

УДК 621.7

Повышение надежности прогнозирования теплогидравлических характеристик трубчато-ребристых радиаторов аппаратов воздушного охлаждения энергоустановок на основе численного и экспериментального исследования*

М.В. Гуреев¹, А.М. Ермаков¹, Ю.В. Жукова², Р.Г. Кадыров¹, Р.Р. Калимуллин¹, Г.С. Маршалова^{2,3}, А.А. Миронов¹, Р.М. Низамутдинов⁴, И.А. Попов¹, А.Н. Скрыпник¹, С.В. Тиунов⁵, Р.А. Усенков¹, И.И. Хабибуллин⁴, А.Д. Чорный²

¹ Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ, Казань, 420111, Россия

² Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси, Минск, 220072, Республика Беларусь

³ Белорусский государственный технологический университет, Минск, 220006, Республика Беларусь

⁴ АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Казань, 420029, Россия

⁵ ООО «Фирма «Термокам», пгт. Камские Поляны, 423564, Россия

e-mail: popov-igor-alex@yandex.ru

DOI: 10.34759/tpt-2020-12-11-482-502

Поступила в редакцию 14.09.2020

После доработки 28.10.2020

Принята к публикации 29.10.2020

Проведена оценка эффективности использования плоских оребренных труб, полученных методом экструзии с последующей обработкой методом деформирующего резания, и апробация подходов с использованием методов численного моделирования к расчету теплогидравлической эффективности трубчато-ребристого масляного радиатора и аппарата воздушного охлаждения масла энергоустановок и компрессорных станций. На основе методов численного моделирования конвективного теплообмена была разработана и апробирована методика расчетов, согласно которой оребренная часть теплопередающей поверхности представляется в виде пористых вставок. Разработанная методика позволяет уменьшить требования к оборудованию для численного моделирования и снизить время расчетов. Тестирование расчетного алгоритма на основе результатов проведенных экспериментальных исследований показало, что использование методов вычислительной гидродинамики позволяет прогнозировать теплогидравлические характеристики трубчато-ребристых масляных радиаторов с высокой степенью точности.

Ключевые слова: теплообмен, аэрогидродинамика, радиатор, аппарат воздушного охлаждения, оребрение, теплообменная труба, эксперимент, численное моделирование, вычислительная гидродинамика.

* Научные исследования проводились при финансовой поддержке грантов РФФИ по проекту 19-58-04006-бел-мол-а и БРФФИ по проекту T19PM-076 (численные исследования) и Минобрнауки России в рамках исполнения обязательств по выполнению обязательств по Соглашению 075-03-2020-051-3 от 09.06.2020 (экспериментальное исследование и инженерные расчеты).

Введение

Аппараты воздушного охлаждения используются на объектах по транспортировке и переработке природного газа, в системах оборотного водоснабжения электростанций, нефтеперерабатывающих заводах, нефтехимических ком-

плексах и др. Объем мирового рынка аппаратов воздушного охлаждения различного типа (вентиляторные, башенные, грунтовые и т.д.) оценивался в 1.2 млрд долларов США в 2018 г. и, как ожидается, увеличится в среднем на 10.8% с 2019 по 2025 гг. В настоящее время только в России эксплуатируется около 52 000 аппаратов воздушного охлаждения с установленной мощностью привода вентиляторов порядка 2.1–106 кВт, при этом парк этих аппаратов непрерывно увеличивается. Для расчета необходимой площади теплообменной поверхности воздухоохлаждаемых теплообменников используется средняя для района температура воздуха [1, 2], поэтому большую часть времени данные теплообменные аппараты функционируют с большим запасом площади [3, 4]. Недостатками стандартной конструкции воздухоохлаждаемых теплообменников являются большие габариты поверхности охлаждения, значительная металлоемкость теплообменных секций и аппарата в целом, высокая потребляемая мощность привода вентилятора, обусловленная большими потерями давления охлаждающего воздуха при движении его через многорядный пучок оребренных труб и значительным количеством труб в аппарате. Недостатки, указанные выше, являются следствием малых коэффициентов теплопередачи, что характерно для всех газожидкостных поверхностных теплообменников. Невысокая интенсивность теплопередачи предопределена плохими теплофизическими свойствами воздуха, используемого в качестве охлаждающего теплоносителя, вследствие чего даже при принудительном движении воздуха коэффициент теплоотдачи в среднем не превышает 50–150 Вт/(м²·К), в то время как коэффициент теплоотдачи внутри труб по стороне охлаждаемого продукта находится в интервале 600–4000 Вт/(м²·К). Таким образом, воздухоохлаждаемым теплообменникам свойственна пониженная энергоэффективность [3–6]. Для повышения эффективности необходимо использование различных типов интенсификаторов теплообмена или развитие поверхности теплообмена оребрением [4–7].

К современному теплотехнологическому оборудованию предъявляются повышенные требования по компактности и эффективности [7]. Интенсификации эксплуатационных характеристик аппаратов воздушного охлаждения

посвящено большое количество научных публикаций. В работе [8] представлены результаты по оптимизации конструкции ребер аппаратов; улучшению аэродинамических характеристик воздушного тракта посвящены работы [11, 12]. Повышая эффективность за счет применения методов интенсификации теплообмена, а также развивая поверхность теплообмена ресурсосберегающими методами (например, методом деформирующего резания), можно снизить металлоемкость и, как следствие, стоимость теплообменного оборудования при сохранении мощности или массогабаритных характеристик [3, 13].

Развитие современных пакетных технологий численного расчета теплогидравлических характеристик энергоустановок, включая теплообменное оборудование, позволяет прогнозировать данные характеристики без проведения дорогостоящих и трудозатратных натурных испытаний создаваемых образцов оборудования.

Работа выполнена на примере радиатора аппарата воздушного охлаждения, который является широко распространенным эффективным промышленным теплообменником, используемым в химической, нефтехимической, целлюлозно-бумажной промышленности, в металлургии, энергетике, в системах воздушного отопления, на компрессорных станциях для охлаждения энергоносителей.

В данной работе определены рациональные геометрические размеры оребренных плоских теплообменных труб, получаемых методами экструзии и деформирующего резания, обеспечивающих при фиксированных энергозатратах приводной техники аппарата воздушного охлаждения масла снижение массогабаритных характеристик теплообменной секции. На основе численного моделирования тепловых и гидравлических характеристик масляного радиатора проведено исследование течений и теплообмена, влияния на них конструктивных особенностей радиаторов. Результаты численного исследования сопоставлены с результатами инженерного расчета и экспериментальных исследований секций радиатора. Определены теплогидравлические характеристики масляного радиатора и аппарата воздушного охлаждения масла компрессорной установки без натурных испытаний и разработаны рекомендации по ликвидации конструктивных недостатков.

Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик теплообменных секций плоских оребренных труб

Цель экспериментального исследования – определение теплогидравлических характеристик образцов теплообменных секций и определение наиболее рациональных геометрических размеров оребрения. Полученные экспериментальные результаты определения тепловых потоков и потерь давления впоследствии необходимы для проведения численного моделирования в широком диапазоне определяющих параметров для получения локальных характеристик теплообменной поверхности, верификации результатов численных исследований и проведения оптимизации аппаратов воздушного охлаждения масла для установок компримирования воздуха или газа.

Экспериментальные исследования проводились на образцах теплообменной секции аппаратов

воздушного охлаждения, представляющих собой плоские трубы из алюминиевого сплава, полученные методом экструзии, на поверхностях которых механической обработкой (методом деформирующего резания) сформирована система ребер.

Схема и внешний вид теплообменной секции показаны на рис. 1. Геометрические параметры секций сведены в табл. 1. Способ изготовления – экструзия труб с формированием выступов на широких стенках плоской трубы для формирования ребер методом деформирующего резания, путем подрезки и отгиба металла. Толщина ребер по высоте варьируется в диапазоне от 0.2 до 0.35 мм (у основания); ширина разрезов ребер для всех труб равна $S = 1$ мм, а длина теплообменной секции составляла $L = 1400$ мм.

Экспериментальные исследования теплогидравлических характеристик образцов теплообменной секции проводились на экспериментальном стенде, схема которого представлена на рис. 2, а.

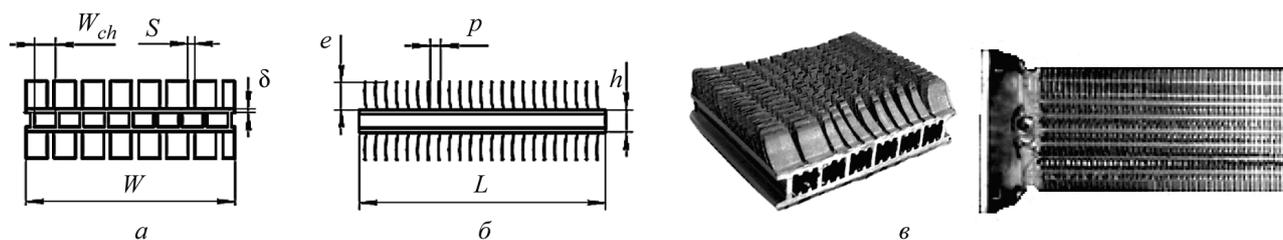


Рис. 1. Схема поперечного (а) и продольного (б) сечений и внешний вид (в) теплообменной секции

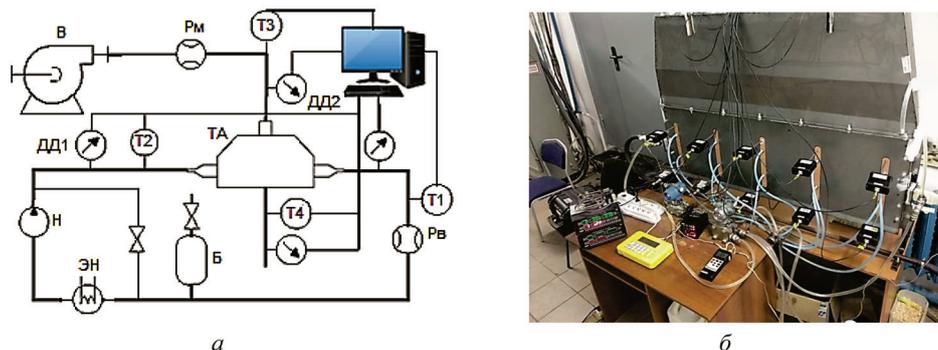


Рис. 2. Схема экспериментального стенда для исследования теплогидравлических характеристик теплообменных секций (а) и внешний вид рабочего участка (б)

Таблица 1. Геометрические характеристики образцов теплообменной секции

№ образца	Шаг ребер p , мм	Высота ребер e , мм	Толщина стенок канала трубы, мм	Ширина секции трубы W , мм	Высота плоской трубы h , мм	Количество внутренних каналов, шт.	Ширина внутреннего одного канала W_{ch} , мм
1	2	8.5	1.2	52	8.0	6	6
2	2	6.5	1.2	52	8.5	6	6
3	2.5	4	1.2	52	8.5	6	6
4	3.75	5.5	1.2	52	8.5	6	6
5	2.5	8	1.2	67.5	8.3	8	6
6	2.5	8	1.2	67.5	8.5	8	6
7	3.75	6	1.2	67.5	9.2	8	6

Экспериментальный стенд состоит из замкнутого масляного контура с последовательно расположенными нагревателем ЭН и масляным насосом Н, ультразвуковым расходомером масла Рм, расширительным баком Б, датчиков температуры Т1 и Т2, расположенных до и после рабочего участка, датчика перепада давления ДД1 на рабочем участке. В качестве теплоносителя использовалось турбинное масло ТП-22С (ТУ 38.101821–83).

Воздушная магистраль представляла собой аэродинамическую трубу разомкнутого типа, включающую всасывающий центробежный вентилятор В, датчик скорости воздуха Рв, датчики температуры Т3 и Т4, расположенные до и после рабочего участка, датчик перепада давления ДД2 на рабочем участке. Регулировка оборотов вентилятора осуществляется с помощью устройства частотного регулирования.

Рабочий участок (рис. 2, б) представляет собой теплоизолированный плоский короб с установленной внутри него одной оребренной теплообменной секции. Конструкция короба позволяет обеспечить равномерную прокачку потока воздуха по всей длине теплообменной секции. В рабочем участке реализуется перекрестный ток теплоносителей – масла в теплообменной секции и воздуха при ее поперечном обтекании вдоль ребер. На рабочем участке проводится многоточечное измерение температуры воздушного потока, скорости потока и давления до и после теплообменной секции.

По результатам измерений определялись средние температуры воздушного потока $\bar{t}_в$ и температуры потока масла $\bar{t}_м$ до и после рабочего участка, по которым вычислялись перепады температур на секции по обоим теплоносителям $\Delta t_в$ и $\Delta t_м$; давление обоих теплоносителей до рабочего участка и перепады давления обоих теплоносителей на рабочем участке $\Delta P_в$, $\Delta P_м$; расход масла и расход воздушного потока $G_в$, $G_м$; тепловая мощность теплообменной секции Q .

Расход воздуха определялся по осредненной скорости воздушного потока \bar{V} в канале рабочего участка до теплообменной секции по показателям термоанемометров в пяти сечениях по длине теплообменной секции: $G_в = \rho_в \cdot \bar{V} \cdot F$, где F – площадь поперечного сечения воздушного канала рабочего участка, $\rho_в$ – плотность воздуха, вычисляемая по измеренным средним

значениям давления и температуры воздушного потока в сечении измерения скоростей.

Тепловая мощность теплообменной секции при заданных геометрических и режимных параметрах определяется по зависимости $Q = G \cdot c_p \cdot \Delta t$, где c_p – теплоемкость теплоносителя, определяемая по средней температуре потока до и после рабочего участка, G – расход теплоносителей, Δt – температурный напор. Определение тепловой мощности проводилось по параметрам обоих теплоносителей. Расхождение значений, в первую очередь вызванное тепловыми потерями на рабочем участке, не превышало 5%. При дальнейших сопоставлениях тепловой эффективности принималось минимальное значение тепловой мощности обоих теплоносителей.

Удельное термическое сопротивление теплопередачи через плоские стенки теплообменной секции без учета развития поверхности оребрением вычислялось по зависимости: $R = 1/k$, где $k = Q/(F\Delta t)$ – коэффициент теплопередачи, $F = 2(W + h)L$ – площадь теплообмена по внешней поверхности без учета оребрения, Δt – среднелогарифмический температурный напор в секции теплообменной трубы при поперечном обтекании.

Эффективность теплообменной секций оценивалась на основе следующих критериев: тепловой мощности Q , тепловой эффективности ϵ , удельного термического сопротивления теплопередачи труб R , критериев энергетической эффективности М.В. Кирпичева:

$$E = Q/N \quad (1)$$

и В.М. Антуфьева:

$$E' = Q/(N\bar{\Delta t}), \quad (2)$$

где N – мощность на прокачку теплоносителя масла $N_м$ и/или воздуха $N_в$, равная

$$N = G\Delta P/(\rho\eta), \quad (3)$$

η – КПД насоса или вентилятора.

После обработки результатов экспериментального исследования для каждого типоразмера теплообменной секции были получены первичные результаты в виде зависимостей тепловой мощности от режимных параметров (числа Рейнольдса). На рис. 3 приведен пример такой зависимости для образцов №2 и №5 (см. табл. 1). Показано, что с возрастанием скорости воздуха и масла через теплообменную секцию возрастает

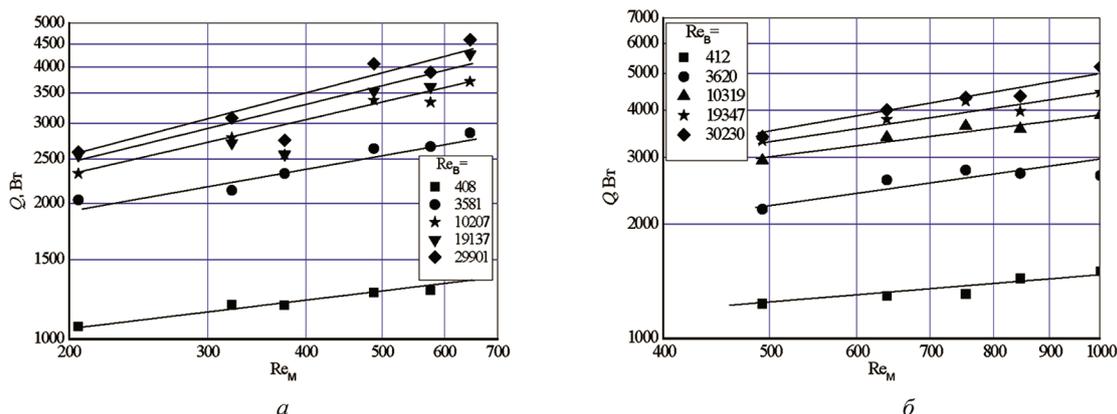


Рис. 3. Тепловая мощность исследованных образцов теплообменной секции в зависимости от режимных параметров: а – образец №5, б – образец №2

Таблица 2. Теплогидравлические характеристики теплообменных секций

№ образца	Тепловая мощность секции оребренной трубы, Вт	Тепловая эффективность секции оребренной трубы	Общее термическое сопротивление теплопередаче, (м ² ·К)/Вт	Удельная масса секции оребренной трубы, кг/м	Коэффициент компактности, м ² /м ³
1	4302	0.278	1.36·10 ⁻³	0.802	13156
2	4267	0.272	1.35·10 ⁻³	0.802	11720
3	3821	0.243	1.33·10 ⁻³	0.802	7580
4	2905	0.188	1.64·10 ⁻³	0.802	5888
5	4457	0.312	1.63·10 ⁻³	1.025	7885
6	2738	0.177	2.04·10 ⁻³	1.025	7821
7	3700	0.24	1.86·10 ⁻³	1.025	4566

ее мощность. Подобные зависимости были получены и для коэффициентов сопротивления для каждой секции. Впоследствии эти данные позволили провести замыкание модели пористой среды при моделировании радиаторов аппаратов воздушного охлаждения масла с использованием данных моделей по потоку воздуха.

Далее представлен анализ эффективности образцов теплообменной секции в зависимости от параметров оребрения. Анализ проводился при фиксированных расходах обоих теплоносителей – масла и воздуха, которые принимались из условий эксплуатации аппарата воздушного охлаждения на уровне $G_M = 0.31 \pm 0.1$ кг/с и $G_B = 0.36 \pm 0.1$ кг/с соответственно. Так как параметры труб изменялись, то это приводило к изменению скоростей теплоносителей (чисел Рейнольдса) и соответственно коэффициентов теплоотдачи как внутри теплообменной секции, так и снаружи. Необходимо указать, что при указанных в табл. 1 параметрах оребрения теплообменной секции коэффициенты эффективности оребрения изменяются от 0.83 при высоте ребра 8.5 мм до 0.95 при высоте ребра 4 мм.

В табл. 2 представлены результаты анализа тепловой мощности, тепловой эффективности и

общее термическое сопротивление теплопередаче секции оребренной трубы.

Полученные результаты по тепловой мощности образцов теплообменной секции показывают, что максимальное значение в исследованном диапазоне наблюдается у образца №5 с наибольшей высотой ребер (8 мм) и одним из минимальных шагов ребер (2.5 мм). Данный образец имеет большую площадь теплообмена из-за большей ширины. Однако образец №1 с подобными размерами ребер, несмотря на то, что его ширина (площадь теплообмена) меньше, чем у образца №5, обеспечивает передачу практически той же тепловой мощности. В первую очередь это связано с тем, что в опытах фиксировался расход теплоносителя (масла), площадь проходного сечения образца №1 меньше, чем у образца №5, т.е. скорость течения масла в образце №1 выше, что в итоге снизило термическое сопротивление теплопередачи из-за роста коэффициента теплоотдачи по сравнению с образцом №5. Таким образом, данная теплообменная секция может снизить весогабаритные характеристики блока аппарата воздушного охлаждения масла при фиксированных параметрах работы насосного масляного

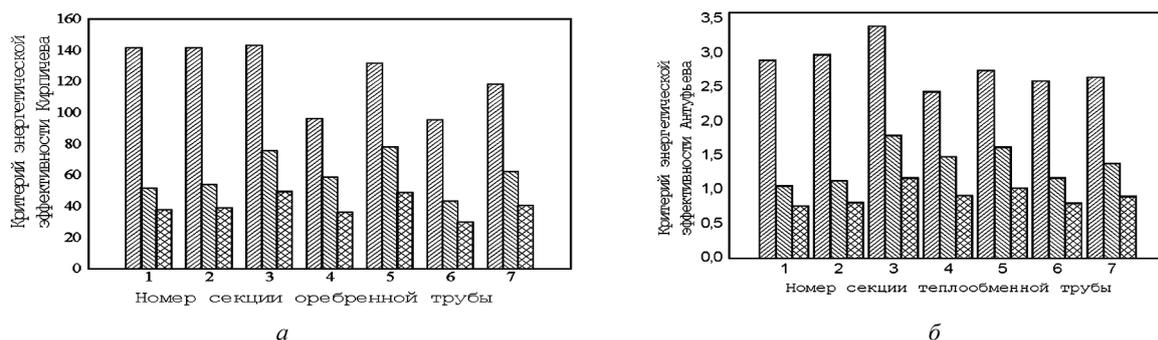


Рис. 4. Критерий энергетической эффективности М.В. Кирпичева $E = Q/N$ (а) и В.М. Антуфьева $E' = Q/N \Delta t$ (б) исследованных теплообменных секций: \square – расчет по N_v , \square – расчет по N_m , \boxtimes – расчет по $(N_v + N_m)$. Обозначения и геометрические параметры секций приведены в табл. 1

агрегата и вентиляторной установки. Аналогичный результат дает и анализ тепловой эффективности исследованных образцов теплообменной секции (табл. 2).

Последующая оценка эффективных коэффициентов теплопередачи, учитывающих развитие поверхности и эффективность оребрения и значения общего термического сопротивления между потоками масла и воздуха, показывает, что наименьшее термическое сопротивление имеет серия образцов №1–3, у которых шаг ребер составлял 2–2.5 мм при изменении высоты ребер практически в два раза – от 4 до 8.5 мм и меньшем проходном сечении каналов по маслу, что повышает скорость течения масла при фиксированном его расходе и, как следствие, коэффициенты теплоотдачи с его стороны и коэффициент теплопередачи в целом.

На основе полученных результатов оценки тепловой эффективности, наиболее рациональные геометрические параметры теплообменной секции отмечены для образца №5, обеспечивающего максимальную передаваемую тепловую мощность как за счет достаточно высоких значений коэффициентов теплопередачи, так и за счет значительной площади теплообмена.

Однако при прогнозировании характеристик теплообменных аппаратов важно знать не только их тепловую мощность, но и затраты мощности на прокачку теплоносителя. Обычно обеспечение высоких тепловых характеристик достигается за счет увеличения потерь давления и, как следствие, повышения мощности на прокачку. На рис. 4 представлено сравнение исследуемых образцов теплообменной секции по критериям энергетической эффективности М.В. Кирпичева $E = Q/N$.

Наибольшие значения критерия Кирпичева E (рис. 4) соответствуют рациональным типоразмерам теплообменной секции, так как обеспечивают передачу тепловой энергии при минимальных затратах энергии на прокачку теплоносителя. Таким образом, за счет высокой тепловой эффективности, несмотря на высокие потери давления, наилучшие показатели по воздушному каналу (N_v) имеют также образцы теплообменной секции №1–3. Однако за счет меньшего проходного сечения и увеличения скорости течения масла в теплообменной секции данные образцы имеют ухудшение критерия эффективности Кирпичева E по мощности на прокачку, определяемой по масляному тракту (N_m). Максимальный суммарный критерий эффективности при фиксированных эксплуатационных режимных параметрах имеет образец №5 и он равен $E = 49.5$.

Анализ значений критерия энергетической эффективности В.М. Антуфьева $E' = Q/N \Delta t$ подтверждает ранее сделанные выводы о лучшей теплогидравлической эффективности образца теплообменной секции №5. Для данного образца отмечено максимальное значение суммарного критерия энергетической эффективности В.М. Антуфьева, равное $E' = 1.03$, при вариации значения данного коэффициента для других образцов в пределах $E' = 0.77–0.92$.

Таким образом, при сохранении габаритов аппарата воздушного охлаждения масла за счет использования теплообменной секции с повышенной тепловой эффективностью (образец №5) возможно увеличение количества отводимого тепла в данном теплообменном аппарате или уменьшение весогабаритных характеристик аппарата воздушного охлаждения масла при сохранении его тепловой мощности, что может

также привести дополнительно к уменьшению затрат мощности на прокачку и повышению теплогидравлической эффективности аппарата в целом.

В качестве рекомендации необходимо указать, что для уменьшения потерь давления со стороны воздушного потока торцы плоских труб необходимо изготавливать закругленными. В работе [7] показано повышение теплогидравлической эффективности такой конструкции оребренных овальных (плоских) труб с ребрами по широкой стороне по сравнению с круглыми и овальными трубами с различной компоновкой ребер.

Численное исследование течения и теплообмена в радиаторе на основе теплообменных секций плоских оребренных труб и верификация результатов расчета

В последнее время при проектировании технических устройств в дополнение к инженерным подходам все чаще используются современные методы вычислительной гидрогазодинамики (Computational Fluid Dynamics – CFD). Проведение экспериментов по изучению естественной, смешанной и вынужденной конвекции требует значительных расходов на реализацию, высокой мощности оборудования, а также больших временных затрат. Вследствие этого охватить весь желаемый диапазон изменения параметров в экспериментах не представляется возможным. Использование методов численного моделирования позволяет не только проектировать технические устройства, в частности системы охлаждения, но и оптимизировать их отдельные узлы, а также детально оценить влияние различных режимных и конструктивных параметров и выявить рациональные с точки зрения теплогидравлической эффективности конструкции.

Однако использование методов численного моделирования для получения результатов, которых невозможно достичь в эксперименте из-за ограничений в экспериментальных установках (мощность калориферов, скорость потока в канале, тип теплоносителя), возможно только при предварительном тестировании расчетного алгоритма на уже имеющихся экспериментальных данных. Для этого использовались экспериментальные данные для случая омывания потоком воздуха однорядного шахматного пучка

воздухоохлаждаемого теплообменника, состоящего из шести биметаллических оребренных труб, расположенных с поперечным шагом $S_1 = 58$ мм и относительным поперечным шагом $\sigma_1 = 1.036$ в режиме смешанной конвекции. Для организации смешанной конвекции над экспериментальным пучком устанавливалось два типа вытяжных шахт – с прямоугольным и круглым сечениями. Подробное описание установки, вытяжной шахты, трубы-калориметра и методики экспериментального исследования представлено в [8].

Для сравнения результатов экспериментальных исследований и численного моделирования были выбраны следующие виды вытяжных шахт: диаметр выходного отверстия шахты $d_{\text{отв.}} = 0.160$ м и высота шахты $H = 0.52$ м; $d_{\text{отв.}} = 0.205$ м и $H = 0.52$ м; $d_{\text{отв.}} = 0.105$ м и $H = 1.16$ м.

Для подготовки расчетной сетки был использован пакет ANSYS Meshing, который позволяет подготовить сетку с необходимым качеством и достаточным количеством конечных элементов. Численное моделирование проводилось с использованием газодинамического решателя ANSYS Fluent 19.1.

Для численного моделирования была осуществлена трехмерная постановка задачи. Размеры расчетной области составляли $10.348 \times 4.0868 \times 0.00972$ м. Расчет проводился на неструктурированной пространственной сетке, состоящей из треугольных элементов. Для описания расчетной области потребовалось около 8 700 000 ячеек.

В начале расчета по всей расчетной области задавалось статическое давление $P = 101325$ Па и температура воздуха $T_{\text{вх}} = t_0$. Для моделирования теплопередачи от оребренных труб к воздуху решалась сопряженная задача.

Зависимость теплофизических характеристик теплоносителя – воздуха (плотности, теплопроводности и динамической вязкости) от температуры и давления задавались в виде законов: для плотности – согласно закону идеального газа; для коэффициента теплопроводности – в виде полинома третьей степени; для коэффициента динамической вязкости – согласно закону Сазерленда.

В процессе решения сходимость задачи контролировалась уровнем невязок: для давления и скоростей (уравнения Навье–Стокса и неразрывности) минимальный уровень погрешности

составлял 10^{-3} , для температуры (уравнение энергии) – 10^{-5} . Обычно расчеты прекращались по достижению погрешности для поправок давления 10^{-4} , для температуры (уравнение энергии) – 10^{-8} .

При численном моделировании количества движения воздуха учитывалось, что число Рейнольдса, построенное по диаметру несущей трубы и скорости в межреберном канале, изменялось от 100 до 720, таким образом, течение – ламинарное. Однако расчеты проводились для случая смешанной конвекции. В следе за трубами могут присутствовать как двумерные, так и трехмерные структуры. Для численной идентификации этих структур необходимо решение трехмерных уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу, уравнения неразрывности и уравнения энергии.

Для замыкания уравнения Рейнольдса была использована $k-\omega$ модель турбулентности Ментера в стандартной постановке [9].

На рис. 5 показана структура воздушного потока в пучке оребренных труб. Холодный воздух за счет разности температур и наличия вытяжной шахты засасывается в пучок, огибая лобовую часть труб. В межтрубном пространстве пучка наблюдается значительное увеличение скорости воздушного потока, связанное с резким сужением проходного сечения. В межреберном пространстве скорость воздуха также увеличивается, однако при этом примерно в два раза меньше скорости в проходном сечении.

На рис. 5 показано, что узкие области с повышенной скоростью воздуха наблюдаются и в следе вплоть до выхода из вытяжной шахты из-за затрудненного перемешивания слоев воздуха, поскольку скорость потока в продольном направлении выше, чем в поперечном. Также в кормовой части оребренных труб видны отрывные зоны. При малых числах Рейнольдса течение можно считать безотрывным. Однако при увеличении мощности нагрева, а следовательно, и при увеличении скорости в межреберных каналах и между трубами пучка, растет число Рейнольдса, и отрывная зона в кормовой части труб также увеличивается, след за пучком становится более размытым, и слои воздуха перемешиваются интенсивнее.

Распределение температур в однорядном пучке оребренных труб с вытяжной шахтой представлено на рис. 6 для тепловой мощности нагрева $W = 30$ Вт, подводимой пучком ореб-

ренных труб, и высоты шахты $H = 520$ мм. Диаметр выходного отверстия шахты $d_{\text{отв.}} = 205$ мм.

На рис. 6 показано, что холодный воздух поднимается вверх и охлаждая поверхность оребренных труб поступает в вытяжную шахту. В межреберном пространстве температура воздуха снижается от основания трубы к вершине ребра. Сформировавшаяся между трубами зона повышенных скоростей (см. рис. 5) приводит к тому, что в ней наблюдаются участки с пониженной температурой. По мере продвижения воздуха вверх по вытяжной шахте слои начинают интенсивно перемешиваться, и через выходное отверстие воздушные массы поступают в окружающую среду. В углах и по бокам шахты видны застойные зоны воздуха более высокой температуры по сравнению со срединной

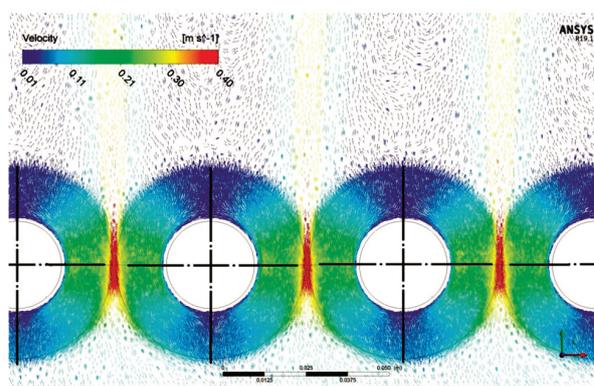


Рис. 5. Визуализация течения воздуха над ребром и в межреберном пространстве

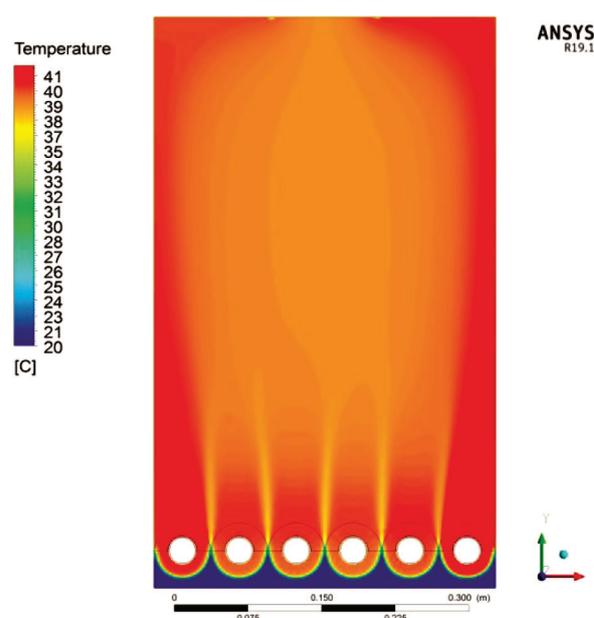


Рис. 6. Распределение температур в пучке и вытяжной шахте

частью из-за геометрии шахты и центрального расположения выходного отверстия. Ввиду близости крайних труб к теплоизолированным стенкам вытяжной шахты на них наблюдается более высокая температура по сравнению с центральными трубами.

Сравнение результатов эксперимента и численного моделирования проводилось по зависимости скорости воздуха в пучке $w_{п}$, температуры стенки $t_{ст}$ от мощности, подаваемой на калориметр (рис. 7). Изменение скорости в пучке оребренных труб носит нелинейный характер при всех исследованных диаметрах отверстия шахты, в то время как температура стенки изменяется линейно. При самых высоких из исследованных мощностей темп изменения скорости замедляется, и можно предположить, что существует такое критическое значение подаваемой мощности, выше которого скорость потока остается постоянной, т.е. большое значение приобретает оценка сил плавучести. Как видно из графиков на рис. 7, расхождение между результатами эксперимента и численного моделирования не превышает 15%, что позволяет

проводить дальнейшие исследования с использованием расчетного алгоритма.

Дальнейшие исследования проводились для образца теплообменной секции радиатора аппарата воздушного охлаждения, которая представляла собой пакет из плоских труб из алюминиевого сплава АД31 ГОСТ4784–97, полученных методом экструзии. Профиль плоской трубы, получаемой экструзией, показан на рис. 8, а. Длина оребренного участка секции плоской трубы – 300 мм. На внешних выступающих поверхностях труб была сформирована система ребер высотой 8.5 мм, толщиной 0.3 мм и шагом 2 мм методом деформирующего резания, который комбинирует подрезку и отгибку поверхностных слоев теплообменной поверхности (рис. 8, б). На внутренних продольных ребрах в каждом канале также методом деформирующего резания были сформированы периодические турбулизаторы потока с шагом 3 мм и высотой 2.25–2.5 мм. Для численного моделирования были подготовлены два типа системы автоматизированного проектирования (САД-моделей) – с турбулизаторами и без них.

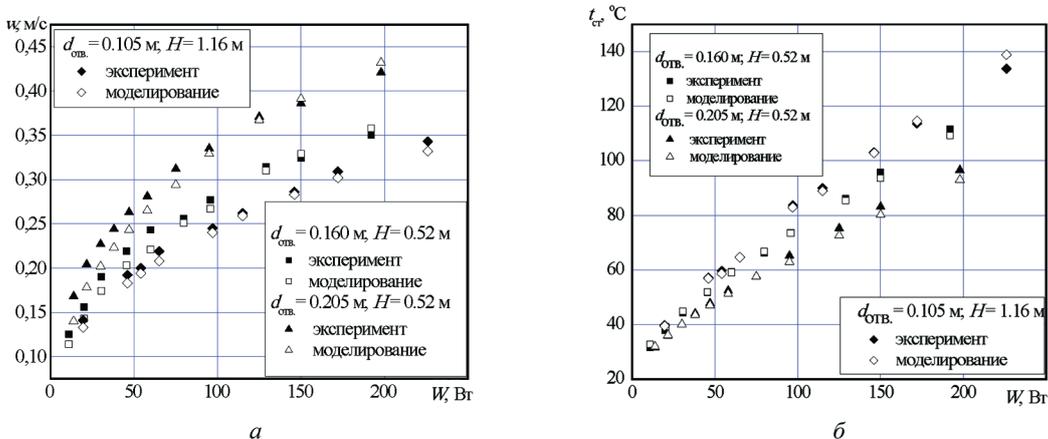


Рис. 7. Зависимости скорости воздуха в пучке $w_{п}$ (а) и температуры стенки $t_{ст}$ (б) от мощности, подаваемой на калориметр

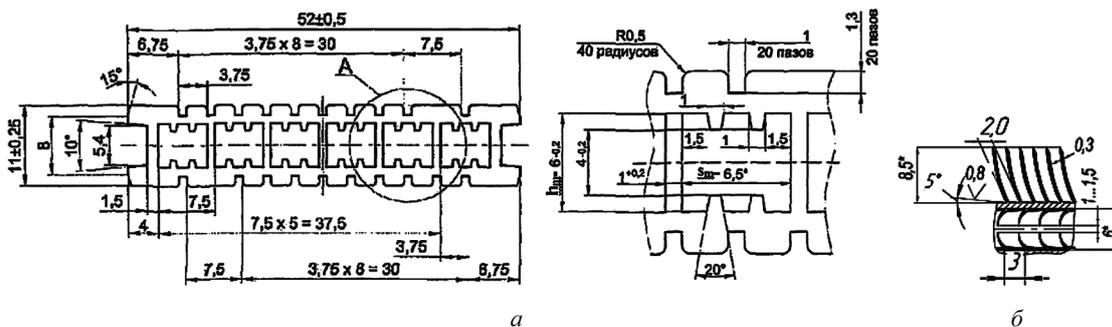


Рис. 8. Профиль плоской трубы с внешним оребрением и внутренними турбулизаторами: а – профиль трубы после экструзии; б – профиль ребер на внешней поверхности труб и турбулизаторов внутри труб после обработки деформирующим резанием

Согласно условиям расчета, внутри каналов протекает масло АУП ТУ 38.1011258–89 со статическим давлением на входе 1.5 кгс/см^2 и заданными температурами масла на входе в секцию радиатора 80°C и на выходе 50°C при расходе 320 л/мин . Снаружи секция радиатора обдувается потоком атмосферного воздуха с начальной температурой 20°C и расходом $20810 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Из-за наличия оребрения с наружной и с внутренней стороны секции для генерации адекватной расчетной сетки необходимо разрешить все мелкие элементы, что приводит к созданию конечно-элементной сетки большой мощности. Поэтому применяемая методика численного расчета строится на использовании периодического элемента радиатора, а расчет общих тепловых характеристик радиатора проводится путем умножения тепловой мощности одиночного элемента на количество данных элементов в радиаторе.

На первом этапе работы в ANSYS Meshing была построена компьютерная трехмерная мо-

дель элемента плоской трубы с оребрением. (рис. 9). После чего домены воздушного и масляного трактов радиатора удлиняются, чтобы смоделировать течения до и после элемента, и строится конечно-объемная сетка для каждого расчетного домена (рис. 10).

Размер конечно-элементной сетки элемента радиатора составляет 2945346 узлов, воздушного домена – 4244246 узлов, масляного домена – 7967807 узлов. Для воздушного и масляного доменов строятся призматические подслои. Минимальный размер ячеек равен 0.1 мм . Расчетные граничные условия: скорость воздуха на входе элемента 7.96 м/с , температура 20°C , массовый расход масла через одиночную трубу радиатора 0.148 кг/с , температура масла на входе в трубу радиатора 80°C .

Некоторые результаты расчетов представлены на рис. 11.

По результатам расчетов суммарная тепловая мощность радиатора, состоящего из 32 плоских

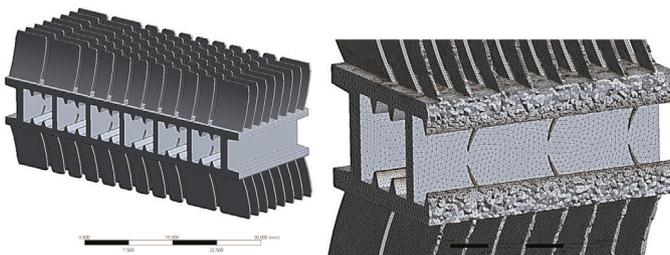


Рис. 9. Элемент оребренной плоской трубы и расчетная сетка на нем

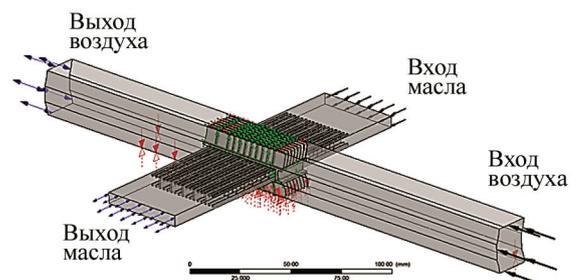


Рис. 10. Расчетный домен

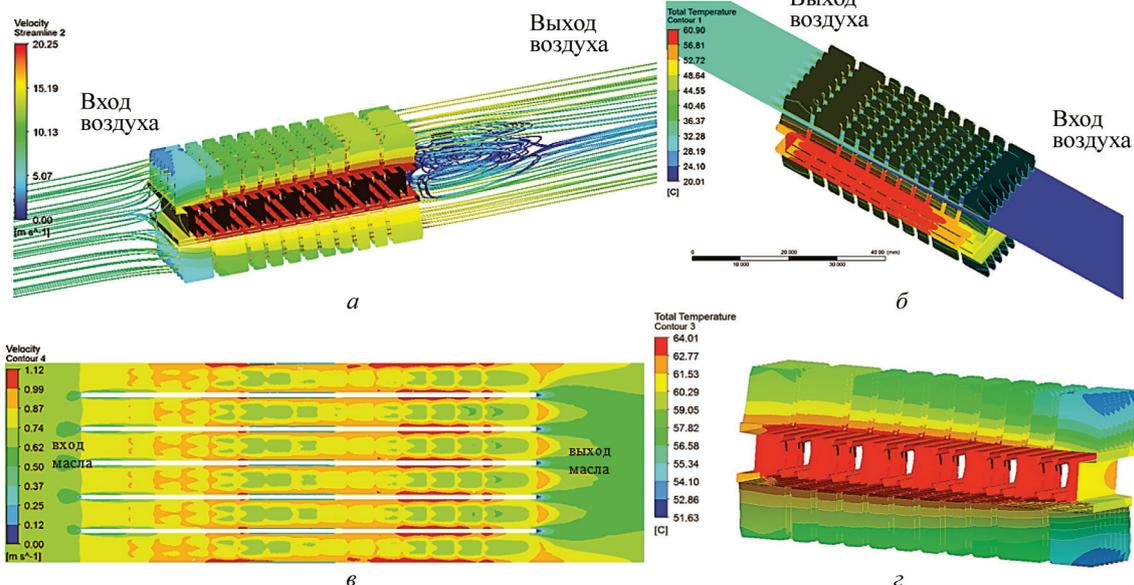


Рис. 11. Результаты численного исследования теплообмена и течения в секциях радиатора: *а* – структура течения с воздушной стороны; *б* – поле температур с воздушной стороны; *в* – поля скоростей в каналах с потоком масла; *г* – поля температур в теплообменной матрице

оребранных труб, при допущении, что подвод масла из подводящего коллектора радиатора будет равномерным, составляет 97 кВт.

Расчет гидравлического сопротивления проводился для всей модели радиатора, приведенной на рис. 12. Расчеты были проведены для случаев с нанесенными внутренними турбулизаторами и без них. Конечно-объемная сетка для канала без турбулизаторов составляла 1 914 519 ячеек, с турбулизаторами – 2 892 645 ячеек.

Некоторые результаты расчетов приведены на рис. 13. Хорошо видна неравномерность распределения скорости масла при его подаче

по трубкам радиатора. Скорость масла в верхних трубках значительно выше, чем в нижних, что требует в дальнейшем профилирования подводящих и отводящих вертикальных патрубков для осуществления более равномерного растекания теплоносителя по теплообменным трубкам.

По результатам численного исследования гидравлическое сопротивление радиатора с трубами с внутренними турбулизаторами составило 66.7 кПа, а для гладкотрубного радиатора – 19 кПа. Анализ результатов по гидравлическому сопротивлению радиатора со стороны

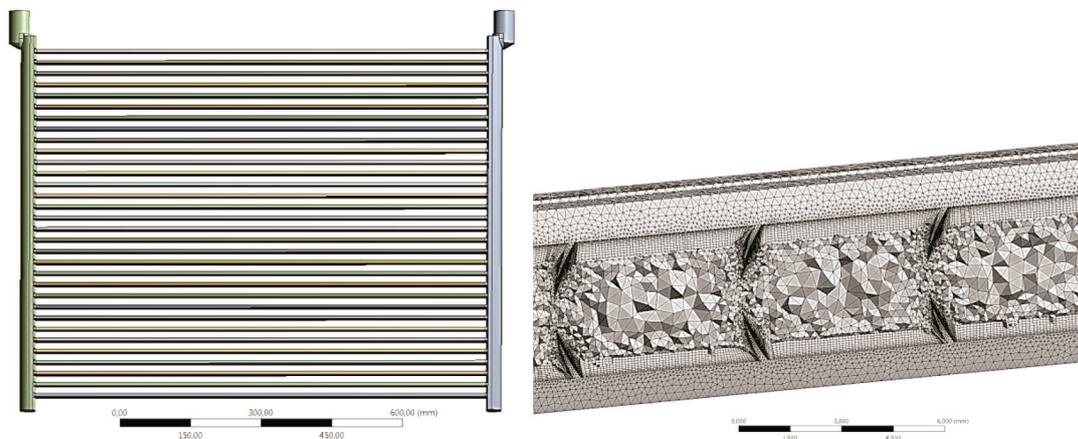


Рис. 12. Расчетный домен масляного контура радиатора и расчетная сетка во внутреннем канале с турбулизаторами

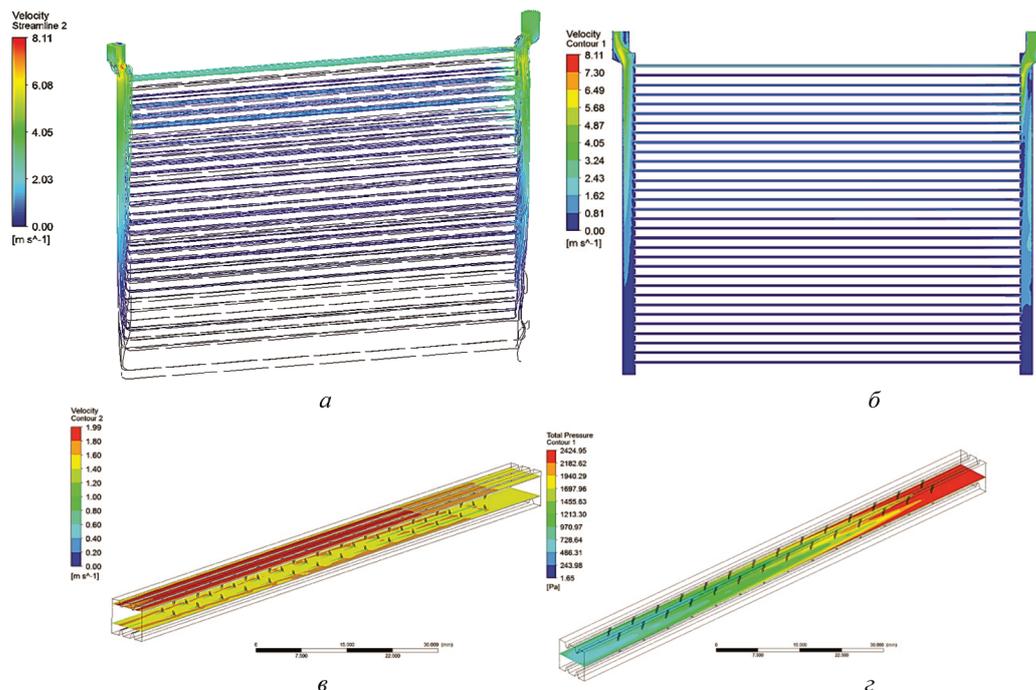


Рис. 13. Результаты численного исследования течения в радиаторе: а – структура течения с масляной стороны; б – поле скоростей с масляной стороны в радиаторе; в – поле скоростей в канале с турбулизаторами при течении масла; г – поле давлений в канале с турбулизаторами при течении масла

масла показал, что использование турбулизаторов увеличивает сопротивление теплообменной матрицы в 3.5 раза.

Оценка аэродинамического сопротивления полномасштабной модели радиатора методами численного моделирования затруднена вследствие сложности построения как полномасштабной модели воздушного тракта между 32 теплообменными трубами с расщепленными ребрами, так и необходимостью создания расчетной сетки большой мощности. Однако эту оценку можно провести, используя модель пористого тела, в которой все мелкие элементы представляются пористыми вставками. Для замыкания модели необходимо привлечь данные по потерям давления элементов радиатора, полученные в ходе экспериментальных исследований. Необходимо отметить, что проведение подобных исследований целесообразно для оценки влияния радиатора на течение и теплообмен в составе энергоустановки.

Для верификации результатов расчета было проведено экспериментальное исследование одиночной теплообменной секции оребренной плоской трубы длиной 300 мм с использованием экспериментального стенда (см. рис. 2).

По результатам экспериментального исследования одиночной теплообменной оребренной плоской трубы ее тепловая мощность составляет 2.88 кВт. Учитывая, что радиатор состоит из 32 теплообменных труб, при допущении, что растекание масла из подводящего коллектора радиатора будет равномерным, тепловая мощность его должна составить 92.1 кВт, а перепад давления на ней при течении масла составил 46 кПа (без учета коллекторов).

Также был проведен теплогидравлический поверочный расчет трубчато-ребристого тепло-

обменника с использованием среднелогарифмического температурного напора на основе стандартной методики [14–16] с учетом эффективности оребрения. По результатам расчетов с использованием инженерной методики тепловая мощность радиатора составила 93.2 кВт, общее гидравлическое сопротивление радиатора по масляному тракту с турбулизаторами потока согласно инженерному расчету составило 49.95 кПа.

Сравнительный анализ результатов расчетов по инженерной методике, численному исследованию и экспериментальным данным показал удовлетворительное совпадение данных: тепловая мощность радиатора по инженерному расчету составила 93.2 кВт, по экспериментальным данным – 92.1 кВт, а по численному исследованию – 97.1 кВт. Расхождение между экспериментальными и расчетными данными не превышает 5% (рис. 14).

Общее гидравлическое сопротивление радиатора по масляному тракту с турбулизаторами потока по инженерному расчету составило 49.95 кПа, по данным экспериментального исследования – около 46 кПа, а по численному исследованию – 66.7 кПа. Разница составляет около 30%. Это связано с тем, что в инженерной методике отсутствуют надежные зависимости по расчету данных турбулизаторов при течении вязких жидкостей. Кроме этого, анализ полученных численных визуализаций течения в теплообменной матрице радиатора показывает, что нижняя часть радиатора практически не работает (см. рис. 13), там находится застойная зона. В инженерной методике и при пересчете потерь давления от одиночной трубы масляного тракта ко всему радиатору принималось, что растекание масла по трубам в подводящем и отводящем коллекторах равномерное.

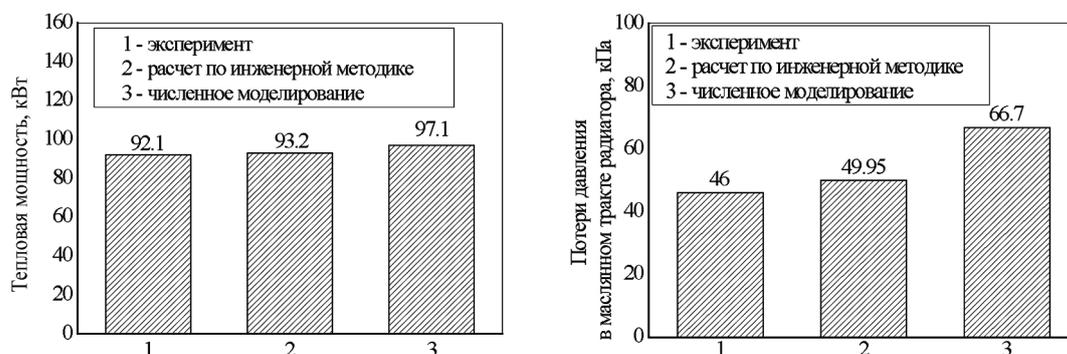


Рис. 14. Сравнение результатов экспериментального, расчетного и численного исследования параметров ребристо-трубчатого радиатора аппарата воздушного охлаждения масла

По результатам расчета рекомендуется расположить входной и выходной патрубки в диаметрально противоположных сторонах теплообменника или сделать подводящий/отводящий патрубки радиатора переменного сечения по высоте с учетом изменения расхода масла при растекании по теплообменным каналам.

Численные исследования эффективности работы аппарата воздушного охлаждения с радиаторами на основе оребренных плоских теплообменных труб

Для эффективной работы винтовые и поршневые компрессоры используют масло определенной вязкости и консистенции, которые зависят от его температуры. При недостаточном охлаждении масла в компрессоре может начаться процесс его разложения, что негативно скажется на работоспособности компрессорного оборудования вплоть до выхода его из строя. Для уменьшения затрат на ремонт холодильных компрессоров следует правильно спроектировать масляный контур. Стандартный масляный контур компрессорного оборудования любой конструкции включает в себя систему контроля температуры масла, поэтому если температура выше установленной, то масло направляется в охладитель; если ниже, то поступает в блок компрессора.

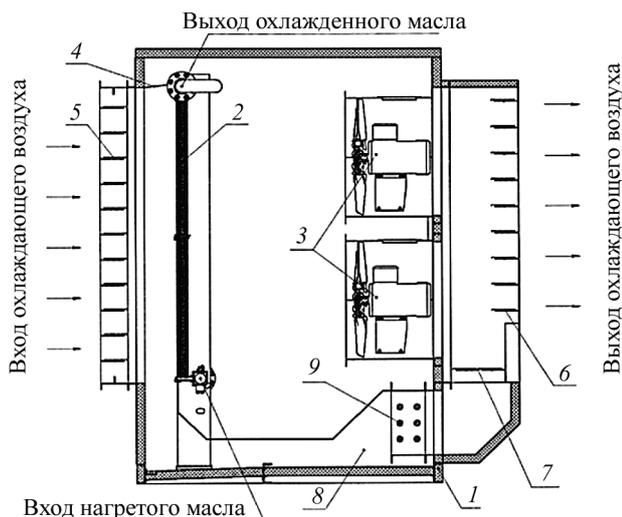


Рис. 15. Аппарат воздушного охлаждения масла [17]: 1 – корпус; 2 – маслоохладитель с теплообменными секциями; 3 – осевые вентиляторы с электроприводами; 4 – направляющая перегородка; 5–7 – управляемые клапаны; 8 – канал рециркуляции; 9 – электронагреватель

В работе [17] предложена конструкция аппарата воздушного охлаждения масла (рис. 15), предназначенного для охлаждения масла, циркулирующего в системе смазки компрессорных установок и газоперекачивающих агрегатов, функционирующих в условиях низких температур. Конструкция позволяет обеспечить равномерный прогрев охлаждающих секций маслоохладителя этого аппарата за счет повышения эффективности процесса внутренней рециркуляции как на стадии обеспечения предпусковых условий, так и в режиме работы аппарата воздушного охлаждения масла при низких температурах окружающего воздуха.

Маслоохладитель для предлагаемого аппарата воздушного охлаждения масла предполагается изготавливать с использованием плоских оребренных теплообменных труб из алюминиевого сплава, получаемых методами экструзии и деформирующего резания. Схема и внешний вид pilotного образца теплообменной секции представлены на рис. 1.

В работе [18] предложен метод расчета поверхности охлаждения радиатора, позволяющий, во-первых, оценить пористость пучка труб в радиаторе и, во-вторых, учесть в расчетных формулах неравномерность теплоотдачи по глубине сердцевины радиатора. Используя эти идеи, на основе методов численного моделирования конвективного теплообмена была разработана и апробирована методика расчетов [19], применимая к широкому классу теплообменных аппаратов, включая аппараты воздушного охлаждения масла. Отличительной особенностью методики является представление оребренной части теплопередающей поверхности в виде пористых вставок для исключения необходимости описания расчетной сеткой мелких пластин и ребер. Разработанная методика позволяет уменьшить требования к оборудованию для численного моделирования и снизить время расчетов.

Моделирование течения теплоносителя в пористом теле описывается дополнительным слагаемым в источниковом члене уравнения движения. Это слагаемое состоит из двух частей: первая часть описывает потери на трение, вторая – инерционные потери.

$$S_i = \frac{\mu}{\alpha} V_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |V_i| V_i.$$

Поэтому при использовании модели пористого тела необходимо задавать ряд параметров:

- пористость – доля объема пор в общем объеме пористого тела;
- проницаемость α ;
- коэффициент сопротивления C_2 , который представляет собой коэффициент потерь на единицу длины вдоль направления течения теплоносителя;
- коэффициент теплоотдачи «каркаса», вокруг которого будет формироваться пористое тело.

В случае ламинарного течения теплоносителя член, описывающий инерционные потери, пренебрежимо мал, и течение теплоносителя моделируется законом Дарси. В случае турбулентного течения (и высоких скоростей) теплоносителя пренебрежимо малым является член, описывающий потери на трение, множитель C_2 можно рассматривать в зависимости от перепада давления в виде

$$C_2 = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho V_i^2}.$$

Таким образом, в случае турбулентного течения теплоносителя для корректного использования в численном моделировании модели пористого тела необходимо задать три величины: пористость, коэффициент сопротивления C_2 и коэффициент теплоотдачи «каркаса». Задание двух последних величин требует привлечения дополнительной информации, которая может быть получена либо из эксперимента, либо из литературных источников, например [20], либо путем численного моделирования.

Однако стоит отметить, что задание коэффициента сопротивления C_2 и коэффициента теплоотдачи «каркаса» в значительной степени зависит от ряда параметров, таких как форма входной и выходной границ, распределение скорости и температуры на входе в область, рассчитываемую с помощью модели пористого тела, материала «каркаса». Поэтому для получения более достоверных результатов при использовании модели пористого тела есть смысл представлять область, моделируемую с помощью модели пористого тела, в виде зон с подобными параметрами набегающего потока.

На первом этапе была проведена верификация расчетной модели и алгоритма численного решения с использованием экспериментальных данных, описанных выше. Объектом, позво-

лившим верифицировать расчетный алгоритм, являлась модель теплообменной матрицы (ядра) маслоохладителя аппарата воздушного охлаждения масла, сконструированная на основе одного из вариантов геометрии плоских оребренных теплообменных труб из алюминиевого сплава, получаемых методами экструзии и деформирующего резания. Модель теплообменной матрицы (ядра) маслоохладителя аппарата воздушного охлаждения масла внешне омывалась потоком воздуха, внутри нее было реализовано течение масла. CAD-модель теплообменной матрицы (ядра) маслоохладителя показана на рис. 16.

Решались уравнения Навье–Стокса, осредненные по Рейнольдсу, уравнение неразрывности и уравнение энергии, сформулированное в терминах энтальпии. Для замыкания уравнений Рейнольдса была использована $k-\omega$ модель переноса сдвиговых напряжений Ментера в стандартной формулировке [21] совместно с пристеночной функцией Standart Scaleble, использование которых показали результаты расчета, наиболее близкие к полученным экспериментальным данным.

В процессе решения сходимость задачи контролировалась ранее установленным уровнем невязок. Требуемая сходимость и установление постоянных значений основных интегральных параметров достигалась в пределах 1000 итераций.

Теплофизические свойства воздуха задавались для плотности – согласно закону несжимаемого идеального газа, для вязкости – согласно закону Сазерленда, для коэффициента теплопроводности – полиномиальной зависимостью от температуры. Теплофизические свойства масла – в виде кусочно-линейных зависимостей.

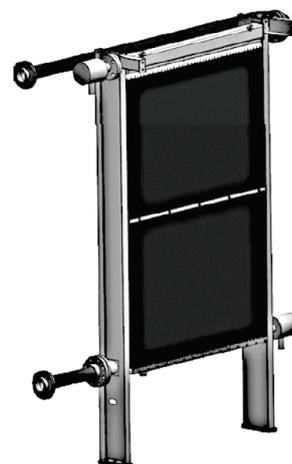


Рис. 16. CAD-модель теплообменной матрицы (ядра) маслоохладителя аппарата воздушного охлаждения масла

Задача решалась в сопряженной постановке. Задавались следующие граничные условия: среднемассовые расходы на входе в контур воздуха и в контур масла; условие нулевого среднеинтегрального давления на выходах из контуров воздуха и масла; коэффициенты пористости характерной части контура воздуха; коэффициенты проницаемости секции; температура на входе в контур воздуха и в контур масла. Стенки корпуса аппарата воздушного охлаждения масла предполагались теплоизолированными. Для замыкания модели пористого тела использованы материалы исследований потерь давления и тепловой эффективности (мощности) ядра маслоохладителя в зависимости от расхода в различных секциях. В ядре теплообменника маслоохладителя для моделирования процесса теплопередачи между контурами внешнего воздуха и масла и для учета неравномерности распределения скорости теплоносителей на входе в ядро маслоохладителя, вследствие наличия в тракте коллекторов, перегородок, канала рециркуляции и клапанов, была использована модель теплообменного аппарата двойной ячейки (dual cell heat exchanger model).

Результаты численного моделирования показали, что потери полного давления по воздушному тракту выше экспериментальных на 4.2%; по тракту масла – ниже экспериментальных на

1.3%; оцененная в численном моделировании тепловая мощность оказалась ниже экспериментально полученной на 0.4%, что позволяет считать разработанный подход корректным.

Для численного моделирования теплогидравлических характеристик всего блока аппарата воздушного охлаждения масла создана трехмерная CAD-модель, представленная на рис. 17.

Для исключения влияния граничных условий на гидродинамические, газодинамические и тепловые процессы в блоке охлаждения (рис. 18, *a*) расчетная модель дополнена входной и выходной областью.

Для создания расчетной сетки блока охлаждения (блока маслоохладителя) использовался сеточный генератор ANSYS Meshing. Вращение вентиляторов имитировалось вращающейся системой координат. Итоговая конечно-объемная сетка состояла из ~20 млн тетрагексагональных и гибридных элементов (рис. 18, *б*). Максимальный размер ячейки поверхностной сетки составлял 10 мм. Максимальный размер объемной ячейки составлял 10 мм, минимальный – 1 мм. Для корректного описания всех особенностей геометрии элементов блока маслоохладителя при разработке расчетной сетки применялась опция локального сгущения. Для описания пограничного слоя потока воздуха в пристеночных областях генерировался пятиуров-

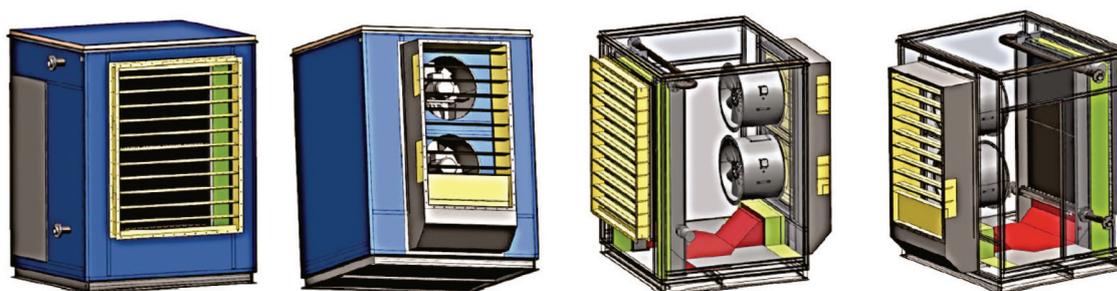


Рис. 17. Трехмерная конструкторская твердотельная модель элементов аппарата воздушного охлаждения масла

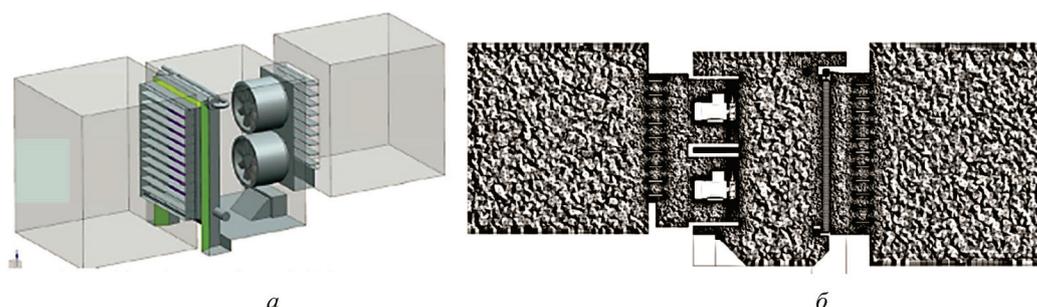


Рис. 18. Расчетная трехмерная CAD-модель элементов аппарата воздушного охлаждения масла с дополнительными входной и выходной областями (*a*) и фрагмент расчетной сетки блока охлаждения (*б*)

невый слой, состоящий из призматических ячеек, с коэффициентом роста 1.2.

Результаты численного моделирования показали, что часть потока воздуха равномерно проходит через маслоохладитель, далее направляется в зону вентиляторов, образуя застойные зоны в нижней и верхней задней частях аппарата воздушного охлаждения масла (выделены черным овалом, рис. 19, *а*).

Эти застойные зоны вносят незначительный вклад в потери давления по воздушному тракту. Распределение скорости по высоте маслоохладителя имеет однородный характер, за исключением участка, расположенного в нижней части маслоохладителя, формируя в этой области значения скорости ниже среднего из-за влияния формы и расположения нижнего коллектора. Неравномерное распределение скорости воздуха по высоте маслоохладителя (рис. 19, *в*) приводит к неравномерности распределения температуры в аппарате воздушного охлаждения масла (рис. 19, *б, з*) и снижению его тепловой мощности.

Результаты дальнейшего численного моделирования с измененной конструкцией воздушного тракта показали, что ликвидация выявленных конструктивных недостатков воздушной тракта аппарата воздушного охлаждения масла позволяет повысить тепловую мощность маслоохладителя на 19%.

Исходя из полученных результатов численного исследования предложено установить маслоохладитель с большей площадью теплообмена.

Также было проведено численное исследование теплогидравлических характеристик при параллельном подключении двух теплообменных секций (ядер) маслоохладителя в составе аппарата воздушного охлаждения масла. Полученные результаты показали, что данное техническое решение не дает требуемого результата: тепловая мощность маслоохладителя вследствие выявленных конструктивных недостатков воздушного тракта аппарата воздушного охлаждения масла на 10.6% меньше проектного значения.

Однако результаты проведенного численного исследования позволили сформулировать ряд рекомендаций по изменению воздушного тракта аппарата воздушного охлаждения масла, что поставило задачи для проведения дальнейших численных исследований. В частности, предложено установить новые лопасти вентиляторов для повышения их производительности, изменить конструкцию выходного воздушного клапана (жалюзи), исключив перегородку, частично затеняющую проходное сечение нижнего вентилятора, изменить геометрию нижнего коллектора маслоохладителя с целью обеспечения равномерного профиля скорости на входе в охлаждающие секции. Возможным техническим решением может быть увеличение общей производительности маслоохладителя за счет последовательной схемы подключения теплообменных секций (ядер). Однако это приведет к увеличению гидродинамического сопротивления и, как следствие, снижению расхода через масляный насос.

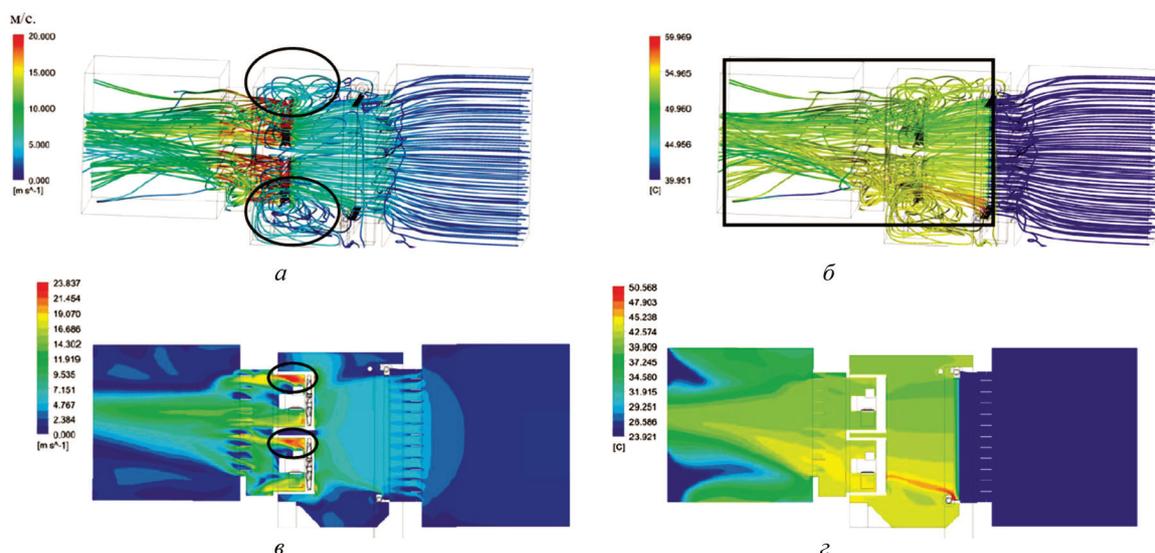


Рис. 19. Линии тока (*а*), изотермы (*б*), поле скоростей (*в*) и поле температур (*з*) в воздушном тракте аппарата воздушного охлаждения масла

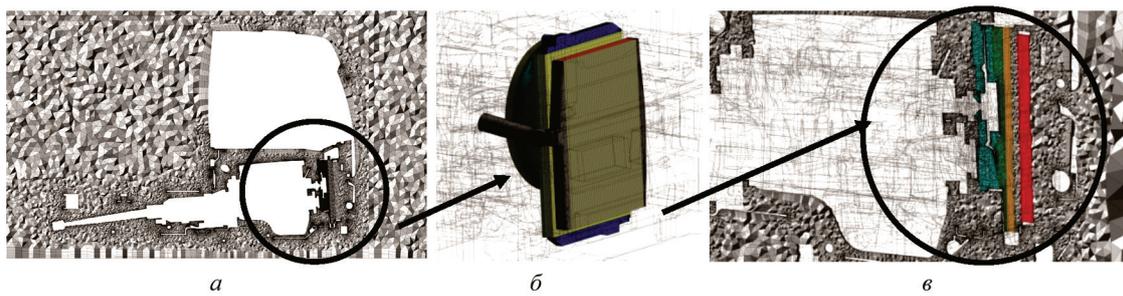


Рис. 20. Расчетная модель подкапотного пространства: *а* – вертикальное сечение расчетной сетки подкапотного пространства; *б* – расчетная сетка блока охлаждения с максимальным размером элементов 5 мм; *в* – результаты интеграции расчетной сетки элементов блока охлаждения в расчетную сетку подкапотного пространства

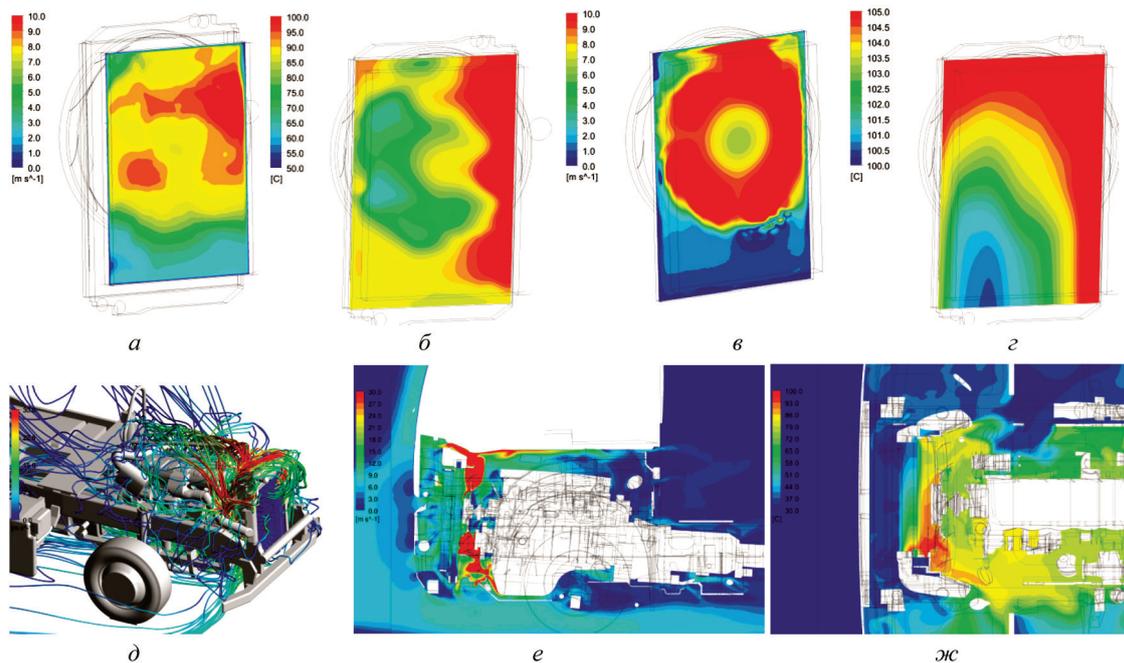


Рис. 21. Поля скоростей (*а*) и температуры (*б*) внешнего воздуха в среднем сечении охладителя наддувочного воздуха, поле скоростей (*в*) и температуры (*г*) внешнего воздуха в среднем сечении радиатора транспортного средства; линии тока (*д*), поля скоростей (*е*) и температур (*ж*) в среднем сечении внешнего воздуха, проходящие через выход радиатора

Таким образом, в работе апробирована методика расчетов, применимая к трубчато-ребристым и пластинчато-ребристым теплообменным аппаратам, отличительной особенностью которой является представление оребренной части теплопередающей поверхности в виде пористых вставок. Разработанная методика позволяет уменьшить требования к оборудованию для численного моделирования и снизить время расчетов. Данный подход был использован при расчете радиаторов систем охлаждения [19], охладителей наддувочного воздуха, теплообменников систем кондиционирования и вентиляции кабин прототипов автотранспортных устройств [22] (рис. 20). Результаты численного моделирования находятся в хорошем соответ-

ствии с результатами эксперимента, расхождение составляет 2–7%.

Результаты проведенных газодинамических расчетов позволили оценить распределение локальных характеристик, таких как распределение температуры теплоносителя по фронтальной части теплообменника, определение застойных зон и зон перегрева и, как следствие, эффективности организации распределения потока теплоносителя и теплообмена в подкапотном пространстве транспортных средств (рис. 21). Представленные распределения локальных параметров позволяют эффективно сформировать подкапотное пространство с целью оптимизации распределения потока воздуха для повышения эффективности охлаждения.

Заключение

1. В работе проведен анализ пассивного метода воздействия на пристенную область теплопередающей поверхности за счет оребрения ресурсоэффективным (безотходным) методом деформирующего резания для повышения энергетической эффективности воздухоохлаждаемых теплообменников. На основе различных критериев эффективности проведен и обоснован выбор геометрических параметров теплообменной поверхности (оребрения) образцов теплообменной секции аппарата воздушного охлаждения, обеспечивающих при фиксированных энергозатратах приводной техники аппарата воздушного охлаждения масла наилучшие показатели.

2. По результатам выполненных инженерных и численных исследований и частичного сопоставления с данными экспериментальных исследований можно сделать вывод, что использование численных методов исследования позволяет надежно и точно прогнозировать теплогидравлические характеристики трубчато-ребристых масляных радиаторов без проведения дорогостоящих и трудозатратных натурных испытаний создаваемых образцов оборудования. При этом результаты численных исследований предсказывают не только интегральные характеристики, но и позволяют визуализировать протекающие процессы и обосновать принятые инженерные решения.

3. На основе методов численного моделирования конвективного теплообмена разработана и апробирована методика расчетов, применимая к широкому классу теплообменных аппаратов, в том числе состоящих из секций оребренных плоских труб, полученных методом экструзии с последующей обработкой методом деформирующего резания. Отличительной особенностью методики является представление оребренной части теплопередающей поверхности в виде пористых вставок. Разработанная методика позволяет уменьшить требования к оборудованию для численного моделирования и снизить время расчетов. Результаты численного моделирования находятся в хорошем соответствии с результатами эксперимента.

4. Проведенные численные исследования теплогидравлических характеристик аппарата воздушного охлаждения масла показали несоответствие проектным значениям по тепловой

мощности и выявили причины этого несоответствия. Предложено техническое решение для другой компоновки маслоохладителя в аппарате воздушного охлаждения масла.

5. Проведены численные исследования по определению теплогидравлических характеристик аппарата воздушного охлаждения масла с двумя параллельно подключенными секциями маслоохладителей. Результаты показали несоответствие проектным значениям по тепловой мощности.

6. Результаты численных исследований позволяют на основе анализа изолиний скоростей, распределения локальных значений скоростей и температур, коэффициентов теплоотдачи определять эффективность теплообменного оборудования и влияние на него конструктивных особенностей агрегатов, взаимного расположения узлов и деталей трактов теплоносителей. Это позволяет четко определить расположение и разрабатывать рекомендации по дальнейшему совершенствованию компоновочных решений аппарата воздушного охлаждения масла для повышения его тепловой эффективности и аэродинамического совершенства. Например, по предварительным оценкам ликвидация застойных зон и неравномерного распределения скорости воздуха по высоте маслоохладителя позволит повысить тепловую мощность маслоохладителя аппарата воздушного охлаждения масла на 19%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 15150–69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды. М.: Стандартинформ, 2010. 71 с.
2. Кунтыш В.Б., Пиир А.Э. Анализ тепловой эффективности, объемной и массовой характеристик теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2009. № 5. С. 3–6.
3. Попов И.А., Яковлев А.Б., Щелчков А.В., Рыжков Д.В., Обухова Л.А. Перспективные методы интенсификации теплообмена для теплоэнергетического оборудования // Энергетика Татарстана. 2011. № 1 (21). С. 25–29.
4. Олимпиев В.В. Интенсификация теплообмена и потенциал энергосбережения в охладителях технических масел // Теплоэнергетика. 2010. № 8. С. 56–68.
5. Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Бухман Г.Д. Разработка и опытно-промышленная проверка комплекса мероприятий по повышению эффективности и надежности работы маслоохладителей // Электрические станции. 1994. № 12. С. 33.

6. **Письменный Е.Н., Демченко В.Г., Терех А.М., Семьянко А.В., Кулик К.В.** Экономайзер-утилизатор из плоско-овальных труб с неполным оребрением // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2010. №3/1 (45). С. 15–19.
7. **Попов И.А., Махянов Х.М., Гуреев В.М.** Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: Интенсификация теплообмена / Под общ. ред. Ю.Ф. Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с.
8. **Сидорик Г.С.** Экспериментальный стенд для исследования тепловых и аэродинамических процессов смешанно-конвективного теплообмена круглоребристых труб и пучков // Труды БГТУ. Сер. 1. Лесн. хоз-во, природопольз. и перераб. возоб. рес. 2018. № 1 (204). С. 85–93. <https://elib.belstu.by/handle/123456789/24525>
9. **Быстров Ю.А., Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И.** Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. СПб.: Судостроение, 2005. 392 с.
10. **Кунтыш В.Б. и др.** Основные способы энергетического совершенствования аппаратов воздушного охлаждения // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 1997. № 4. С. 43–44.
11. **Шайхутдинов А.З., Лифанов В.А., Маланичев В.А., Шайхутдинов А.З.** Современные АВО-газа – ресурс энергосбережения в газовой отрасли // Газовая промышленность. 2010. № 9. С. 40–41.
12. **Аксенов П.А. и др.** Аппараты воздушного охлаждения нового поколения. Оптимальное сочетание параметров теплообменного блока и вентиляторной установки. Снижение энергопотребления аппарата и удобство его эксплуатации // Нефтегаз. 2003. № 2. С. 109–111.
13. **Попов И.А., Гортышов Ю.Ф., Олишников В.В.** Промышленное применение интенсификации теплообмена – современное состояние проблемы (обзор) // Теплоэнергетика. 2012. № 1. С. 3.
14. **Бессонный А.Н. и др.** Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения / Под ред. А. Н. Бессонного, В. Б. Кунтыша. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
15. **Кунтыш В.Б. и др.** Инженерный метод теплового расчета аппарата воздушного охлаждения в режиме свободно-конвективного теплообмена // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2013. № 12. С. 3–6.
16. **Байгалиев Б.Е., Щелчков А.В., Яковлев А.Б., Гортышов П.Ю.** Теплообменные аппараты. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2012. 180 с.
17. **Низамутдинов Р.М., Хабибуллин И.И., Кадыров Р.Г.** Аппарат воздушного охлаждения масла. Патент на полезную модель №:190872, Российская Федерация. МПК F16N. Патентообладатели: АО "Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа" / Номер заявки №2019109961. Дата регистрации: 04.04.2019. Дата публикации: 16.07.2019.
18. **Якубович А.И., Тарасенко В.Е.** К вопросу расчета поверхности охлаждения многорядных радиаторов тракторов «Беларусь» // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. 2010. № 2. С. 49–58.
19. **Маршалова Г.С., Баранова Т.А., Чорный А.Д.** Использование методов численного моделирования для расчета радиатора охлаждения транспортных средств // XXIV Туполевские чтения (школа молодых ученых): Международная молодежная научная конференция. 7–8 ноября 2019 г. Материалы конференции. Сб. докладов. В 6 т. Т. 2. Казань: Изд-во ИП Сагиева А.Р., 2019. С. 252–256.
20. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
21. **Menter F.R.** Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows // AIAA Paper. 1993. N 2906. P. 1–21.
22. **Gureev V.M., Gureev M.V., Mats E.B., Yarkovskiy I.Y.** The study of the engine cooling system in regulating the air temperature at the outlet of the heater of air conditioner system of the truck cabin // International Journal of Mechanical Engineering and Technology. 2018. V. 9. N 2. P. 292–299.

Improving the reliability of prediction the thermal-hydraulic characteristics of fin-tube radiators of air cooling devices of power plants based on numerical and experimental study

M.V. Gureev¹, A.M. Ermakov¹, Yu.V. Zhukova², R.G. Kadyrov¹, R.R. Kalimullin¹, G.S. Marshalova³, A.A. Mironov¹, R.M. Nizamutdinov⁴, I.A. Popov¹, A.N. Skrypnik¹, S.V. Tiunov⁵, R.A. Usenkov¹, I.I. Khabibullin⁴, A.D. Chorny²

¹ Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev (KAI), Kazan, 420111, Russia

² Institute of Heat and Mass Transfer named after A.V. Lykov of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, 220072, Belarus

³ Belarusian State Technological University, Minsk, 220006, Belarus

⁴ JSC "NIIturbokompressor named after V.B. Schnepf", Kazan, 420029, Russia

⁵ LLC "Firm "Termokam", Kamskiye Polyany, 423564, Russia
e-mail: popov-igor-alex@yandex.ru

The aim of the work was to determine the efficiency of using flat finned tubes obtained by extrusion with subsequent processing by deforming cutting, and to test approaches for numerical calculation of a finned-tube oil radiator and an air cooling device for oil in power plants and

compressor stations. On the basis of various efficiency criteria, the choice of geometric parameters of samples of the heat exchange section in the form of a finned flat tube for an air cooling device (ACD) was made and justified. Based on the results of numerical studies and partial comparison with experimental data, it can be concluded that the use of numerical research methods allows us to reliably and accurately predict the thermal-hydraulic characteristics of finned-tube oil radiators. Based on the methods of numerical simulation of convective heat transfer, a calculation method was developed and tested using the representation of the finned part of the heat transfer surface in the form of porous inserts. The developed method reduces the requirements for equipment for numerical modeling and reduces the calculation time. Numerical studies of the thermohydraulic characteristics of some developed types of ACD of oil showed a discrepancy with the design values for thermal power and revealed the reasons for this discrepancy. Based on numerical studies, a number of recommendations have been developed for further improvement of ACD of oil layout solutions to improve its thermal efficiency and aerodynamic perfection.

Keywords: heat exchange, aero- and hydrodynamics, radiator, air cooler, finned heat exchange tube, experiment, numerical study, CFD.

REFERENCES

1. **GOST 15150-69.** Mashiny, pribory i drugie tekhnicheskie izdeliya. Ispolneniya dlya razlichnykh klimaticheskikh rajonov. Kategorii, usloviya ehkspluatatsii, khraneniya i transportirovaniya v chasti vozdeystviya klimaticheskikh faktorov vneshnej sredy [State Standard 15150-69. Machines, instruments and other industrial products. Modifications for different climatic regions. Categories, operating, storage and transportation conditions as to environment climatic aspects influence]. Moscow: Standartinform Publ., 2010. 71 p.
2. **Kuntysh V.B., Piir A.E.** Analysis of the thermal efficiency, volume, and weight characteristics of heat exchange sections of air cooling equipment. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2009, vol. 45, no. 5–6, pp. 257–262. DOI: 10.1007/s10556-009-9183-2
3. **Popov I.A., Yakovlev A.B., Shchelchikov A.V., Ryzhkov D.V., Obukhova L.A.** Perspektivnye metody intensivifikatsii teploobmena dlya teploehnergeticheskogo oborudovaniya [Perspective methods of a heat exchange for the heat power equipment intensification]. *Ehnergetika Tatarstana – Energy of Tatarstan*, 2011, no. 1 (21), pp. 25–29. In Russ.
4. **Olympiev V.V.** Enhancement of heat transfer and the potential for energy conservation in industrial oil coolers. *Thermal Engineering*, 2010, vol. 57, no. 8, pp. 702–713. DOI: 10.1134/S0040601510080148
5. **Brodov Yu.M., Aronson K.E., Ryabchikov A.Yu., Bukhman G.D.** Razrabotka i opytno-promyshlennaya proverka kompleksa meropriyatij po povysheniyu effektivnosti i nadezhnosti raboty maslookhladitelej [Development and pilot testing of a set of measures to improve the efficiency and reliability of oil coolers]. *Elektricheskie stantsii – Electric Stations*, 1994, no. 12, pp. 33. In Russ.
6. **Pismenny E.N., Demchenko V.G., Terekh A.M., Semenyako A.V., Kulik K.V.** Economizer-utilizer of flat-oval pipes with incomplete fins. *Eastern European Journal of Advanced Technologies*, 2010, vol. 45, pp. 15–19.
7. **Popov I.A., Makhyanov H.M., Gureev V.M.** *Fizicheskie osnovy i promyshlennoe primenenie intensivifikatsii teploobmena: Intensifikatsiya teploobmena* [Physical bases and industrial application of heat exchange intensification: Heat exchange intensification]. Kazan: Center of innovative technologies, 2009, 560 p. In Russ.
8. **Sidorik G.S.** Eksperimental'nyy stend dlya issledovaniya teplovykh i aerodinamicheskikh protsessov smeshannokonvektivnogo teploobmena kruglobristyykh trub i puchkov [The experimental stand for a research of thermal and aerodynamic processes of mixed convection heat exchange for round-finned pipes and bunches]. *Trudy BGTU. Seriya 1: Lesnoe khozyajstvo, prirodopol'zovanie i pererabotka vozobnovlyаемых ресурсов – Proceedings of BSTU*, 2018, no. 1(204), pp. 85–93. In Russ. <https://elib.belstu.by/handle/123456789/24525>
9. **Bystrov Yu.A., Isaev S.A., Kudryavtsev N.A., Leontiev A.I.** *Chislennoe modelirovanie vikhrevoj intensivifikatsii teploobmena v paketakh trub* [Numerical simulation of vortex heat transfer intensification in tube packages]. St.Petersburg: Sudostroenie, 2005. 398 p. In Russ.
10. **Kuntysh V.B., Bessonnyi A.N., Brill' A.A.** Improving the energy efficiency of air-cooled heat exchangers. *Chemical and Petroleum Engineering*, 1997, vol. 33, no. 4, pp. 402–407. DOI: 10.1007/BF02416728
11. **Shaikhutdinov A.Z., Lifanov V.A., Malanichev V.A., Shaikhutdinov A.Z.** Sovremennye AVO-gaza – resurs energosberezheniya v gazovoj otrasli [Modern gas air cooling devices – energy saving resource in the gas industry]. *Gazovaya promyshlennost' – Gas industry*, 2010, no. 9, pp. 40–41. In Russ.
12. **Aksenov P.A. et al.** Apparaty vozdušnogo okhlazhdeniya novogo pokoleniya. Optimal'noe sochetanie parametrov teploobmennogo bloka i ventilyatornoj ustanovki. Snizhenie energopotrebleniya apparata i udobstvo ego ehkspluatatsii [New generation air cooling devices. The optimal combination of parameters of the heat exchange unit and fan installation. Reducing the power consumption of the device and the convenience of its operation]. *Neftegaz*, 2003, no. 2, pp.109–111. In Russ.
13. **Popov I.A., Gortyshov Yu.F., Olympiev V.V.** Industrial applications of heat transfer enhancement: the modern state of the problem (A review). *Thermal Engineering*, 2012, vol. 59, no. 1, pp. 1–12. DOI: 10.1134/S0040601512010119
14. **Bessonny A.N. et al.** *Osnovy rascheta i proektirovaniya teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya. Pod red. A.N. Bessonno, V.B. Kuntyshe* [Fundamentals of calculation and design of heat exchangers for air cooling. Ed. A.N. Bessonny, V.B. Kuntyshe]. St.Pb.: Nedra, 1996. 512 p. In Russ.

15. **Kuntyshev V.B. et al.** Inzhenernyj metod teplovogo rascheta apparata vozdušnogo okhlazhdeniya v rezhime svobodno-konvektivnogo teploobmena [Engineering method of thermal calculation of an air cooling apparatus in the free convective heat exchange mode]. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie – Chemical and Oil and Gas Engineering*, 2013, no. 12, pp. 3–6. In Russ.
16. **Baigaliev B.E., Shchelchikov A.V., Yakovlev A.B., Gortyshev P.Yu.** *Teploobmennye apparaty* [Heat exchangers]. Kazan: Publishing House of Kazan State Technical University, 2012. 180 p. In Russ.
17. **Nizamutdinov R.M., Khabibullin I.I., Kadyrov R.G.** *Apparat vozdušnogo okhlazhdeniya masla* [Air oil cooler]. Patent RF, no. 190872, 2019. 8 p.
18. **Yakubovich A.I., Tarasenko V.E.** K voprosu rascheta poverkhnosti okhlazhdeniya mnogoryadnykh radiatorov traktorov «Belarus» [On the issue of calculating the cooling surface of multi-row radiators of tractors "Belarus"]. *Vestnik GGTU im. P.O. Sukhogo – Bulletin of the Sukhoi State Technical University*, 2010, no. 2, pp. 49–58. In Russ.
19. **Marshalova G.S., Baranova T.A., Chorny A.D.** Ispol'zovanie metodov chislennogo modelirovaniya dlya rascheta radiatora okhlazhdeniya transportnykh sredstv [Using numerical modeling methods to calculate the vehicle cooling radiator]. *Sbornik dokladov Mezhdunarodnoj molodezhnoj nauchnoj konferentsii «XXIV Tupolevskie chteniya (shkola molodykh uchenykh)* (Collection of reports of the International Youth Scientific Conference "XXIV Tupolev Readings (School of Young Scientists). Kazan: Publishing house of IP Sagieva A.R., 2019, vol. 2, pp. 252–256. In Russ.
20. **Idelchik I.E.** *Handbook of Hydraulic Resistance*. Begell House, 1994, 790 p.
21. **Menter F.R.** Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows. *AIAA Paper*, 1993, no. 2906, pp. 1–21.
22. **Gureev V.M., Gureev M.V., Mats E.B., Yarkovskiy I.Y.** The study of the engine cooling system in regulating the air temperature at the outlet of the heater of air conditioner system of the truck cabin. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 2018, vol. 9, no. 2, pp. 292–299.

Информация для читателей

Уважаемые читатели!

В №10 журнала «Тепловые процессы в технике» на с. 463 допущена ошибка. Следует читать:

Heat transfer processes in two-phase material with spherical inclusions, absorbing penetrating radiation

A.V. Attetkov, I.K. Volkov, K.A. Gaydaenko, A.V. Kotovich

*Bauman Moscow State Technical University (National research university), Moscow, 105005, Russia
e-mail: fn2@bmstu.ru, kseniyagaydaenko@gmail.com*

The article proposes mathematical model of the heat transfer process in the two-phase material with penetrating radiation absorbing inclusions in the sphere stratum form. The mathematical model being realized assumes thermal insulation of the spherical stratum external boundary and represents mixed problem for the system of two equations in the second order partial derivations of parabolic type in the presence of thermal source in the system. The article indicates the difficulties of principal character, occurring while analytical solution of the problem under consideration using integral Laplace transform along the temporal variable. To cope with these occurred difficulties by application of the general theory of integral transforms, finite integral transform over the spatial variable for the two-layer area was developed. The obtained results are employed for finding an analytically closed solution of the problem represented by the mathematical model of the heat transfer process being studied in the two-phase material transparent for radiation with absorbing inclusions in the form of the spherical stratum.

Keywords: two-phase material, laser radiation, absorbing spherical inclusions, temperature field, integral transformation.