений газодинамических параметров

$$\bar{Q}_{\text{ВОЗ}} = (Q_{\text{ВХ}} + Q_{\text{ВЫХ}})/2. \quad (6)$$



**Рис. 8.** Результаты экспериментального и расчетного определения перепадов статических давлений перед ТМ и на входе в цилиндрическую часть вентилятора макета ВК в зависимости от частоты вращения ротора вентилятора AFC/4-900P-750T:

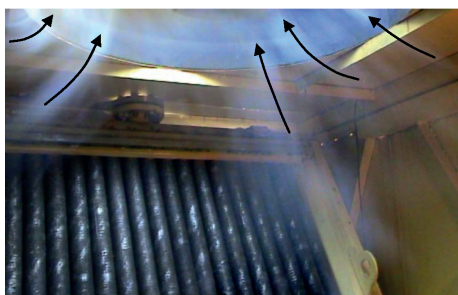
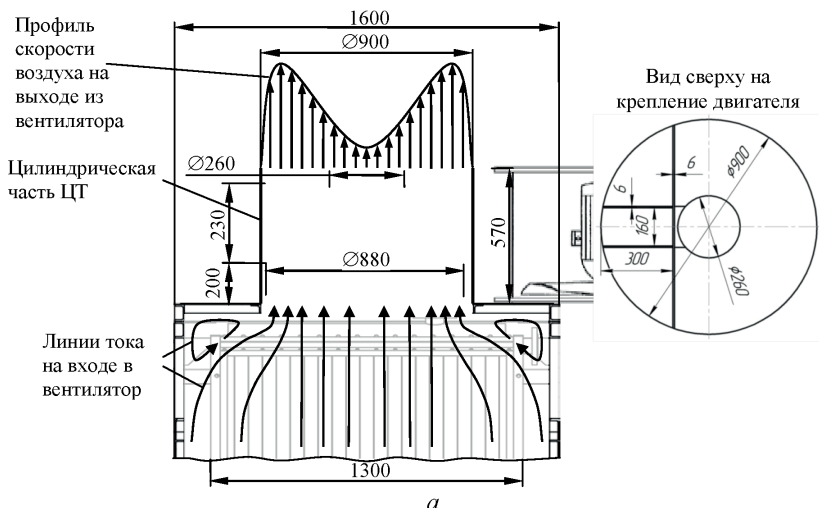
◆ —  $\Delta P_1$  на входе в ТМ, ■ —  $\Delta P_2$  на входе в вентилятор, ● — результаты 3D-моделирования

Экспериментально определенные перепады статических давлений перед ТМ и после него по отношению к атмосферному давлению в зависимости от частоты вращения ротора вентилятора, а также результаты численного моделирования, показаны на рис. 8.

**Описание аэродинамических процессов течения воздушного потока через ЦТ воздушного конденсатора.** Предложенное описание сформулировано на основе экспериментальных данных и данных работ [12, 13]. При отсутствии ветра и рециркуляции воздух поступает в ЦТ одиночно стоящего макета ВК равномерно с четырех сторон. Перепад статических давлений в ЦТ ВК создается за счет работы, совершаемой вентилятором, и гравитационного перепада давлений между столбом нагретого внутри ЦТ и окружающего воздуха.

При изменении направления движения воздуха с горизонтально-вертикального на вертикальное на входе в ЦТ ВК около ее стенок возникает отрывное течение с пульсациями скорости воздушного потока (рис. 9). Статическое давление в сечении на входе в ЦТ близко к постоянному, так как средняя вертикальная составляющая скорости не превышает 7 м/с. Из-за образования вблизи стенок отрывных вихревых зон, ускорения и торможения воздуха в ЦТ перед ТМ возникают потери статического давления (см. рис. 8). С учетом этого максимум вертикальной составляющей скорости наблюдается в нижней части ТМ с минимальной длиной ЦТ ВК и минимум — в верхней.

Доминирующим по значению гидравлическим сопротивлением в ЦТ является поверхность теплообменника из оребренных труб. На



б

**Рис. 9.** Схема течения воздуха перед и за вентилятором макета ВК (а) и фотография визуализации течения воздуха с помощью дыма (б) (пар в теплообменные модули не подавался, температура воздуха на входе  $-8^{\circ}\text{C}$ )

этом участке ЦТ происходит нагрев воздуха за счет передачи ему тепловой энергии от конденсирующегося внутри труб пара.

Дополнительное уменьшение статического давления возникает перед рабочим колесом вентилятора при входе потока воздуха в цилиндрическую часть ЦТ с ускорением и отрывными явлениями, связанными с вихреобразованием (см. рис. 9).

В рабочем колесе вентилятора к потоку воздуха передается механическая энергия, пропорциональная  $\Delta P Q_{\text{воз}}$ , где  $\Delta P$  — перепад статических давлений на вентиляторе;  $Q_{\text{воз}}$  — объемный расход воздуха.

На выходе из диффузора вентилятора статическое давление в поперечном сечении выравнивается по аналогии с затопленной турбулентной струей [12]. Максимум вертикальной составляющей скорости возникает вблизи стенок диффузора, а минимум — в центре диффузора (см. рис. 6). Это объясняется тем, что с увеличением радиуса растет линейная скорость лопаток и соответственно скорость воздуха. С дру-

гой стороны, вертикальная составляющая скорости воздуха на стенке диффузора равна нулю. Невысокая скорость в центре диффузора (3...4 м/с) объясняется также установленными в центре электродвигателем и втулкой вентилятора.

**Исследование поля скоростей на выходе из ТМ.** Для оценки значения и протяженности неравномерности поля скоростей за ТМ макета ВК было выполнено 3D-моделирование в элементе ТМ, показанное на рис. 10, а. Ребра на трубах в данной модели условно заменены пористой средой.

В результате численного моделирования были получены значения скоростей воздуха за модулем (рис. 10, б). На рис. 10, в условно показана область выравнивания поля скоростей за ТМ макета ВК. Можно сделать вывод, что неравномерность потока, вызванная прохождением его через оребренный ТМ, не может достичь входа в вентилятор и не влияет на его характеристики.

Для определения расхода воздуха через ЦТ ВК можно было бы воспользоваться уравнением теплового баланса

$$Q = (G_{\text{п}} i''_1 x_1 - i''_2 x_2) + c_p \Delta t_{\text{пер}} G_{\text{п}} (1 - x_2) \approx G_{\text{воз}} (t_1 - t_2) c_{p\text{воз}}, \quad (7)$$

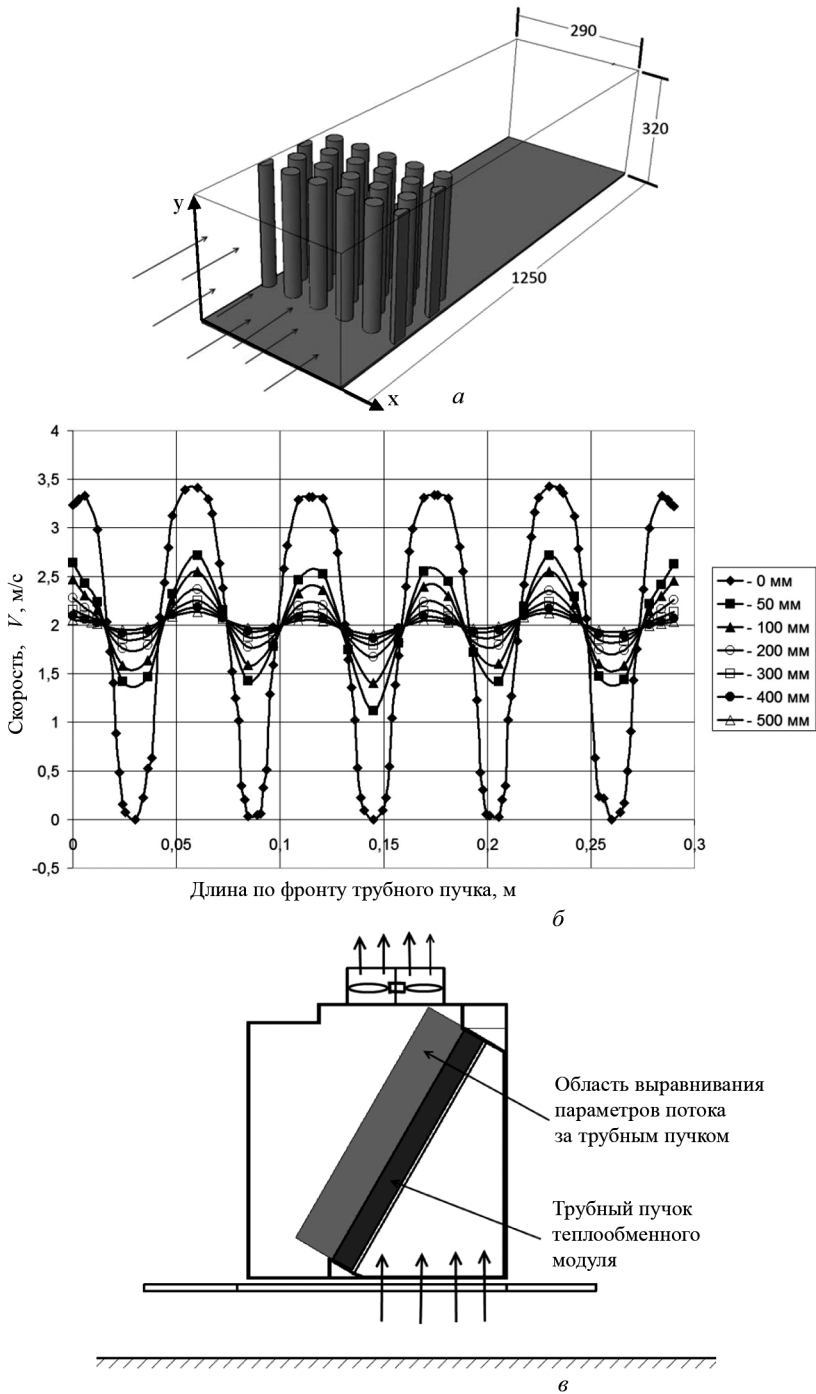
где  $i''_1, i''_2$  — энтальпия пара на входе и выходе их теплообменного модуля ВК;  $G_{\text{п}}$  — расход парожидкостной смеси на входе в теплообменный модуль ВК;  $G_{\text{воз}}$  — расход воздуха;  $t_1, t_2$  — температуры воздуха на входе и выходе из ЦТ ВК;  $c_p, c_{p\text{воз}}$  — удельные теплоемкости конденсата и воздуха;  $\Delta t_{\text{пер}}$  — переохлаждение конденсата.

Однако опыты показали, что температура воздуха на выходе из диффузора вентилятора для одноходового по пару макета ВК значительно (до 10 °С) изменяется по его сечению (см. рис. 4, в, з). Поэтому использование уравнения (7) для определения  $G_{\text{воз}}$  при среднем нагреве охлаждающего воздуха менее 15 °С может привести к значительным ошибкам.

Зависимость среднего по оребренной поверхности коэффициента теплопередачи (рис. 11) имеет вид

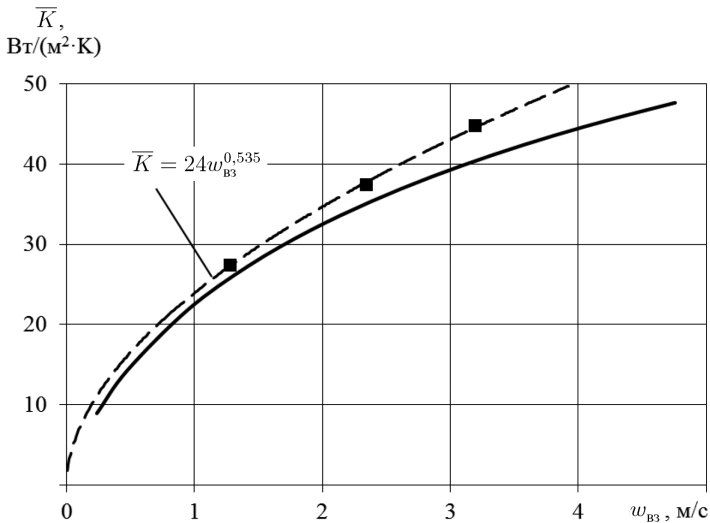
$$\bar{K} = \frac{Q_{\text{п}}}{\frac{(t_{21} - t_1)}{\ln \frac{\bar{t}_S - t_1}{\bar{t}_S - t_{21}}} F}, \quad (8)$$

где  $Q_{\text{п}}$  — тепловая мощность, выделяемая при конденсации пара;  $\bar{t}_S$  — средняя температура насыщения, определяемая по среднему давлению насыщения пара внутри теплообменного модуля (давление изменялось в опытах не более чем на 300 Па);  $t_2$  — температура воздуха на выходе из ЦТ ВК, рассчитанная по  $Q_{\text{п}}$  и расходу воздуха, определенному с



**Рис. 10. Численное моделирование течения воздуха за ТМ макета ВК:**

*a* – расчетная область с ТП; *б* – расчетные профили скорости воздуха за ТП на различном расстоянии от него; *в* – область выравнивания поля скоростей за ТП макета ВК



**Рис. 11.** Зависимость  $\bar{K}$  от средней скорости воздуха ( $w_{вз}$ ) на входе в трубный пучок при изменении  $t_s$  от 43 до 67 °С,  $Q_{п}$  от 132 до 165 кВт:

■ — эксперимент, ---- — аппроксимация экспериментальных данных, ——— — расчет по одномерной модели

использованием метода, предложенного в настоящей работе,

$$t_2 = t_1 + \frac{Q_{п}}{c_p Q_{воз}}. \quad (9)$$

**Выводы.** 1. В опубликованной литературе отсутствует достоверная экспериментально подтвержденная методика определения расхода воздуха через циркуляционную трассу воздушного конденсатора паротурбинных установок.

2. Экспериментально исследованы трехмерные поля скорости воздуха на входе и выходе из ЦТ ВК, а также поля температур на выходе из ЦТ. Зафиксированы пульсации скоростей воздуха с амплитудой до 30 % средних по времени значений скоростей, а эти скорости воздуха в выходном сечении диффузора вентилятора по сечению различаются до 5 раз.

3. Предложено описание аэродинамических процессов течения воздуха в ЦТ ВК, подтвержденное экспериментальными данными.

4. Выполнены расчетные исследования с использованием 3D моделирования циркуляционной трассы ВК. Качественное и количественное совпадение результатов экспериментально-расчетных исследований свидетельствует о достоверности проведенных исследований.

5. Разработаны методические основы экспериментального определения расходно-напорных характеристик ВК и среднего по поверхности ВК коэффициента теплопередачи в зависимости от скорости воздуха на входе в теплообменные модули.



## ЛИТЕРАТУРА

1. Мильман О.О., Федоров В.А. Воздушно-конденсационные установки. М.: Изд-во МЭИ, 2002.
2. Новое направление в создании высокоэффективных конденсаторов паротурбинных установок / В.А. Федоров, О.О. Мильман, В.И. Артемов, Д.В. Федоров, П.А. Ананьев, А.А. Кирюхина // Вестник МЭИ. 2010. № 3. С. 37–43.
3. Теплогидравлические процессы в воздушных конденсаторах паротурбинных установок / В.А. Федоров, О.О. Мильман, П.А. Ананьев, С.Н. Дунаев, Н.В. Колесников, Б.А. Шифрин // Вестник МЭИ. 2012. № 2. С. 5–12.
4. Milman O.O., Spalding D.B., Fedorov V.A. Steam condensation in parallel channels with nonuniform heat removal in different zones of heat-exchange surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012. Vol. 55. Iss. 21–22. P. 6054–6059.
5. Крюков Н.П. Аппараты воздушного охлаждения. М.: Химия, 1983. 168 с.
6. Xiufeng Gao, Chengwei Zhang, Jinjia Wei, Bo Yu. Numerical simulation of heat transfer performance of an air-cooled steam condenser in a thermal power plant / China, *Heat Mass Transfer*. 2009. P. 1423–1433.
7. Rogers J.A. McDermott Technology, Inc., K.K. Won, Hudson products Corp., W. Stang, Argium Inc. Validation of CFD Models for Evaluating Hot-Air Recirculation in Air-Cooled Heat Exchangers / Houston, Texas, McDermott Technology Inc. No. 5. 1999. P. 65–79.
8. Yang Li Jun, Du Xiao Ze, Zhang Hui, Yang Yong Ping. Numerical investigation on the cluster effect of an array of axial flow fans for air-cooled condensers in a power plant / China, *Engineering Thermophysics*. 2011. No. 21. P. 2272–2280.
9. Owen M.T.F. and Kröger D.G. Numerical Investigation of Air-Cooled Steam Condenser Performance Under Windy Conditions. California Energy Commission, PIER Energy-Related Environmental Research Program, 2011.
10. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003.
11. Chung T.J. Computational fluid dynamics. Cambridge University Press, 2002. 1012 p.
12. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М.: Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1953. 736 с.
13. Patankar S.V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. New York. Hemisphere Publishing Corporation, Taylor&Francis Group, 1980.

## REFERENCES

- [1] Mil'man O.O., Fedorov V.A. Vozdushno-kondensatsionnye ustanovki [Air-condensing plant]. Moscow, MPEI Publ., 2002.
- [2] Fedorov V.A., Mil'man O.O., Artemov V.I., Fedorov D.V., Anan'ev P.A., Kiryukhina A.A. A recent trend in developing high performance capacitors of the steam-turbine plants. *MPEI Vestnik*, 2010, no. 3, pp. 37–43 (in Russ.).
- [3] Fedorov V.A., Mil'man O.O., Anan'ev P.A., Dunaev S.N., Kolesnikov N.V., Shifrin B.A. Thermohydraulic processes in air-cooled condensers of the steam-turbine plants. *MPEI Vestnik*, 2012, no. 2, pp. 5–12 (in Russ.).
- [4] Milman O.O., Spalding D.B., Fedorov V.A. Steam condensation in parallel channels with nonuniform heat removal in different zones of heat-exchange surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, vol. 55, iss. 21–22, pp. 6054–6059.
- [5] Kryukov N.P. Apparaty vozdušnogo okhlazhdeniya [Air-cooled heat exchanger]. Moscow, Khimiya Publ., 1983. 168 p.
- [6] Xiufeng Gao, Chengwei Zhang, Jinjia Wei, Bo Yu. Numerical simulation of heat transfer performance of an air-cooled steam condenser in a thermal power plant. China, *Heat Mass Transfer*, 2009, pp. 1423–1433.

- [7] Rogers J.A. McDermott Technology, Inc., K.K. Won, Hudson products Corp., W.Stang, Argium Inc. Validation of CFD Models for Evaluating Hot-Air Recirculation in Air-Cooled Heat Exchangers. Houston, Texas, *McDermott Technology Inc.*, 1999, no. 5, pp. 65–79.
- [8] Yang Li Jun, Du Xiao Ze, Zhang Hui, Yang Yong Ping. Numerical investigation on the cluster effect of an array of axial flow fans for air-cooled condensers in a power plant. China, *Engineering Thermophysics*, 2011, no. 21, pp. 2272–2280.
- [9] Owen M.T.F., Kröger D.G. Numerical Investigation of Air-Cooled Steam Condenser Performance under Windy Conditions. California Energy Commission, PIER Energy-Related Environmental Research Program, 2011.
- [10] Loitsyanskiy L.G. Mekhanika zhidkosti i gaza [Fluid mechanics]. Moscow, Drofa Publ., 2003.
- [11] Chung T.J. Computational Fluid Dynamics. Cambridge University Press, 2002. 1012 p.
- [12] Abramovich G.N. Prikladnaya gazovaya dinamika [Applied gas dynamics]. Moscow, Izd. Tekhniko-teoreticheskoy literatury Publ., 1953, 736 p.
- [13] Patankar S.V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. N.Y., Hemisphere Publishing Corporation, Taylor & Francis Group, 1980.

Статья поступила в редакцию 29.05.2015

Фёдоров Владимир Алексеевич (1955–2013) — д-р техн. наук, профессор, с 2009 г. по 2013 г. генеральный директор Научно-производственного внедренческого предприятия “Турбокон”.

ЗАО НПВП “Турбокон”, Российская Федерация, 248000, г. Калуга, ул. Комсомольская роща, д. 43.

Fedorov V.A. (1955–2013) — D.Sc. (Eng.), Professor, Director General, Scientific-and-production implementation company Turbokon.

Scientific-and-production implementation company Turbokon, ul. Komsomolskaya roscha 43, Kaluga, 248000 Russian Federation.

Мильман Олег Ошеревич — д-р техн. наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ, директор по науке Научно-производственного внедренческого предприятия “Турбокон”.

ЗАО НПВП “Турбокон”, Российская Федерация, 248000, г. Калуга, ул. Комсомольская роща, д. 43.

Milman O.O. — D.Sc. (Eng.), Professor, honoured worker of science and technology of the Russian Federation, Director for Research, Scientific-and-production implementation company Turbokon.

Scientific-and-production implementation company Turbokon, ul. Komsomolskaya roscha 43, Kaluga, 248000 Russian Federation.

Ананьев Петр Александрович — ведущий конструктор Научно-производственного внедренческого предприятия “Турбокон”.

ЗАО НПВП “Турбокон”, Российская Федерация, 248000, г. Калуга, ул. Комсомольская роща, д. 43.

Ananyev P.A. — Project Engineer, Scientific-and-production implementation company Turbokon.

Scientific-and-production implementation company Turbokon, ul. Komsomolskaya roscha 43, Kaluga, 248000 Russian Federation.

Жинов Андрей Александрович — канд. техн. наук, заведующий кафедрой “Тепловые двигатели и теплофизика” Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 248000, г. Калуга, ул. Баженова, д. 2, корп. 5.

Zhinov A.A. — Ph.D. (Eng.), Head of the Department of Heat Engines and Thermal Physics, Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University.

Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University, ul. Bazhenova 2, build. 5, Kaluga, 248000 Russian Federation.

Шевелев Денис Владимирович — канд. техн. наук, доцент кафедры “Тепловые двигатели и теплофизика” Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 248000, г. Калуга, ул. Баженова, д. 2, корп. 5.

Shevelev D.V. — Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Department of Heat Engines and Thermal Physics, Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University.

Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University, ul. Bazhenova 2, build. 5, Kaluga, 248000 Russian Federation.

Карышев Анатолий Константинович — канд. техн. наук, профессор кафедры “Тепловые двигатели и теплофизика” Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 248000, г. Калуга, ул. Баженова, д. 2, корп. 5.

Karyshev A.K. — Ph.D. (Eng.), Professor, Department of Heat Engines and Thermal Physics, Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University.

Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University, ul. Bazhenova 2, build. 5, Kaluga, 248000 Russian Federation.

Птахин Антон Викторович — ассистент кафедры “Тепловые двигатели и теплофизика” Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 248000, г. Калуга, ул. Баженова, д. 2, корп. 5.

Ptahn A.V. — Assistant Lecturer, Department of Heat Engines and Thermal Physics, Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University.

Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University, ul. Bazhenova 2, build. 5, Kaluga, 248000 Russian Federation.

### **Пробьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Федоров В.А., Мильман О.О., Ананьев П.А., Птахин А.В., Жинов А.А., Карышев А.К., Шевелев Д.В. Результаты экспериментально-расчетных исследований воздушного потока в циркулассах воздушных конденсаторов паротурбинных установок // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2015. № 5. С. 87–105.

### **Please cite this article in English as:**

Fedorov V.A., Milman O.O., Ananyev P.A., Ptachyn A.V., Zhynov A.A., Karyshev A.K., Shevelev D.V. Results of experimental and computational analysis of the air flow in the circle channels of the air-cooled condensers of steam power plants. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2015, no. 5, pp. 87–105.