

УДК 621.565.943.2

*С.В. Тунов (ООО фирма «Термокам», п.г.т. Камские поляны, Россия);
Р.М. Низамутдинов, канд. техн. наук (АО «НИИтурбокомпрессор
им. В.Б. Шнеппа», г. Казань, Россия);
И.И. Хабибуллин, канд. техн. наук (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»,
ФГБОУ ВО «КНИТУ-КАИ», г. Казань, Россия) E-mail: nrm@list.ru, ruslan.nizamutdinov@niitk.ru*

Экспериментальные и численные исследования теплогидравлических характеристик монометаллических плоско-ребренных труб из алюминиевого сплава

Аппараты воздушного охлаждения (АВО) применяются в нефтеперерабатывающей, химической, целлюлозно-бумажной, пищевой отраслях промышленности [1].

АВО являются вспомогательным оборудованием, но зачастую работа основного оборудования без них невозможна.

Характерным элементом АВО является охлаждающая (теплообменная) секция из гладких или ребренных труб либо из плоских пластин с интенсификаторами теплообмена [2].

Целью данной работы является определение оптимальной конструкции монометаллической пла-

стинчато-ребристой трубы из алюминиевого сплава с рассеченным внешним ребром (трубы охлаждающей секции) для применения в автоматическом аппарате воздушного охлаждения масла (АВОМ) компрессорной установки (с компрессором центробежного или винтового типа) на основе анализа теплогидравлических характеристик труб различных конструкций.

В работе представлены результаты исследований ряда образцов труб с различными геометрическими параметрами (рис. 1, табл. 1).

Применение монометаллической пластинчато-ребристой трубы из алюминиевого сплава с рассеченным внешним ребром в качестве охлаждающей секции АВО обусловлено относительно низкой стоимостью изготовления такой трубы (по сравнению со стоимостью стальных труб со сплошной спиральной навивкой) и высокой эффективностью работы, так как (согласно исследованию [6]) коэффициент теплопередачи рассеченной ребристой трубы на 20 % больше коэффициента теплопередачи трубы со сплошным оребрением.

Экспериментальные исследования

На экспериментальной установке (рис. 2, а) проведены исследования образцов труб (см. рис. 1) охлаждающей секции прямоугольного профиля с шестью и восемью

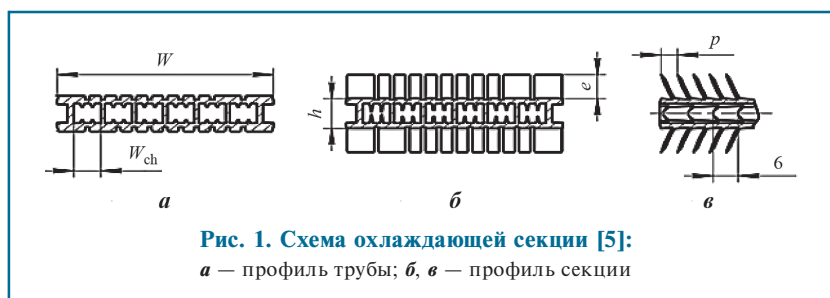


Рис. 1. Схема охлаждающей секции [5]: а — профиль трубы; б, в — профиль секции

Таблица 1
Геометрические характеристики образцов монометаллических труб

Номер образца трубы	Шаг оребрения p , мм	Высота оребрения e , мм	Толщина стенки канала трубы, мм	Ширина трубы W , мм	Высота трубы h , мм	Число внутренних каналов	Ширина внутренних каналов W_{ch} , мм
1	2,0	8,5	1,2	52,0	8,0	6	6
2	2,0	6,5	1,2	52,0	8,5	6	6
3	2,50	4,0	1,2	52,0	8,5	6	6
4	3,75	5,5	1,2	52,0	8,5	6	6
5	2,50	8,0	1,2	67,5	8,3	8	6
6	2,50	8,0	1,2	67,5	8,5	8	6
7	3,75	6,0	1,2	67,5	9,2	8	6

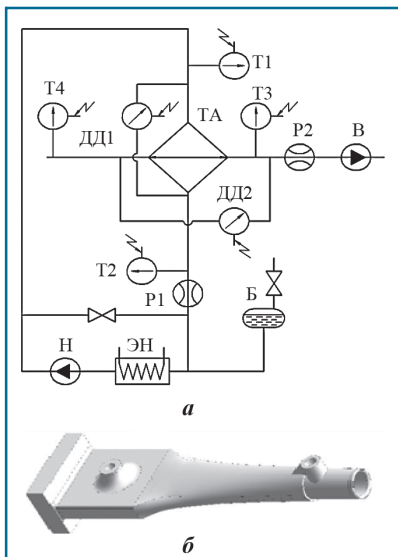


Рис. 2. Схема (а) и соединительный патрубок (б) экспериментальной установки:

ТА — характерный элемент (одна охлаждающая секция);
 Н — масляный насос;
 ЭН — масляный электронагреватель;
 Р1 — масляный ультразвуковой расходомер;
 Б — расширительный бак;
 Т1, Т2 — датчики температуры масла;
 ДД1, ДД2 — датчики перепада давления;
 В — воздушный центробежный нагнетатель;
 Р2 — воздушный расходомер;
 Т3, Т4 — датчики температуры воздуха

внутренними каналами, с плотным внешним оребрением для обеспечения интенсивного теплообмена с воздухом и с продольными ребрами внутри прямоугольных каналов (см. табл. 1) для обеспечения интенсивного теплообмена с маслом (марки ТП-22С ТУ 38.101821—2013).

Для обеспечения равномерного расхода масла в каналах охлаждающей (теплообменной) секции установки были разработаны и напечатаны на 3D-принтере специальные соединительные патрубки (см. рис. 2, б) с посадочными местами для размещения датчиков давления и температуры.

Обработка результатов экспериментов проведена с применением следующих уравнений [1].

1. Тепловой поток, передаваемый в охлаждающую секцию (Вт)

$$Q = c_p \cdot G \cdot \Delta T_{\max} \quad (1)$$

где c_p — теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К); G — массовый расход теплоносителя, кг/с; ΔT_{\max} — максимальная разность температур теплоносителя на входе и выходе теплообменной секции, °С.

2. Общее термическое сопротивление теплопередаче

$$R = 1/k, \quad (2)$$

где k — коэффициент теплопередачи, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, определяется по формуле

$$k = Q/(F \cdot \bar{\Delta t}), \quad (3)$$

где $\bar{\Delta t}$ — средний логарифмический температурный напор теплообменной секции при поперечном токе теплоносителя; F — площадь внешней поверхности теплообмена без учета оребрения, м^2 , определяется по формуле

$$F = 2(W + h)L, \quad (4)$$

где L — длина трубы, мм.

3. Коэффициент компактности ($\text{м}^2/\text{м}^3$)

$$k_{cp} = F/V, \quad (5)$$

где V — объем (матрица) ядра охладителя, м^3 .

4. Тепловая эффективность работы охлаждающей секции

$$\eta_{\text{тепл}} = Q/Q_{\max}, \quad (6)$$

где Q_{\max} — максимально возможный (расчетный) тепловой поток через охлаждающую секцию, Вт.

Результаты обработки экспериментальных данных сведены в табл. 2.

На рис. 3 приведены графические зависимости теплового потока

Таблица 2
Тепловые характеристики образцов монометаллических труб

Номер образца трубы	Тепловой поток Q , Вт	Тепловая эффективность η	Общее термическое сопротивление теплопередаче R , $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	Удельный вес плоско-ребристой трубы*, кг/м	Коэффициент компактности, $\text{м}^2/\text{м}^3$
1	4302	0,278	$1,36 \cdot 10^{-3}$	0,802	13156
2	4267	0,272	$1,35 \cdot 10^{-3}$	0,802	11720
3	3821	0,243	$1,33 \cdot 10^{-3}$	0,802	7580
4	2905	0,188	$1,64 \cdot 10^{-3}$	0,802	5888
5	4457	0,312	$1,63 \cdot 10^{-3}$	1,025	7885
6	2738	0,177	$2,04 \cdot 10^{-3}$	1,025	7821
7	3700	0,240	$1,86 \cdot 10^{-3}$	1,025	4566

* монометаллическая плоско-ребристая труба длиной в один метр

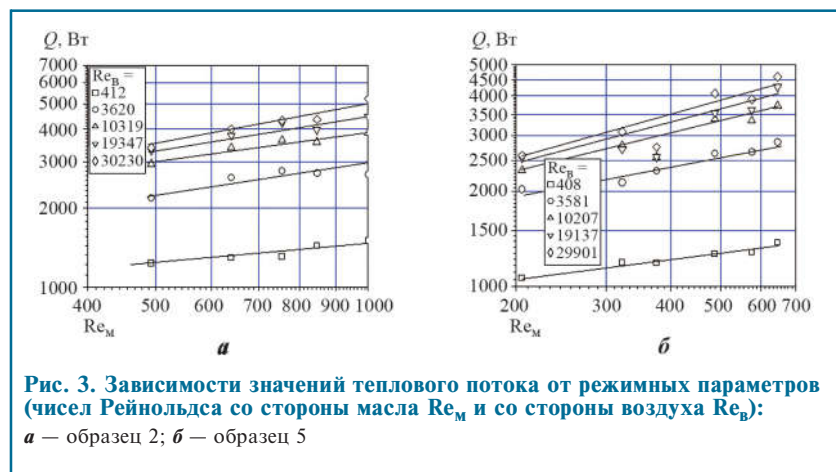
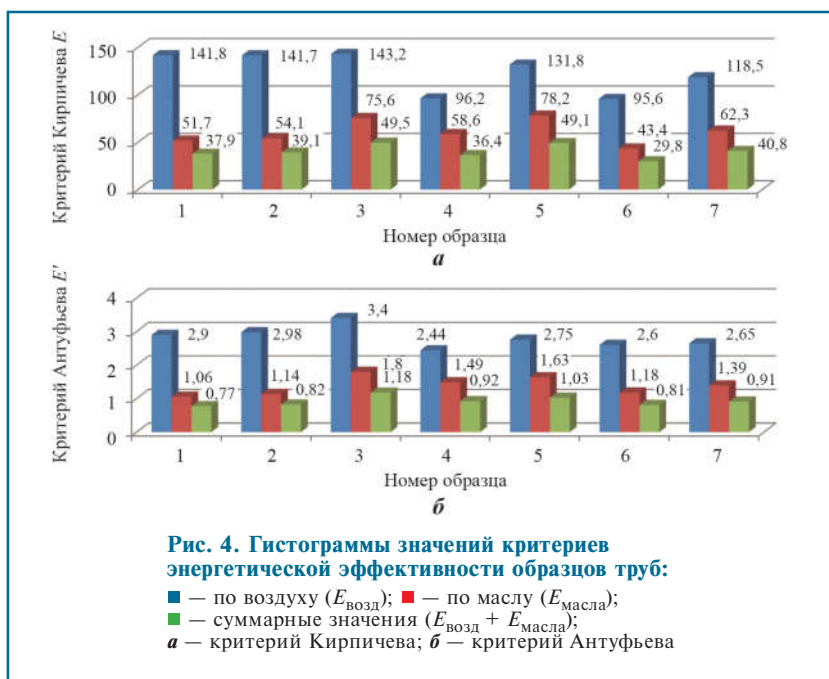


Рис. 3. Зависимости значений теплового потока от режимных параметров (чисел Рейнольдса со стороны масла Re_m и со стороны воздуха Re_v):

а — образец 2; б — образец 5



от числа Рейнольдса со стороны масла Re_M при фиксированных числах Рейнольдса со стороны воздуха Re_B для образцов труб 2 и 5 (см. табл. 1).

На рис. 4, **a** — диаграммы сравнения опытных образцов труб по значению критерия энергетической эффективности Кирпичева E [8], который определяется по формуле

$$E = Q/N, \quad (7)$$

где Q — тепловой поток, Вт, определяемый по формуле (1); N — мощность, необходимая для прокачивания теплоносителя (масла и/или воздуха), Вт, определяемая по формуле

$$N = G \Delta P / (\rho \cdot \eta_{H/B}), \quad (8)$$

где G — массовый расход масла/воздуха, кг/с; ΔP — потери давления масла/воздуха, Па; ρ — плотность масла/воздуха, кг/м³; $\eta_{H/B}$ — коэффициент полезного действия насоса или вентилятора.

На рис. 4, **б** — диаграммы сравнения опытных образцов по значению критерия энергетической эффективности Антуфьева [9], определяемого по формуле

$$E' = Q / (N \cdot \Delta t). \quad (9)$$

Численные исследования

В рамках численных исследований проведено моделирование процессов в среде ANSYS® (лицензия № 623808 от 12/01/2010) для получения адекватной модели охлаждающей секции и последующего создания полноразмерных моделей маслоохладителя и автоматического АВОМ контейнерного типа [7].

Для каждой области построена сетка конечных элементов (FE) с применением встроенного модуля генерации ANSYS®.

Модель регулярного элемента из конечно-элементной сетки — 2945346 узлов; домен воздуха — из

4244246 узлов; домен масла — из 7967807 узлов, призматические подслои построены для доменов воздуха и масла. Минимальный размер ячейки — 0,1 мм.

Граничные условия на входе и выходе расчетной области воздушного и масляного доменов: условия изменения скорости и давления; значения температуры и расхода сред; коэффициенты проницаемости; коэффициенты пористости; двухэлементная модель для моделирования процесса теплопередачи между воздушным и масляным доменами. Эффективность работы секции определена по значениям расходов воздуха и масла, установленным в результате натурального эксперимента. Конечно-элементная сетка численно моделируемых доменов передавалась в CFX ANSYS®. Для характерного элемента охлаждающей секции приняты следующие граничные условия: скорость воздуха на входе в характерный элемент — 7,96 м/с; температура — 20 °С; массовый расход масла через элемент — 0,148 кг/с; температура масла на входе — 65 °С. Для решения задачи использована модель BSL.

Результаты численных исследований (табл. 3—7).

Обсуждение результатов исследований

Анализ экспериментальных данных проведен при фиксированных массовых расходах теплоносителей (масла и воздуха): $G_{\text{масла}} = 0,31 \pm 0,1$ кг/с, $G_{\text{возд}} = 0,36 \pm 0,1$ кг/с. При изменении геометрии труб изменяются скорости теплоносителей

Таблица 3

Зависимость теплового потока от массового расхода сред

Массовый расход воздуха $G_{\text{возд}}$, кг/с	Тепловой поток Q , Вт				
	Массовый расход масла $G_{\text{масла}}$, кг/с				
	0,18	0,23	0,27	0,31	0,37
0,05	1234,1	1293,7	1310,1	1440,1	1503,0
0,15	2190,0	2615,6	2779,2	2726,2	2684,0
0,26	2943,0	3392,0	3631,0	3565,0	3879,0
0,34	3320,4	3781,0	4230,5	3970,0	4457,3
0,42	3407,0	4000,0	3314,3	4349,0	5210,0



Таблица 4
Зависимость массового расхода сред от тепловой эффективности

Массовый расход воздуха $G_{\text{возд}}$, кг/с	Тепловая эффективность $\eta_{\text{тепл}}$					
	Массовый расход масла $G_{\text{масла}}$, кг/с	0,18	0,23	0,27	0,31	0,37
	$c_p \text{ возд}/c_p \text{ масла}$	363	474,2	554	625	742,5
0,05	55,1	0,54	0,56	0,57	0,63	0,66
0,15	157,0	0,34	0,40	0,43	0,42	0,41
0,26	261,4	0,27	0,31	0,33	0,33	0,36
0,34	347,0	0,23	0,26	0,29	0,28	0,31
0,42	421,5	0,226	0,228	0,246	0,248	0,30

Таблица 5
Зависимость потерь давления воздуха от скорости воздуха

Параметр	Значение				
Массовый расход воздуха $G_{\text{возд}}$, кг/с	0,05	0,15	0,26	0,34	0,42
Скорость воздуха $w_{\text{возд}}$, м/с	1,1	3,1	5,2	6,85	8,3
Потери давления в воздушном контуре ΔP , Па	9	47,2	104,75	165,5	256,5

Таблица 6
Зависимость потерь давления масла от скорости масла

Параметр	Значение				
Массовый расход масла $G_{\text{масла}}$, кг/с	0,18	0,23	0,27	0,31	0,37
Скорость масла $w_{\text{масла}}$, м/с	0,12	0,16	0,19	0,21	0,25
Потери давления в масляном контуре ΔP , Па	29 167	39 067	46 633	51 967	68 200

Таблица 7
Зависимость потерь давления масла от массового расхода масла в канале

Параметр	Значение							
Массовый расход масла через отдельный канал $G_{\text{масла.1.канал}}$, кг/с	0,001	0,003	0,007	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03
Потери давления в оребренном канале $\Delta P_{\text{ребр}}$, Па	0,78	6,10	29	57	124	214	323	469
Потери давления в гладком канале $\Delta P_{\text{глад}}$, Па	0,35	2,3	10	19	39	64	93	133
$\Delta P_{\text{ребр}}/\Delta P_{\text{глад}}$	2,23	2,65	2,9	3	3,18	3,34	3,47	3,53

(следовательно, числа Рейнольдса) и коэффициенты теплопередачи (как внутри труб, так и снаружи) — см. рис. 3. Необходимо отметить, что удельный вес плоско-ребристой трубы изменяется в диапазоне 0,802...1,025 кг/м (см. табл. 2) при

изменении высоты ребра образца трубы от 4,0 до 8,5 мм (см. табл. 1).

Максимальная тепловая эффективность зафиксирована для образца 5 (высота ребра 8,0 мм, шаг ребра 2,5 мм, ширина трубы 67,5 мм, высота трубы 8,3 мм, восемь вну-

тренных каналов). Образцу 5 характерна самая большая площадь поверхности теплопередачи (по сравнению с другими образцами) вследствие плотного оребрения и большей ширины трубы.

Образец 1 аналогичных размеров ребра (шаг ребра 2,0 мм, высота ребра 8,5 мм), но меньшей ширины трубы по сравнению с шириной образца 5 (следовательно, меньшей площади поверхности теплопередачи) обеспечивает почти такое же значение теплового потока при фиксированном расходе масла через охлаждающую секцию в течение эксперимента. Площадь поперечного сечения образца 1 меньше площади образца 5, поэтому скорость масла во внутренних каналах образца 1 выше, чем в каналах образца 5. В результате коэффициент теплопередачи образца 1 — выше, чем у образца 5, а коэффициент теплового сопротивления образца 1 — ниже, чем у образца 5. Таким образом, конструкция образца 1 позволяет обеспечить снижение массогабаритных характеристик АВОМ без изменения размеров маслонасосного агрегата и вентиляторной установки. При этом образцам 2, 3, 4 со сходными небольшими площадями поперечного сечения, но с шагом ребер в диапазоне 2,0...3,75 мм и высотой ребер 4,0...6,5 мм — характерны худшие результаты по тепловой эффективности.

Низкие значения тепловой эффективности образца 7 сопоставимы со значениями для образца 3. Низкое значение теплового потока для образца 7 обусловлено большим шагом ребра и малой высотой ребер, поэтому основной причиной низкой тепловой эффективности образца 7 является недостаточная площадь теплообменной поверхности.

Образец 6 отличается самой низкой тепловой эффективностью, несмотря на схожую конструкцию с образцом 5. Наиболее вероятная причина — высокое значение общего теплового сопротивления теплопередаче R .

Тепловой поток Q увеличивается при увеличении числа Рейнольдса (см. рис. 3), что связано с увеличением турбулентности и, как след-



ствие, интенсификацией процесса теплообмена. Увеличение числа Рейнольдса положительно влияет на процесс теплопередачи, но отрицательно сказывается на гидравлических характеристиках охлаждающей секции (при этом увеличиваются потери давления), поэтому оценка энергозатрат на перекачивание теплоносителя является еще одним существенным фактором при проектировании АВОМ.

Взаимное влияние тепловой эффективности и гидравлического совершенства на конструкцию охлаждающей секции может быть оценено с применением критериев энергоэффективности Кирпичева и Антуфьева.

Наибольшее значение критерия Кирпичева (см. рис. 4, а) соответствует оптимальным размерам теплообменника, при которых обеспечивается наиболее эффективная передача теплоты при минимальных энергозатратах на прокачивание теплоносителя. Образцам 1, 2, 3 характерны самые высокие значения критерия энергоэффективности Кирпичева по воздуху ($E_{\text{возд}}$) и меньшие значения критерия энергоэффективности Кирпичева по маслу ($E_{\text{масла}}$) из-за уменьшения площади поперечного сечения и увеличения скорости движения масла во внутренних каналах. Образцу 5 соответствует максимальное суммарное значение критерия Кирпичева ($E_{\text{возд}} + E_{\text{масла}}$). Самыми высокими значениями критерия энергоэффективности Антуфьева

(см. рис. 4, б) характеризуется образец 3. Таким образом, образцу 3 соответствуют наиболее выгодные показатели аэродинамического и гидравлического совершенства охлаждающей секции (в связи с низкими значениями потерь давления как по воздуху, так и по маслу). Однако тепловая эффективность образца 3 несколько ниже тепловой эффективности образца 5 из-за меньшей площади поверхности теплопередачи.

Из изложенного следует, что наиболее эффективное сочетание термодинамических показателей характерно для образца 5, но оптимальное сочетание всех параметров характерно для образца 1.

Численные исследования охлаждающей секции проведены для различных граничных условий при различных значениях параметров по маслу и по воздуху. Из сравнения результатов экспериментальных и численных исследований для образцов 1, 2, 3, 4 (см. табл. 2) по основным термодинамическим параметрам следует: для случая применения шестиканальных оребренных труб образцов 1, 2, 3, 4 наблюдается сходимость результатов натурных и численных экспериментов с подтверждением адекватности численной модели охлаждающей секции, что является первой «точкой отсчета» для продолжения исследований полноразмерного маслоохладителя в составе автоматического АВОМ в отдельном блоке-контейнере — при этом особый

интерес представляет взаимное влияние теплообменных секций на работу АВОМ. Например, в случае применения двухрядного маслоохладителя возможна следующая схема воздушного потока (рис. 5), что позволяет увеличить производительность АВОМ с организацией теплосъема как в первом ряду, так и во втором ряду теплообменных секций за счет интенсификации теплообмена ребристой поверхностью рассмотренных образцов труб.

Заключение

Эффективность проектного решения АВОМ зависит от оптимального сочетания характеристик охлаждающей секции АВОМ по тепловой эффективности, по геометрии и по массе.

Применение охлаждающей секции с повышенной тепловой эффективностью (образец 5) позволит несколько увеличить количество отводимой маслоохладителем теплоты, но применение охлаждающей секции с оптимальными геометрическими характеристиками внешнего и внутреннего оребрения (образец 1) позволит обеспечить маслоохладителю в сборе достаточную эффективность при меньшей металлоемкости. Практическое применение секции типа образца 1 позволит снизить энергозатраты на прокачивание теплоносителя, что важно при работе АВО в составе системы смазки агрегатов компрессорной установки. Таким образом, конструкция образца 1 является наиболее предпочтительным вариантом для установки в полноразмерный маслоохладитель.

Кроме того, с аэродинамической точки зрения, концы плоских труб целесообразно выполнять закругленными для уменьшения потерь давления воздуха. Согласно исследованиям [10, 11] применение труб такой конструкции позволяет обеспечить повышение теплогидравлической эффективности АВО по сравнению с эффективностью при использовании круглых и овальных труб.

Несмотря на хорошую сходимость результатов натурных и чис-

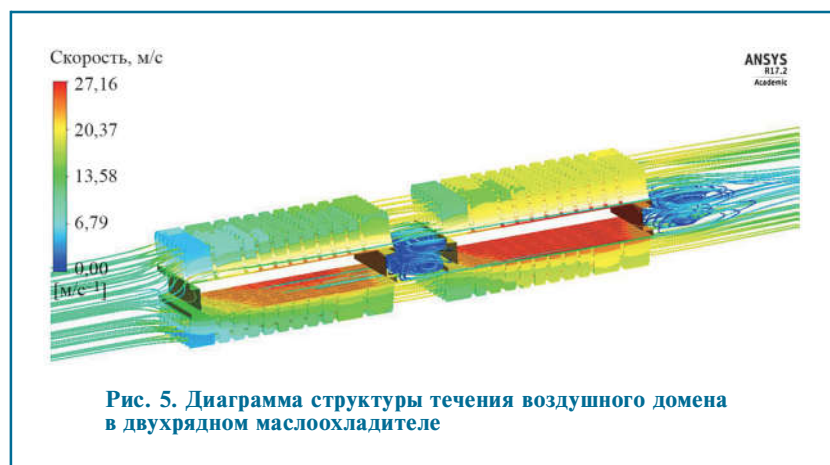


Рис. 5. Диаграмма структуры течения воздушного домена в двухрядном маслоохладителе



ленных экспериментов, следует отметить, что в данной работе были исследованы процессы тепло- и массообмена изолированной секции. Взаимное влияние охлаждающих секций, влияние собирающего и раздающего коллекторов в составе собранного маслоохладителя, а также влияние стенок, внутренних элементов контейнера и влияние внешних жалюзи необходимо определить в ходе исследования полноразмерного АВОМ контейнерного типа.

Список литературы

1. Чичиндаев А.В. Теплообмен влажного воздуха в компактных пластинчато-ребристых теплообменниках. Новосибирск: НГТУ. 2009. 298 с.
2. Бессонный А.Н., Дрейцер Г.А., Кунтыш В.Б. и др. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. СПб.: Недра. 1996. 512 с.
3. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-орбренных труб. Киев: Альтерпрес. 2004. 243 с.
4. Попов И.А., Махьянов Х.М., Гуреев В.М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена. Казань: Центр Инновационных технологий. 2009. 560 с.
5. Пат. № 2066036 С1 РФ, МПК F28F 1/26, F28F 3/04. Теплообменный элемент / К.Н. Деулин, С.Н. Мельников. Заявитель и патентообладатель ООО фирма «Термокам». № РД0039306; заявл. 07.08.2008; опубл. 20.09.2008, БИ: 26/2008.
6. Lemouedda A., Schmid A., Franz E. et al. Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers // Applied Thermal Engineering. 2011. V. 31. N. 8–9. P. 1393–1401.
7. Хабибуллин И.И., Низамутдинов Р.М., Кадыров Р.Г. и др. Численное моделирование процессов теплообмена в аппарате воздушного охлаждения масла // Газовая промышленность. 2019. № 2. С. 84–90.
8. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение. 1989. 368 с.
9. Антуфьев В.И. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.: Энергия. 1966. 183 с.
10. Письменный Е.Н., Демченко В.Г., Терех А.М. Экономайзер-утилизатор из плоскоовальных труб с неполным орбрением // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2010. № 3/1 (45). С. 15–19.
11. Юдин В.Ф., Федорович Е.Д. Теплообмен пучков орбренных труб овального профиля // Тепломассообмен ММФ-92. Т. 1. Ч. 1. Конвективный теплообмен. Минск: АНК ИТМО АНБ. 1991. С. 58–61.

УДК 620.017

*В.А. Авроров, д-р техн. наук, О.А. Мурашкина, Е.А. Сарафанкина
(Пензенский государственный технологический университет, Россия) E-mail: v_avrorov@bk.ru*

Выбор рационального сочетания антифрикционных обработок пар вращения в условиях сухого трения

Одним из условий длительной работы пар трения в механизмах технологического оборудования с минимально возможной интенсивностью изнашивания является обеспечение положительного градиента механических свойств контактирующих поверхностей [1].

При невозможности смазки зоны контакта элементов пар трения (по условиям ряда производств) обеспечение положительного градиента свойств зависит в значительной степени от выбора рационального сочетания антифрикционных материалов и обработок контактирующих элементов пары [2–4]. Поэтому поиск и выбор эффективных и безопасных сочетаний обработок узлов трения, позволяющих обеспечить увеличение ресурса машин и аппаратов, — актуальная задача для многих отраслей промышленности.

Оценка триботехнических параметров контактирующих пар, эксплуатируемых в реальных условиях, занимает длительное время и связана со значительными трудозатратами, поэтому сокращение времени на оценку и получение достоверных результатов имеет большое значение. Это особенно важно при сравнительных испытаниях по выбору лучшего (по критерию износостойкости) варианта антифрикционных обработок.

Результаты сравнительных испытаний вариантов обработок контактирующих элементов пар вращения

Сравнительные испытания проведены на лабораторной установке, вертикальный шпиндель которой вращался со скоростью 10000 об/мин, при этом (с применением закрепленной на шпинделе гибкой

нити) приводился во вращение подвижный элемент пары трения (в виде эллипсовидной скобы с прямоугольным поперечным сечением), установленный на неподвижном несущем элементе (кольце диаметром 48 мм с бортиком).

Неподвижный элемент фиксировался на трех упругих балочках установки, одна из которых была оснащена тензодатчиком, соединенным с усилителем сигнала и самописцем для регистрации изменения момента силы трения в течение одной минуты и для последующего определения величины износа вращающегося элемента.

При этом к несущему и подвижному элементам пар трения применены различные виды гальванических покрытий, химико-термических и антифрикционных обработок, выбранные предварительно по результатам анализа информации.

