

---

---

УДК 621.565.93

## **Численное моделирование тепловых и гидравлических характеристик поверхностей теплообмена пластинчато-ребристых теплообменников**

**Инж. Е. А. АХМЕДШИН, канд-ты техн. наук М. В. ВЯЗНИКОВ (ООО "МИКОНТ", г. Чебоксары, mv1532@yandex.ru), В. В. РУМЯНЦЕВ (Набережночелнинский ин-т КФУ)**

**Аннотация.** Приведены результаты численного моделирования течения воздуха в канале поверхности теплообмена, по которым построены характеристики поверхности. Дана оценка результатов моделирования в сравнении с экспериментальными данными.

**Ключевые слова:** поверхность теплообмена, гидродинамика, радиатор.

## **Numerical simulation of heat and hydraulic characteristics of heat exchange surfaces of plate-finned heat exchangers**

**Ye. A. AKHMEDSHIN, M. V. VYAZNIKOV (MIKONT, LLC, Cheboksary, mv1532@yandex.ru), V. V. RUMYANTSEV (Institute of Naberezhnye Chelny of Kazan Federal University)**

**Summary.** The article presents the results of numerical simulation of airflow in the channel of heat exchange surface. Based on these results, the surface characteristics have been constructed. Evaluation of simulation results in comparison with experimental data is given.

**Keywords:** heat exchange surface, fluid dynamics, radiator.

На сегодняшний день тенденции развития тракторной техники характеризуются в т.ч. ужесточением экологических требований и повыше-

нием литровой мощности двигателей. К этому следует добавить более жесткие условия эксплуатации тракторной техники по сравнению с ав-

томобильной: малые скорости движения и, как следствие, отсутствие набегающего потока воздуха, большая запыленность среды эксплуата-

ции. В связи с этим в тракторной промышленности произошел почти повсеместный отказ от медных паяных радиаторов в пользу более эффективных алюминиевых пластинчато-ребристых.

Характерная особенность их проектирования заключается в том, что для создания эффективного пластинчато-ребристого теплообменника необходимо располагать специализированными поверхностями теплообмена (ПТ) как для разных сред (охлаждающая жидкость, наддувочный воздух, масло), так и для разных типов техники (промышленной, с.-х., автомобильной). Это порождает определенные трудности: все известные авторам методики расчета теплообменных аппаратов используют эмпирические данные по ПТ. Между тем последние экспериментальные исследования характеристик различных ПТ в России были проведены в 1970—80-х гг. [1, 2], поэтому отечественная промышленность предлагает ограниченный набор ПТ.

Основная трудность при создании новых ПТ — отсутствие аналитических зависимостей между геометрическими размерами и теплогидравлическими характеристиками поверхности. До недавнего времени проектирование ПТ базировалось на экспериментальных исследованиях, что сильно задерживает создание новых, более эффективных ПТ.

Вместе с тем за последние десятилетия достигнут значительный прогресс в развитии прикладных программ численной гидродинамики и теплообмена. Развитие CFD-пакетов достигло такого уровня, что исследовать отдельно взятую ПТ вполне возможно. Более того, численное моделирование позволяет избежать некоторых погрешностей эксперимента и дает возможность полнее исследовать процессы теплообмена (в частности локальную плотность теплового потока). Появилась возможность создавать новые ПТ с рациональной интенсификацией теплообмена. Следует отметить, что численное моделирование характеристик течения в каналах сложной формы дает хорошие качественные результаты, но не количественные, если сравнивать с результатами опытов.

Прежде чем переходить к численному моделированию еще не су-

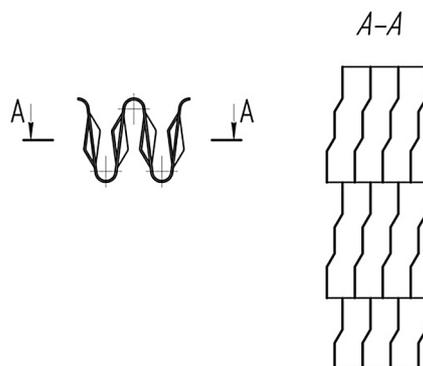


Рис. 1. Поверхность теплообмена

ществующих поверхностей, необходимо решить две задачи:

- 1) оценить достоверность результатов численного моделирования;
- 2) разработать методику обобщения результатов для их дальнейшего использования.

Для решения этих задач проведено моделирование течения воздуха в уже исследованной жалюзийной трехступенчатой ПТ [3], у которой входная кромка канала отогнута влево, а выходная — вправо так, что образуются три ступени, параллельные потоку (рис. 1).

Выбор данной ПТ обусловлен наличием экспериментальных данных, которые можно сравнить с результатами численного анализа, и относительно сложной геометрией канала. В данном случае интенсификация теплообмена зависит от комбинации трех факторов: формы щелевого канала, его относительной длины и амплитуды (шага) отгиба кромок [3].

Характеристики данной поверхности описываются уравнениями:

— коэффициент трения

$$\zeta = \frac{9,9}{Re^{0,6}} \text{ при } 200 < Re < 2000; \quad (1)$$

$$\zeta = \frac{0,87}{Re^{0,28}} \text{ при } Re > 2000; \quad (2)$$

— число Нуссельта

$$Nu = 0,0844Re^{0,687}Pr^{0,6}, \quad (3)$$

где  $Pr$  — число Прандтля;  $Re$  — число Рейнольдса.

Среднеквадратическое отклонение значений, полученных по этим формулам, от опытных данных не превышает 3,5 % [4].

При расчете тепловых и гидравлических характеристик ПТ обычно

ограничиваются единичным каналом. Это обусловлено стремлением к сокращению количества узловых точек в расчетной области, однако повышает погрешность конечных результатов расчета. В рассматриваемом случае из-за перекрытия соседних каналов выбрана область в один полный канал и дополнительно половину канала с каждой стороны. В качестве теплоносителя выбран воздух.

Гидравлические характеристики определялись при изотермическом течении. Воздух рассматривался как несжимаемая жидкость, т. е. влияние изменения физических свойств воздуха не учитывалось. При этом коэффициент трения вычислялся по выражению:

$$\zeta = 2\Delta P \frac{d_r}{L} \frac{1}{\rho w^2},$$

где  $\Delta P$  — потери давления в канале, Па;  $\rho$  — плотность воздуха,  $\text{кг/м}^3$ ;  $w$  — скорость воздуха в наиболее узком сечении канала, м/с;  $L$  — длина канала, м;  $d_r$  — гидравлический диаметр, м.

Скорость  $w$  вычислялась исходя из уравнения неразрывности потока воздуха:

$$w = \frac{G}{\rho F},$$

где  $G$  — массовый расход воздуха,  $\text{кг/с}$ ;  $F$  — площадь наиболее узкого сечения канала,  $\text{м}^2$ .

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{d_r w \rho}{\mu},$$

где  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости воздуха,  $\text{Па} \cdot \text{с}$ .

При расчетах использовалась следующая схема граничных условий: вход — массовый расход воздуха; выход — статическое давление. Статическое давление на выходе равно нулю, в результате на входе оно равно потерям давления  $\Delta P$  в канале.

При расчете тепловых характеристик задавалась температура воздуха на входе  $T_B = 298$  К, температура стенок  $T_{CT} = 363$  К. Все физические свойства воздуха, кроме плотности, задавались постоянными, поэтому при расчете скорости использовалось значение среднеобъемной плотности воздуха.

Результаты моделирования гидравлических характеристик поверхности

Re	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	5000	6000	8000	10 000
$G$ , кг/с	1,785 E-04	2,677 E-04	3,57 E-04	4,462 E-04	5,354 E-04	6,247 E-04	7,139 E-04	8,924 E-04	1,071 E-03	1,428 E-03	1,785 E-03
$\Delta P$ , Па	24,1	44,32	68,74	96,6	129,25	185,6	230,57	332,85	451,22	734,4	1077,5
$\zeta$	0,147	0,12	0,105	0,095	0,088	0,093	0,088	0,081	0,077	0,07	0,066
$\zeta_p$	0,157	0,123	0,104	0,097	0,092	0,089	0,085	0,08	0,076	0,07	0,066
$\Delta$ , %	6,04	2,06	1,55	2,83	4,98	4,67	3,34	1,63	0,69	0,08	0,13

Таблица 2

Результаты моделирования тепловых характеристик поверхности

Re	1000	2000	3000	4000	5000	6000	8000	10 000
$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К)	77,92	119,85	147,52	175,01	224,33	248,39	294,27	335,52
Nu	8,78	13,5	16,62	19,71	25,27	27,98	33,15	37,79
Nu <sub>p</sub>	7,87	12,67	16,74	20,4	23,78	26,95	32,84	38,28
$\Delta$ , %	11,53	6,56	0,73	3,36	6,27	3,82	0,94	1,27

Коэффициент теплообмена определяется локально по сечениям:

$$\alpha_i = \frac{q_i}{T_{ст} - T_i},$$

где  $q$  — плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $T_{ст}$  — температура стенки канала, К (задается постоянной);  $T$  — среднemasовая температура воздуха, К;  $i$  — номер сечения.

Локальное значение числа Нуссельта:

$$Nu_i = \frac{\alpha_i d_T}{\lambda},$$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м · К).

Среднее значение числа Нуссельта:

$$Nu = \left[ \sum_{i=1}^{n-1} \frac{Nu_i + Nu_{i-1}}{2} \times (x_{i+1} - x_i) \right] / \left[ \sum_{i=1}^{n-1} (x_{i+1} - x_i) \right],$$

где  $x_i$  — расстояние от начала канала до  $i$ -го сечения, м;  $n$  — количество сечений вдоль канала.

Трехмерная модель ПТ показана на рис. 2. Моделирование течения в канале проводилось в программе ANSYS CFX. Сетка содержит 370 300 элементов и 1 240 146 узлов (рис. 3). Моделирование проводилось в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 10^3 \dots 10^4$ . Для замыкания системы уравнений использовалась SST-модель турбулентности. Правильность выбора толщины первого пристеночного слоя контролировалась по параметру  $Y^+$  (для SST-модели турбулентности  $Y^+ < 2$ ).

Результаты расчета гидравлических характеристик ПТ приведены в табл. 1, где  $\zeta_p$  — коэффициент трения, вычисленный по эмпирическим формулам (1) и (2);  $\Delta$  — относитель-

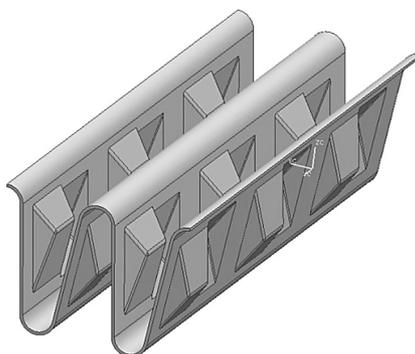


Рис. 2. Жалюзийное оребрение

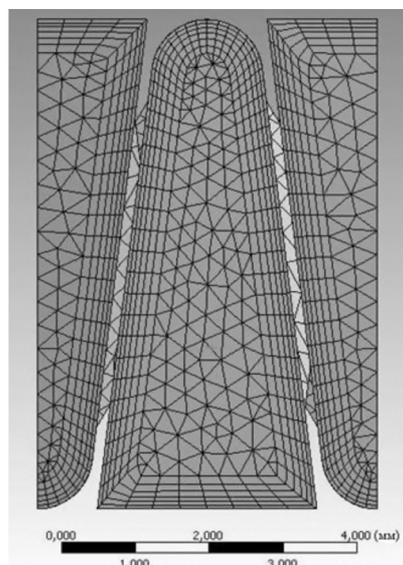


Рис. 3. Сетка конечных элементов

ная погрешность в определении коэффициента трения. Максимальная величина  $\Delta$  составляет 6,04 %.

Результаты расчета тепловых характеристик ПТ приведены в табл. 2, где  $Nu_p$  — число Нуссельта, рассчитанное по эмпирической формуле (3). Максимальная величина относительной погрешности  $\Delta$  для чисел Нуссельта составляет 11,53 %.

Из-за изменения режима течения в районе  $Re = 2000 \dots 4000$  при первом расчете значения  $Y^+$  выросли до величин  $Y^+ > 2$ . Для повышения точности расчета была увеличена плотность сетки в пристеночной области.

В целом по результатам сравнения данных численного моделирования с экспериментальными данными можно сделать вывод, что моделирование течения воздуха в ПТ в пакете вычислительной гидродинамики и предложенная методика обобщения результатов дают удовлетворительную точность и позволяют проектировать новые ПТ.

#### Литература и источники

1. Дубровский Е. В. и др. Совершенство конструкций теплообменников для тракторов и комбайнов // Тракторы и сельхозмашины. — 1985, № 8.
2. Савостин А. Ф., Тихонов А. М. Исследование характеристик теплопередающих элементов с короткими пластинчатыми ребрами // Инженерно-физический журнал. — 1971, т. 21, № 4.
3. Чичиндаев А. В. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников. Ч. 1. — Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003.
4. Воронин Г. И. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования. — М.: Машиностроение, 1978.