

УДК 536.248

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ ВОЗДУХА ВО ВНУТРЕННИХ КАНАЛАХ ПЛОСКИХ ТРУБ

*Докт. техн. наук, проф. МРОЧЕК Ж. А., асп. ДЬЯКОВ А. И.*

*Белорусский национальный технический университет*

Плоские многоканальные трубы используются в теплообменниках для охлаждения воздуха в двигателях внутреннего сгорания [1]. Постоянное снижение концентрации вредных примесей выхлопных газов двигателей приводит к увеличению эффективности теплообменников для охлаждения наддувочного воздуха.

Увеличение эффективности теплообменников может быть достигнуто за счет интенсификации процессов теплоотдачи как при движении воздуха во внутренних каналах труб, так и при обдуве внешней поверхности наружным воздухом.

Экспериментальное определение интенсивности теплообмена количественно оценивается коэффициентом теплообмена между стенкой канала и потоком воздуха

$$\bar{\alpha}_в = \frac{Q}{TS},$$

где  $Q$  – тепловой поток через стенку канала, Вт;  $\bar{T}$  – средний температурный напор, °С;  $S$  – площадь внутренней поверхности каналов, мм<sup>2</sup>.

При экспериментальных измерениях интенсивности теплообмена [2, 3] нагрев внешней поверхности трубы и потока воздуха в каналах осуществлялся электрическим нагревателем. Этот способ подвода теплоты упрощает измерение теплового потока, передаваемого через стенку трубы. Однако он усложняет определение температурного напора, так как требует по длине канала многократного измерения локальных температурных перепадов между потоком воздуха и материалом стенки воздуховода.

Поток воздуха в канал подавался предварительно нагретым [4], внешняя поверхность трубы охлаждалась водой. Такой способ теплопередачи конструктивно усложняет экспериментальную установку, так как требует использования дополнительного замкнутого жидкостного контура с системой стабилизации температуры воды на входе в теплообменник установки.

В этом случае возникают сложности и с корректным измерением температурного напора. Тепловой поток при таком способе теплопередачи может быть определен при измерении расхода воздуха и температур на входе и выходе канала [2, 4].

В нашем случае требовалось провести исследования и определить пути интенсификации теплообмена в многоканальных плоских трубах с новой формой поперечного сечения. Видно (рис. 1), что к внешней поверхности плоской трубы примыкает только часть внутренней поверхности каналов, а другая часть образуется перегородками. При подводе или отводе теплового потока через внешнюю поверхность плоской трубы перегородки дополнительно выполняют функции ребер. Поэтому температуру стенки отдельного канала некорректно принимать изотермичной и равной температуре внешней поверхности плоской трубы. При экспериментальных исследованиях для подвода теплоты к внешней поверхности плоской трубы был выбран процесс конденсации пара, который обеспечивал изотермичность этой поверхности [5].

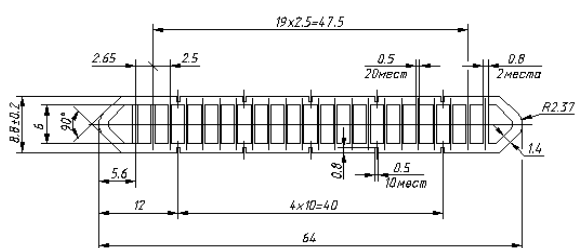


Рис. 1. Габаритные размеры и форма сечения многоканальной плоской трубы

Экспериментальная установка (рис. 2) состояла из нагнетателя воздуха 1, воздухопроводов 2, 4 (внутренний диаметр – 50 мм), между которыми установлено сужающее устройство 3 для измерения расхода воздуха, переходной камеры 5, рабочей камеры 6 и парогенератора 7.

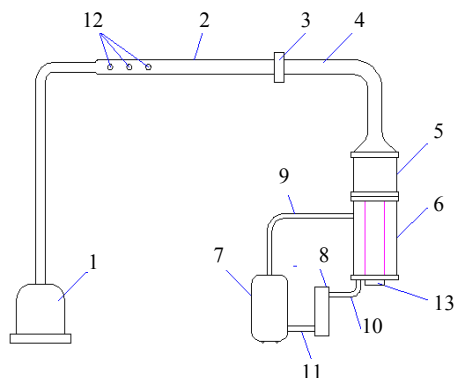


Рис. 2. Схема экспериментальной установки для определения теплообмена в плоской трубе

Переходная камера предназначалась для измерения потерь давления при движении воздуха по каналам исследуемого образца плоской трубы. Рабочая камера была выполнена в виде теплообменника типа «труба в трубе». Диаметр внешней трубы рабочей камеры, где устанавливался образец исследуемой плоской трубы 13, был равен 90 мм. Длина плоской трубы – 265 мм (рис. 1).

Для нагрева внешней поверхности плоской трубы в полость рабочей камеры между трубами от парогенератора по паропроводу 9 подавался насыщенный пар.

Отдавая теплоту, стенка плоской трубы нагревала поток воздуха в камерах, часть пара конденсировалась и парожидкостная смесь подавалась по трубопроводу 10 в паротделитель 8. Пар отводился в окружающую среду, а кон-

денсат возвращался по трубопроводу 11 в парогенератор. Воздух из окружающей среды с помощью нагнетателя последовательно подавался в воздухопровод 2, сужающее устройство, воздухопровод 4, переходную камеру, а затем пропусклся по каналам исследуемого образца плоской трубы. На входном участке воздуховода был выполнен ряд последовательно расположенных отверстий 12. Это позволяло дискретно менять расход воздуха через рабочую камеру, изменяя количество отверстий, сообщающихся с окружающей средой.

Определение расхода воздуха через каналы плоской трубы и перепада давления на сужающем устройстве осуществлялось с помощью специального V-образного манометра (ГОСТ 14321–73). Расход воздуха рассчитывался по формуле [6]

$$G = 1,252 \cdot 10^{-2} \alpha \varepsilon d^2 \sqrt{\rho \Delta p}, \quad (1)$$

где  $\Delta p$  – измеренный перепад давления, кгс/м<sup>2</sup>;  $\alpha$  – коэффициент расхода сужающего устройства;  $\varepsilon$  – поправочный множитель на расширение воздуха;  $d$  – диаметр отверстия сужающего устройства, мм;  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Отбор избыточного давления производился в переходной камере.

Для того чтобы исключить систематическую погрешность измерения потерь давления, обусловленную сужением потока воздуха при его перемещении из переходной камеры в рабочую, было определено изменение избыточного давления  $p_y(G)$  в зависимости от расхода воздуха. Потери давления потока воздуха через полость плоской трубы принимались равными

$$\Delta p_{тр}(G) = p_3(G) - p_y(G),$$

где  $p_3$  – избыточное давление, измеренное на входе рабочей камеры.

Измерение температуры потока воздуха и пара осуществлялось семью хромель-копелевыми термопарами. Одна из термопар была расположена перед сужающим устройством. Ее показания использовались для расчета плотно-

сти и расхода воздуха (1) по приведенной формуле [7]

$$\rho = 3,488(p_0 + \Delta p_{\text{тр}}(G)) / T.$$

Три термопары были расположены на входе потока воздуха в рабочую камеру, а три другие – на выходе из рабочей камеры.

Измерение температур и расхода воздуха осуществлялось в стационарном режиме.

Измеренные температуры воздуха на входе и выходе каналов плоской трубы позволяли определить тепловой поток через стенку плоской трубы из соотношения

$$Q = GC_p(\bar{T}_{\text{вых}} - \bar{T}_{\text{вх}}), \quad (2)$$

где  $C_p$  – теплоемкость воздуха, Дж/(кг · К);  $\bar{T}_{\text{вх}}$  – средняя температура воздуха на входе в каналы плоской трубы, °С;  $\bar{T}_{\text{вых}}$  – то же на выходе из каналов плоской трубы, °С.

Для нахождения среднего температурного напора кроме температур потока воздуха на входе и выходе каналов измерялась температура насыщенного пара.

Измерение средней температуры потока воздуха на входе и выходе каналов плоской трубы, а также температуры пара позволяет определить средний коэффициент теплопередачи от пара к потоку воздуха

$$\bar{K} = \frac{Q}{\Delta \bar{T} F_{\text{тр}}}, \quad (3)$$

где  $F_{\text{тр}}$  – площадь внешней поверхности участка плоской трубы, м<sup>2</sup>.

Как видно (3), для расчета коэффициента теплопередачи кроме теплового потока, определяемого соотношением (2), необходимо найти средний температурный напор. Так как температура конденсации постоянна, а температура потока воздуха, проходящего по каналам плоской трубы, изменяется нелинейно, по результатам измерений рассчитывался средне-логарифмический температурный напор [8]

$$\Delta \bar{T} = \frac{(T_{\text{п}} - \bar{T}_{\text{вх}}) - (T_{\text{п}} - \bar{T}_{\text{вых}})}{Ln[(T_{\text{п}} - \bar{T}_{\text{вх}}) / (T_{\text{п}} - \bar{T}_{\text{вых}})]}.$$

Средний коэффициент теплопередачи составляет

$$\bar{K} = \frac{1}{\frac{F_{\text{тр}}}{\bar{\alpha}_{\text{в}} F_{\text{к}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{к}}}}, \quad (4)$$

где  $\delta$  – толщина стенки трубы, м;  $\lambda$  – теплопроводность материала стенки, Вт/(м · К);  $\bar{\alpha}_{\text{к}}$  – средний коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на внешней поверхности, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $F_{\text{к}}$  – суммарная площадь поверхности внутренних каналов, м<sup>2</sup>.

Использование алюминиевых плоских труб с высокой теплопроводностью и небольшой толщиной стенки позволяет пренебречь вкладом в теплопередачу теплопроводности и для дальнейшего анализа соотношение (4) можно переписать в виде

$$\bar{K} = \frac{1}{\frac{F_{\text{тр}}}{\bar{\alpha}_{\text{в}} F_{\text{к}}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{к}}}}. \quad (5)$$

Средний коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на внешней поверхности плоской трубы, расположенной вертикально, определяется расчетным путем.

Для расчета использовалось соотношение [9]

$$\frac{\bar{\alpha}_{\text{к}}}{\lambda_{\text{ж}}} \left[ \frac{\eta_{\text{ж}}^2}{\rho_{\text{ж}} (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) g} \right]^{1/3} = 1,47 \text{Re}_{\text{ж}}^{-1/3},$$

в котором  $\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{4M_{\text{ж}}}{s\eta_{\text{ж}}}$  – число Рейнольдса конденсатной пленки на нижнем конце вертикально расположенной плоской трубы;  $\lambda_{\text{ж}}$  – теплопроводность жидкости, Вт/(м · К);  $\eta_{\text{ж}}$  – вязкость жидкости, кг/(м · с);  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_{\text{п}}$  – то же пара, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения, м<sup>2</sup>/с;  $M_{\text{ж}}$  – расход конденсата, кг/с;  $s$  – ширина плоской трубы, м.

Из (5) для сравнения интенсивности теплообмена между потоком воздуха и стенкой канала двух образцов плоских труб после преобразований получено соотношение

$$\frac{\bar{\alpha}_{\text{эк}}}{\bar{\alpha}_{\text{эт}}} = \frac{\bar{K}_{\text{эк}} (\bar{\alpha}_{\text{к}}^{\text{эт}} - \bar{K}_{\text{эт}})}{\bar{K}_{\text{эт}} (\bar{\alpha}_{\text{к}}^{\text{эк}} - \bar{K}_{\text{эк}})},$$

где  $\bar{\alpha}_{эт}, \bar{\alpha}_{эк}$  – средние коэффициенты теплообмена между потоком воздуха и стенкой канала для эталонной и экспериментальной плоской трубы соответственно;  $\bar{K}_{эт}, \bar{K}_{эк}$  – измеренные средние коэффициенты теплопередачи от пара потоку воздуха для эталонной и экспериментальной плоской трубы;  $\bar{\alpha}_к^{эт}, \bar{\alpha}_к^{эк}$  – расчетные коэффициенты теплопередачи при конденсации пара для эталонной и экспериментальной плоской трубы.

Для проведения исследований использовались три образца многоканальной плоской алюминиевой трубы. Один из них имел гладкую поверхность каналов (рис. 1), другой образец на внутренней поверхности каналов имел отдельные ребра малой высоты (рис. 3). Высота ребер составляла 0,3 мм, ширина – 1,5 мм. Ребра располагались по длине канала с шагом 4 мм. В третьем образце прямоугольные каналы были выполнены сообщающимися при помощи круглых отверстий диаметром 5 мм (рис. 4). Сообщающиеся каналы выполнены по длине трубы с шагом 65 мм.

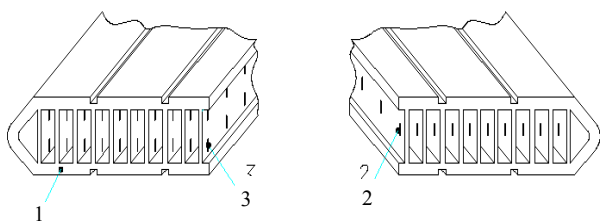


Рис. 3. Схема плоской многоканальной трубы с ребрами малой высоты на внутренней поверхности каналов: 1 – плоская многоканальная труба; 2, 3 – ребра

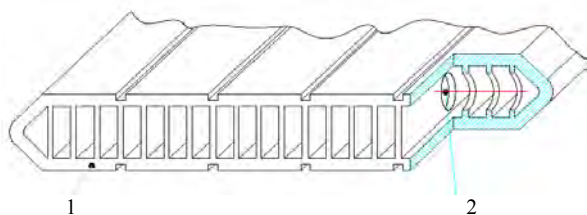


Рис. 4. Схема плоской многоканальной трубы с отверстиями в стенках каналов: 1 – плоская многоканальная труба; 2 – отверстия

В результате исследований экспериментально была установлена зависимость коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к потоку воздуха в соответствии с массовым расходом (рис. 5). На этом же рисунке приведена зависи-

мость коэффициента теплоотдачи от массового расхода потока воздуха, полученная для многоканальной плоской трубы с гладкими прямоугольными каналами расчетным путем [1].

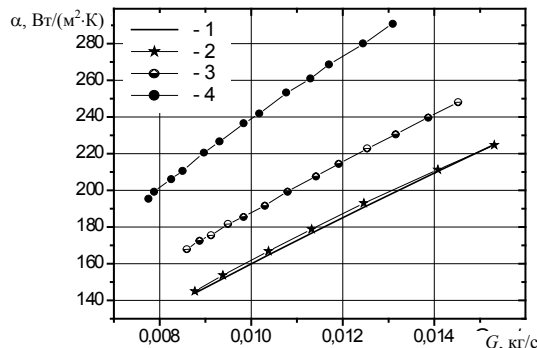


Рис. 5. Величины коэффициентов теплоотдачи в зависимости от расхода воздуха в плоской многоканальной трубе: 1 – расчетная зависимость для гладких каналов; 2 – экспериментальная зависимость для гладких каналов; 3 – то же для каналов с отверстиями в перегородках; 4 – то же для каналов с ребрами на перегородках

Анализ расчетной и экспериментальных зависимостей для многоканальной плоской трубы с гладкими прямоугольными каналами показывает, что расхождение не превышает погрешности использованных для расчета зависимостей. Из рис. 5 видно, что выполнение на внутренней поверхности каналов отдельных ребер малой высоты и отверстий для сообщения каналов позволяет интенсифицировать теплоотдачу от стенки трубы к потоку воздуха.

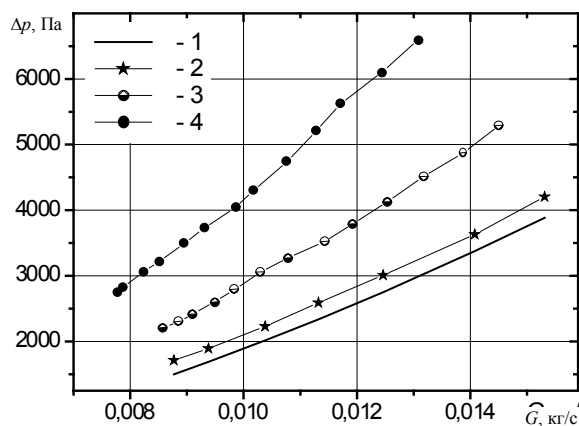


Рис. 6. Потери давления в плоской многоканальной трубе в соответствии с расходом воздуха: 1 – расчетная зависимость для гладких каналов; 2 – экспериментальная зависимость для гладких каналов; 3 – то же для каналов с отверстиями в перегородках; 4 – то же для каналов с ребрами на перегородках

Одновременно с определением интенсивности теплообмена экспериментально были уста-

новлены зависимости потерь давления от массового расхода воздуха (рис. 6).

### ВЫВОД

Показано, что используемые методики экспериментальных исследований обеспечивают достаточную точность при исследовании интенсивности теплообмена между стенкой и потоком воздуха, а выполнение на внутренней поверхности каналов отдельных ребер малой высоты и отверстий для сообщения каналов в воздуховоде позволяет интенсифицировать теплоотдачу от стенки трубы к потоку воздуха.

### ЛИТЕРАТУРА

1. **Исаченко, В. П.** Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
2. **Dipprey, D. F.** Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various prandtl numbers / D. F. Dipprey, R. H. Sabersky // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1963. – V. 6. – P. 329–353.

3. **Webb, R. L.** Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness / R. L. Webb, E. R. G. Eckert, R. J. Goldstein // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1971. – V. 14. – P. 601–617.

4. **Мулябин, К. Л.** Эффективность интенсификации теплообмена углублениями и выступами сферической формы / К. Л. Мулябин // Теплофизика и аэромеханика. – 2003. – № 2. – С. 235–246.

5. **Watkinson, A. P.** Heat transfer and pressure drop of internally finned tubes in laminar oil flow / A. P. Watkinson, D. C. Milette, G. R. Kubanek // ASME Paper 75-HT-41 1975.

6. **Преображенский, В. П.** Теплотехнические измерения и приборы / В. П. Преображенский. – М.: Энергия, 1978. – 704 с.

7. **Бажан, П. И.** Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

8. **Жукаускас, А. А.** Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.

9. **Chen, M. A.** An analytical study of laminar film condensation / M. A. Chen // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1961. – V. 83C. – P. 48–54.

Поступила 15.11.2005

УДК 621.793.18

## РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ РАСЧЕТА СКОРОСТИ ОСАЖДЕНИЯ ТИТАНОВОЙ ПЛАЗМЫ В СРЕДЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ГАЗА

*Доктора техн. наук ИВАЩЕНКО С. А., ИВАНОВ И. А.,  
аспиранты СУЛТАН С. А., ГОЛУШКО В. М.*

*Белорусский национальный технический университет*

Эффективность использования изделий с защитным покрытием во многом определяется равномерностью осаждения этого покрытия на всей поверхности основы. Обеспечение равномерности толщины покрытия на поверхности упрочняемой заготовки особенно важно для тонких покрытий. Это связано с тем, что ряд параметров тонких покрытий, которые влияют на его эксплуатационные характеристики, зависят от толщины самих покрытий. К таким па-

раметрам относятся структура покрытия, кристаллографическая ориентация, твердость, шероховатость, плотность упаковки кристаллической решетки и др. Анализ показывает, что характерной особенностью вакуумно-плазменных технологий являются направленность ионно-плазменного потока и пространственное распределение его плотности. Поэтому для получения равномерного по толщине покрытия по всей поверхности заготовки задают ее пла-