

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СРЕДНИХ ТЕМПЕРАТУР В ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Введение и постановка задачи. В различных отраслях промышленности, энергетике и коммунальном хозяйстве широко распространены поверхностные рекуперативные теплообменные аппараты (пластинчатые, ребристые, пластинчато-ребристые, кожухо-трубчатые и пр.). Средние температуры используются при вычислении теплофизических свойств теплоносителей и стенок поверхности аппарата. Корректность их расчета влияет на точность определения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, термических сопротивлений стенок, что отражается на итоговой эффективности теплообменника. При использовании известных интегральных методов расчета теплообменных аппаратов [1–5] в процессе последовательных приближений возникает необходимость в определении средних температур теплоносителей и стенок поверхностей. Следует отметить, что существуют различные способы определения средних температур (среднеарифметические, среднелогарифмические и пр.), однако они пригодны только для некоторых частных случаев. Кроме того, в известной литературе [1, 4, 6 и др.] говорится о затруднительности получения аналитических решений для схем, отличных от противотока и прямотока.

В данной работе поставлена задача: получить уточненные аналитические зависимости для опреде-

ления средних температур в аппаратах с продольным и поперечным течением теплоносителей.

Решение. Математическая модель состоит из дифференциальных уравнений теплового баланса и теплопередачи для элементарных участков теплообменной поверхности, интегральных уравнений, особенностей перемешивания струй теплоносителя по ходу и граничных условий. С помощью решения для распределения локальных температур путем их осреднения по площади получены зависимости для расчета средних температур теплоносителей.

При использовании в расчете теплообменника традиционного метода поправочного коэффициента к среднелогарифмическому температурному напору итоговые зависимости будут такими:

а) для продольного течения теплоносителей при классическом противотоке и прямотоке (см. рис. 1) зависимости соответствуют ранее известным формулам из [1, 2, 6]:

- противоток (рис. 1 а):

$$\begin{aligned} \bar{t}_r &= t_r' - (t_r' - t_r'') \cdot \frac{(t_r' - t_n'') - \Delta t_{\text{пл}}}{(t_r' - t_n'') - (t_r'' - t_n')}, \\ \bar{t}_n &= t_n' + (t_n'' - t_n') \cdot \frac{\Delta t_{\text{пл}} - (t_r'' - t_n')}{(t_r' - t_n'') - (t_r'' - t_n')}; \end{aligned} \quad (1)$$

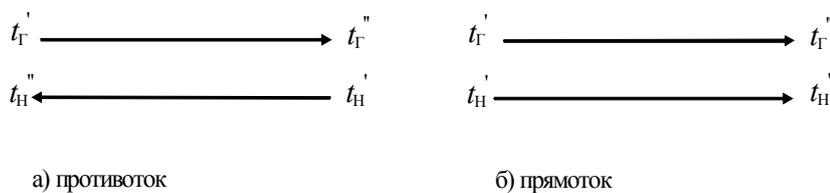
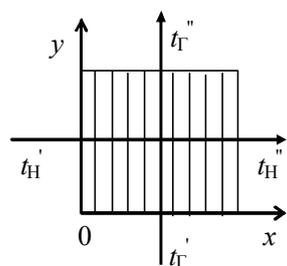


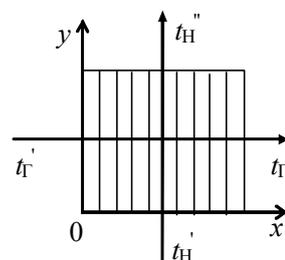
Рис. 1. Схемы продольного течения теплоносителей

- прямоугол (рис 1 б):

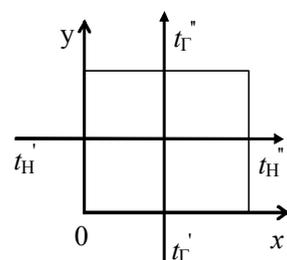
$$\begin{aligned} \bar{t}_r &= t_r' - (t_r' - t_n'') \cdot \frac{(t_r' - t_n') - \Delta t_{л}}{(t_r' - t_n') - (t_r'' - t_n'')}, \\ \bar{t}_n &= t_n'' + (t_n'' - t_n') \cdot \frac{(t_r' - t_n') - \Delta t_{л}}{(t_r' - t_n') - (t_r'' - t_n'')}; \end{aligned} \quad (2)$$



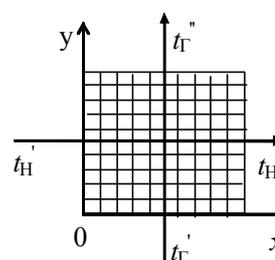
а) перемешивается нагреваемый теплоноситель



б) перемешивается греющий теплоноситель



в) оба теплоносителя перемешиваются



г) оба теплоносителя не перемешиваются

Рис. 2. Схемы однократного перекрестного тока

$$\bar{t}_r = t_r' - \Delta t_{л(R=0)} + \psi \cdot \Delta t_{лпрот},$$

$$\bar{t}_n = t_n' - \Delta t_{л(R=0)} \quad (\text{рис 2 а});$$

$$\bar{t}_r = t_n'' + \Delta t_{л(R=\infty)},$$

$$\bar{t}_n = t_n'' + \Delta t_{л(R=\infty)} - \psi \cdot \Delta t_{лпрот} \quad (\text{рис 2 б});$$

$$\bar{t}_r = t_r'' + \frac{\psi \cdot \Delta t_{лпрот}}{\Delta t_{л(R=0)}} (t_r' - t_r''),$$

$$\bar{t}_n = t_n'' - \frac{\psi \cdot \Delta t_{лпрот}}{\Delta t_{л(R=\infty)}} (t_n'' - t_n') \quad (\text{рис 2 в});$$

где обозначения соответствуют рис. 1; $\Delta t_{л}$ –

среднелогарифмический температурный напор;

б) для перекрестного течения теплоносителей формулы средних температур зависят от перемешивания или неперемешивания одного или двух теплоносителей (см. рис. 2) и отличаются от вышеприведенных известных формул:

$$\begin{aligned} \bar{t}_r &= t_r' - (t_r' - t_n') \cdot \frac{1}{a \cdot b} \times \\ &\times \sum_{i=0}^{\infty} \left(1 - e^{-a \sum_{n=0}^i \frac{a^n}{j!}} \right) \cdot \left(e^{-b \sum_{n=0}^i \sum_{j=0}^n \frac{b^j}{j!}} + b - 1 - i \right); \end{aligned} \quad (\text{рис. 2г})(6)$$

$$\begin{aligned} \bar{t}_n &= t_n'' + (t_r' - t_n') \cdot \frac{1}{a \cdot b} \times \\ &\times \sum_{i=0}^{\infty} \left(1 - e^{-b \sum_{n=0}^i \frac{b^n}{j!}} \right) \cdot \left(e^{-a \sum_{n=0}^i \sum_{j=0}^n \frac{a^j}{j!}} + a - 1 - i \right), \end{aligned}$$

где обозначения соответствуют рис. 2; ψ – поправочный коэффициент к среднелогарифмическому температурному напору [1-5]; $\Delta t_{лпрот}$ – среднелогарифмический температурный напор при чистом противотоке [1-6]; $\Delta t_{л(R=0)}$ и $\Delta t_{л(R=\infty)}$ – средние тем-

пературные напоры при отношении водяных эквивалентов теплоносителей соответственно $R = 0$ и $R = \infty$:

$$\Delta t_{л(R=0)} = \frac{t''_н - t'_н}{\ln \frac{t'_г - t'_н}{t'_г - t''_н}} \text{ и } \Delta t_{л(R=\infty)} = \frac{t'_г - t''_г}{\ln \frac{t'_г - t'_н}{t'_г - t''_н}}, \quad (7)$$

a и b – параметры, $a = \frac{t''_н - t'_н}{\psi \cdot \Delta t_{лпрот}}$, $b = \frac{t'_г - t''_г}{\psi \cdot \Delta t_{лпрот}}$.

Традиционно при расчете средних температур для всех схем тока, отличных от прямотока, используются зависимости (1). По некоторым рекомендациям [1, 2, 6 и др.] вместо величины $\Delta t_{л}$ в формулу (1) необходимо подставлять $\psi \cdot \Delta t_{лпрот}$. Другой широко используемый способ вычисления средних температур – среднеарифметические значения из начальных и конечных температур.

Проведен анализ эффективности воздухоподогревателя ГТУ с такими параметрами воздуха на входе в межтрубное пространство: расход – 85,8 кг/с;

скорость – 11 м/с; давление – 0,452 МПа; температура – 200 °С. Параметры газов на входе в трубы: расход – 86,71 кг/с; скорость – 40 м/с; давление – 0,107 МПа; температура – 600 °С; молекулярная масса – 28,9 кг/кмоль. Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания ГТУ принят равным 5,6. Одна секция состоит из неоребранных труб длиной 1 м и наружным диаметром 28 мм, внутренним диаметром 24 мм, шероховатостью 0,06 мм. Шаг разбивки труб в пучке – 42 мм. Количество труб в ряду – 162 шт., число рядов труб по ходу газов – 70 шт. Количество труб в секции – 11340 шт., площадь наружной поверхности секции – 997,5 м².

Для простой схемы перекрестного течения (однократный ток из рис. 2 а.) результаты анализа приводятся в табл. 1. Следует отметить, что при использовании рекомендаций [1, 2, 6 и др.] и расчета по формуле (1) с поправкой $\psi \cdot \Delta t_{лпрот}$, для принятых исходных данных результаты получаются некорректными.

Таблица 1. Сравнительный анализ способов расчета средних температур

Степень регенерации	Температура греющей среды, °С			погрешность, %	Температура нагрев. среды, °С			погрешность, %
	формула (3)	традиционный способ			формула (3)	традиционный способ		
		формула (1)	среднеарифметические значения			формула (1)	среднеарифметические значения	
0,3	540	544	544	0,7	264	260	260	1,5
0,4	517	525	525	1,5	287	280	280	2,4
0,5	489	506	506	3,5	311	300	300	3,5
0,6	421	487	487	15,7	338	320	320	5,3

Разработанные зависимости могут быть использованы и при анализе сложных теплообменных аппаратов (см. пример на рис. 3), которым является исследуемый регенератор ГТУ. Авторами предложено, что элементами, из которых скомпонован теплообменник на рис. 3, являются простейшие схемы однократного перекрестного тока с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу (рис. 2 в).

Следует отметить, что большинство традиционных подходов к дискретному расчету теплообменников предусматривает разбивку поверхности на большое число элементов (конечных разностей), где, как правило, не учитываются особенности движения сред в элементах. Средние температуры в каждом элементе определяются по зависимости (5) с учетом особенности соединения элементов между собой. Для уточне-

ния коэффициентов теплопередачи и теплофизических свойств теплоносителей применяется интервально-итерационный метод расчета. На каждом

приближении определяется новое значение поправочного коэффициента ψ из уравнения теплового баланса и теплопередачи для элемента.

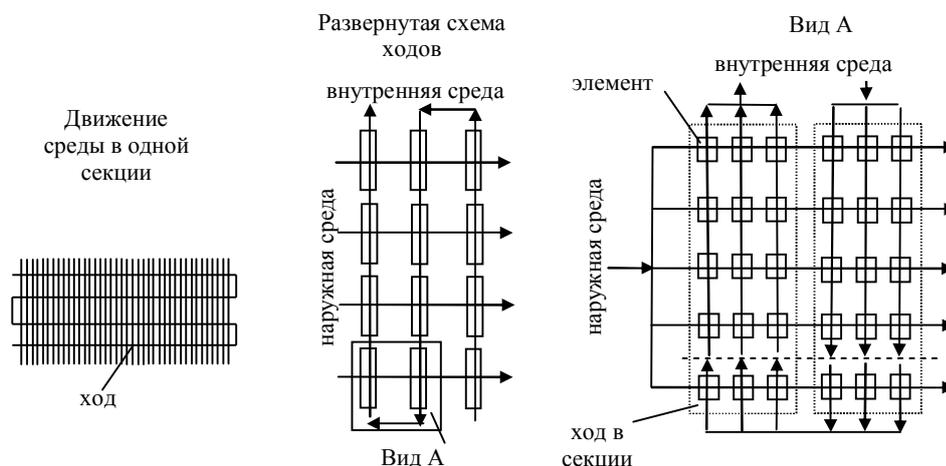


Рис. 3. Расчетная схема сложного теплообменника

Безразмерная удельная тепловая производительность теплообменного аппарата, показанного на рис. 3, определяется следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\tau_1 - \tau_2}{\tau_1 - t_1}, \text{ если } R > 1; \quad \varepsilon = \frac{\tau_1 - \tau_2}{(\tau_1 - t_1) \cdot R} \text{ и если } R < 1, \quad (8)$$

где τ_1 и t_1 – температуры внутренней и наружной сред на входе; τ_2 – температура внутренней среды

на выходе; $\tau_2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \tau_{2_{\sigma i}}$; n – число рядов труб в

секции; $\tau_{2_{\sigma i}}$ – температуры внутренней среды на

выходе из элементов последнего хода последней секции, °С.

Для исследуемого регенератора число элементов (струй) на трубе принято равным 100. Таким образом, общее число элементов в секции – 7000. На рис.4 представлены результаты проведенного сравнительного анализа расчета средних температур газов и воздуха в регенераторе ГТУ при различных степенях регенерации $\sigma = \varepsilon$ от 0,25 для одной секции до 0,66 для шести секций в теплообменнике.

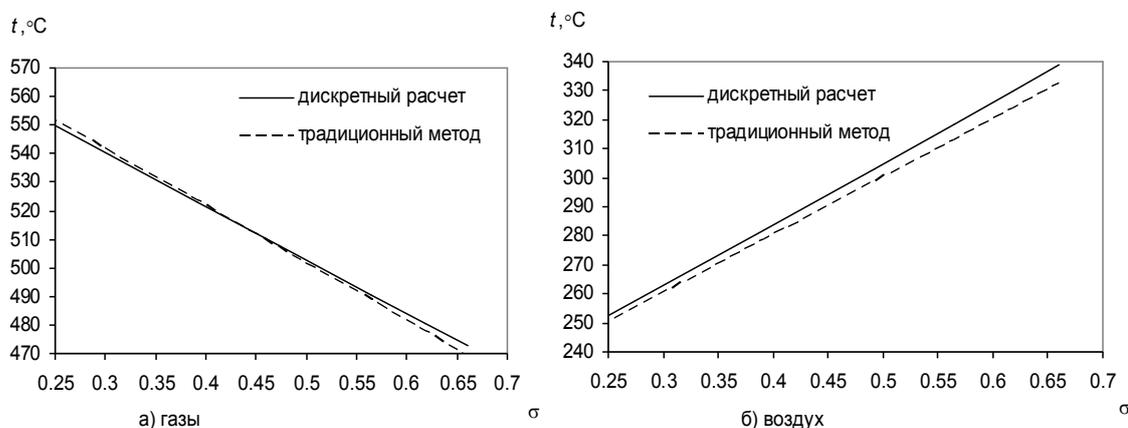


Рис. 4. Средние температуры газов и воздуха в регенераторе ГТУ

Выводы. Получены уточненные зависимости для расчета средних температур теплоносителей в теплообменных аппаратах с перекрестным током и сложной смешанной схемой их движения. Проведенные исследования показали, что традиционный подход приводит к неточностям определения средних температур (см. табл.1 и рис. 4). При больших и малых значениях отношения водяных эквивалентов и больших поверхностях теплообмена погрешности могут достигать до 90%. От точности определения средних температур теплоносителей зависит точность вычисления теплофизических свойств теплоносителей и материалов поверхности, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, средних температурных напоров и температур стенок. Представленные зависимости позволяют более точно рассчитывать процессы теплопередачи в теплообменных ап-

паратах и являются базовыми для проектных, поверочных и оптимизационных расчетов.

Список литературы:

1. РТМ 108.271.23-84. Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давления. – М.: МЭМ, 1984. – 216 с.
2. Ганжа А.Н. Пароводяные теплообменники энергоустановок ТЭС и АЭС. – Библиотека журнала ИТЕ/ – Харьков: НТУ "ХПИ", 2002. – 169 с.
3. Ганжа. А.Н. Температурные характеристики одно- и многоходовых теплообменников с перекрестным током//Тез. докл. V Минского Международного форума по тепло- и массообмену.– Минск 24-28 мая 2004, Т2., – С. 281–282.
4. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники: Пер. с англ. В.Я. Сидорова/Под ред. Ю.В. Петровского. – М.: Энергия, 1967. – 223 с.
5. Справочник по теплообменникам: Пер. с англ.: В 2 т./Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова.– М.: Энергоатомиздат, 1987.– Т.1. – 560 с.
6. Иващенко С.С. Среднелогарифмические значения температур теплообмениваемых сред//Матер. Всес. совещ. "Математическое моделирование и системный анализ теплообменного оборудования".– К.: Наук. думка.– 1978. – С. 233-237.

UDK 629.3:621.434

R.V. Kolodnytska, Cand. Tech. Sci., K. Karimi, Ph. D., C. Crua, Ph. D., M.R. Heikal, Ph. D., E.M Sazhina, Ph. D.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION AND MODELLING OF DIESEL ENGINE FUEL SPRAY

Introduction

The optimization of diesel engine fuel spray is one of the ways for improvement of engine efficiency and soot reduction. A research programme on spray characterization by laser diagnostics has been carried out at Sir Harry Ricardo automotive centre, University of Brighton, UK. Transient penetration of a Diesel spray has been explored when fuel is injected into quiescent air in *Proteus* combustion chamber [2,3,4,5]. The spray penetration modelling has been discussed by a number of authors [6, 7, 8, 10]. Traditionally CFD simulation (e.g KIVA) is used for multidimensional spray modelling [4,

9]. Under Lagrangian-Eulerian approach the spray is modelled as an ensemble of droplet parcels. Each parcel is characterised by its own droplet size, temperature and specified injection velocity. In some cases however the prediction can be worse than that by an empirical correlations or a simpler spray model [5]. This can be attributed to the intrinsic deficiency of the Lagrangian-Eulerian approach for dense sprays. An underlying assumption of this approach is that liquid fraction is small when compared with gas phase fraction. Clearly this is not true in the vicinity of a diesel nozzle.