

УДК 621.565.93

## ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА

Карасёва А.В., Кацубо В.В., Панкевич В.И., Скицунова И.А.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Сапун Н.Н.

Теплообменные аппараты нашли широкое применение во многих областях хозяйственной деятельности, авиационно-космической, энергетической, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой промышленности, холодильной и криогенной технике, в системах отопления, горячего водоснабжения, кондиционирования, различных тепловых двигателях.

В связи с ростом энерговооруженности космических аппаратов, энергонапряженности устройств, повышением требований к возможным режимам регулирования систем достаточно актуально стоит вопрос изучения возможных процессов интенсификации теплообмена. Уменьшение массогабаритных характеристик теплообменников за счет процессов интенсификации особенно имеет большое значение в ракетно-космической технике. Такой процесс позволит увеличить массу полезного груза, выводимого на орбиту, при тех же энергозатратах и в целом повысить тактико-технические характеристики ракетносителей и космических аппаратов.

Опыт создания и эксплуатации различных теплообменных аппаратов показал, что разработанные к настоящему времени методы интенсификации теплообмена обеспечивают снижение габаритов и металлоемкости (массы) устройств в 1,5...2,0 и более раза по сравнению с аналогичными серийно выпускаемыми устройствами при одинаковой тепловой мощности и мощности используемой на прокачку теплоносителей.

Экспериментальная установка представлена на рисунке 1. Авторами разработана экспериментальная установка для исследования и изучения процессов интенсификации в теплообменном аппарате типа «труба в трубе» и методика проведения экспериментальных исследований.

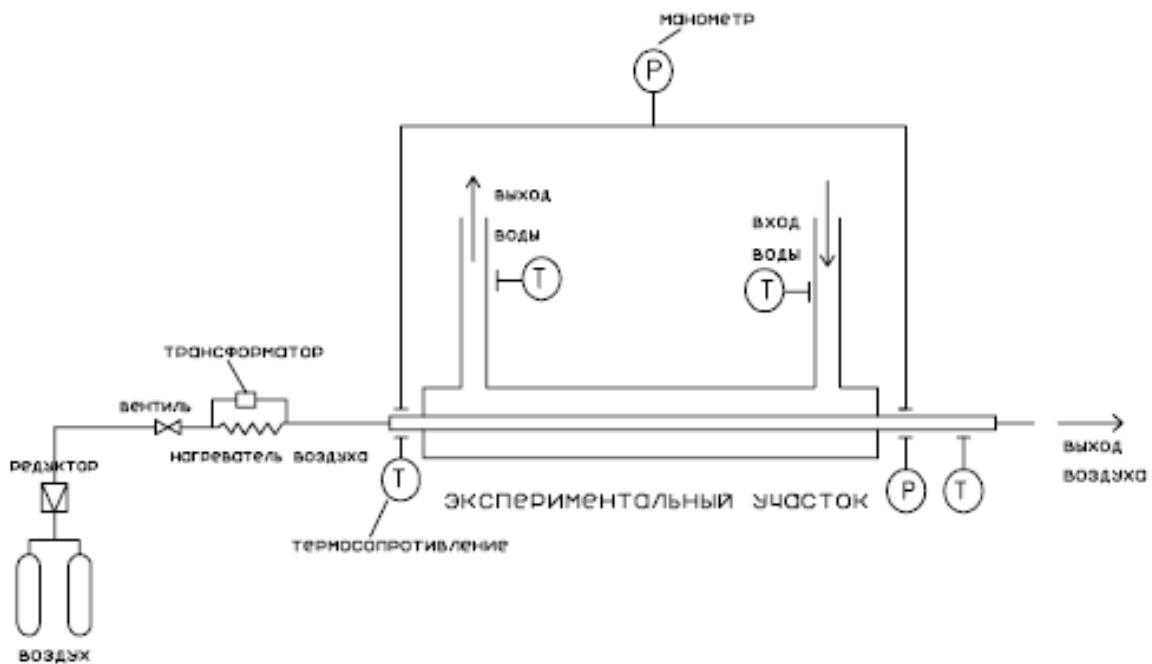


Рисунок 1. Схема экспериментальной установки

Установка представляет собой разомкнутый контур, работающий на воздухе. Воздух из баллонной батареи через редуктор поступает в электрический подогреватель, состоящий из

навитой на асбестовые ребра нихромовой проволоки, расположенных в электро- и термоизолирующей асбестовой трубе. Эта труба в свою очередь находится в герметичной стальной трубе, во фланцах которой установлены механические фильтры, препятствующие попаданию нежелательных включений в измерительные станции и экспериментальный участок. Нагретый воздух, пройдя измерительную станцию, где происходит отбор параметров температуры и давления, поступает на экспериментальный участок, охлаждается водой, протекающей в кольцевом канале. Переход с режима на режим производится путем соответствующих расходов воздуха и воды.

Для регулирования расхода воздуха предусмотрен вентиль. На выходе из экспериментального участка установлена диафрагма-расходомер, работающая при сверхкритическом перепаде давлений, что упрощает измерение расхода воздуха, позволяет определить давление и температуру воздуха перед диафрагмой, а не на ней. Затем охлажденный на экспериментальном участке воздух выбрасывается в атмосферу.

Экспериментальный участок состоит из сборно-разборного теплообменника типа «труба в трубе». Воздух подается через внутреннюю трубу, а в кольцевом зазоре протекает вода. В теплообменнике применяется схема «противоток», что дает возможность снимать с горячего теплоносителя больше теплоты.

Схема измерений. В процессе экспериментов измеряются температура газа на входе  $T_{g1}$  и на выходе  $T_{g2}$  теплообменника, расход газа  $G_g$ , температура охлаждающей воды на входе  $T_{11}$  и на выходе  $T_{12}$  теплообменника, расход воды  $G_1$ .

Средний коэффициент теплоотдачи в трубе вычисляется по определенному в ходе эксперимента коэффициенту теплопередачи, известному коэффициенту теплоотдачи в кольцевом канале и известному тепловому сопротивлению стенки.

Для определения температуры воздуха на входе и выходе экспериментального участка, температуры воды используются термометры сопротивления ТП-198-0, а в качестве вторичного прибора - прецизионный преобразователь сигналов ТС и ТП «ТЕРКОН».

Методика обработки экспериментальных данных. Количество тепла, переданного на этом участке от воздуха к воде, рассчитывается по изменению температуры воздуха:

$$Q_g = G_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_{g1} - T_{g2}),$$

где  $G_g$  - расход газа,  $\text{кг}/\text{с}$  ;

$C_{p_g}$  - средняя теплоёмкость газа,  $\frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{с})}$  ;

$T_{g1}$  - температура газа на входе,  $K$ ;

$T_{g2}$  - температура газа на выходе,  $K$ .

Для контроля теплового баланса количество переданного тепла определяется по изменению температуры воды:

$$Q_1 = G_1 \cdot C_{p_1} \cdot (T_{12} - T_{11}),$$

где  $G_1$  - расход воды,  $\text{кг}/\text{с}$  ;

$C_{p_1}$  - средняя теплоемкость воды,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{с}}$  ;

$T_{12}$  - температура охлаждающей воды на выходе,  $K$ ;

$T_{11}$  - температура охлаждающей воды на входе,  $K$ .

Утечками тепла вовне можно пренебречь, так как температура охлаждающей воды, протекающей снаружи, незначительно отличается от температуры окружающей среды.

Среднелогарифмический температурный напор между воздухом и водой (при противотоке):

$$\overline{\Delta T_{\log}} = \frac{(T_{g1} - T_{12}) - (T_{g2} - T_{11})}{\ln \frac{T_{g1} - T_{12}}{T_{g2} - T_{11}}}.$$

Средняя температура охлаждающей воды:

$$\overline{T_1} = \frac{T_{11} + T_{12}}{2}.$$

Средняя температура горячего газа:

$$\overline{T_g} = \overline{T_g} + \overline{\Delta T_{\log}} = \frac{T_{11} + T_{12}}{2} + \overline{\Delta T_{\log}},$$

где  $\overline{\Delta T_{\log}}$  - среднелогарифмический температурный напор между воздухом и водой (при противотоке),  $K$ .

Коэффициент теплоотдачи, отнесенный к внутренней поверхности трубы:

$$K = \frac{Q_g}{\pi \cdot D \cdot l \cdot \overline{\Delta T_{\log}}},$$

где  $Q_g$  - количество тепла, переданного от воздуха к воде,  $Bm$ ;

$D$  – внутренний диаметр трубы,  $m$ ;

$l$  – длина трубы,  $m$ .

Коэффициент теплопередачи от воздуха к стенке:

$$\alpha_g = \frac{1}{\frac{1}{K} - \frac{D}{2 \cdot \lambda_{cm}} \cdot \ln \frac{D_u}{D} - \frac{D}{D_u \cdot \alpha_1}},$$

где  $D_g$  - наружный диаметр трубы,  $m$ ;

$\lambda_{cm}$  коэффициент теплопроводности материала стенки,  $Bm / (m \cdot K)$ ;

$\alpha_1$  - коэффициент теплоотдачи от стенки к воде,  $Bm / (m^2 \cdot K)$ .

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде  $\alpha_1$  определяется по следующей формуле:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_s},$$

где  $Nu_1$  - критерий Нюссельта для трубы с канавками.

Критерий Нюссельта для трубы с канавками:

$$\frac{Nu_1}{Nu_{zt}} = 1 + 0,64 \left[ 1 - \exp \left( -35,8 \cdot \frac{h}{d_3} \right) \right] \left( 1 - 0,274 \cdot \frac{t}{d_3} \right),$$

где  $h = 0,5 \cdot (D_n - d_n)$  - глубина канавок, м;

$d_3 = D - D_n$  - эквивалентный диаметр кольцевого канала, м;

$t$  - шаг канавок, м.

Для гладкой трубы:

$$Nu_{zt} = 0,017 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \cdot \left( \frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{D}{D_n} \right),$$

где  $Re$  – критерий Рейнольдса;

$Pr$  – критерий Прандля.

Так как  $\alpha_1$  существенно выше  $\alpha_g$  (отношение  $\alpha_1 / \alpha_g$  порядка 50...100 и больше), то погрешности в определении  $\alpha_1$  несущественно влияют на точность определения среднего коэффициента теплоотдачи в трубе. Так, например, если погрешность определения  $\alpha_1$  составляет 20%, погрешность измерения  $K = 5\%$ , отношение  $\alpha_1 / \alpha_g = 100$ , то погрешность определения коэффициента теплоотдачи по горячей стороне  $\delta\alpha_g = 5,3\%$ . При  $\alpha_1 / \alpha_g = 50$   $\delta\alpha_g = 5,6\%$ . Даже если  $\delta\alpha_g$  вырастет на 50%, то в первом случае  $\delta\alpha_g = 5,6\%$ , во втором  $\delta\alpha_g = 6,2\%$ , то есть возрастает незначительно. Следовательно, данная методика обеспечивает достаточно высокую точность определения среднего коэффициента теплоотдачи в трубе в случае интенсификации теплообмена, когда коэффициент теплоотдачи в кольцевом канале вычисляется с меньшей точностью, чем в гладком канале.

Следует отметить, что данная методика исключает измерение температуры стенки, что позволяет значительно упростить конструкцию экспериментальных участков. Это особенно важно для исследования интенсификации теплообмена, когда приходится большое число вариантов турбулизаторов. Кроме того, повышается и надежность самих данных, так как проблема достоверного измерения температуры стенки трубы с турбулизаторами является весьма трудной.

На рисунке 2 сопоставляются эффективность использования различных методов интенсификации теплообмена.

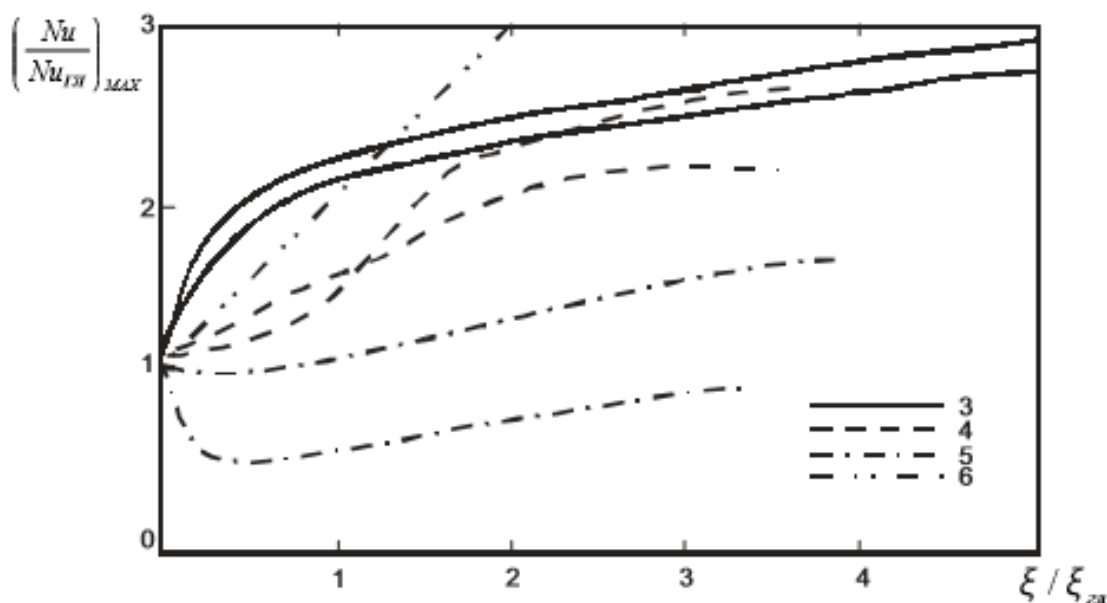


Рисунок 2. Максимальное увеличение теплоотдачи при допустимом увеличении гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_{ср}$  при  $Re = 10^4$

При  $Re = 10^4$  закрученная лента, представленная на рисунке 3, показывает результат  $\alpha_1 / \alpha_{гг} = 2,34...1,8$  и  $(\xi / \xi_{гг}) = 4,05...2,5$ , что позволяет уменьшать объем аппарата на  $0,53...0,64$ . С ростом  $Re$  эффективность ленточных вставок существенно падает: для  $Re = 10^5$  получено  $\alpha_1 / \alpha_{гг} = 1,88...1,49$  и  $(\xi / \xi_{гг}) = 5,55...1,65$ , что уменьшает объем на  $0,822...0,7$ . Следует отметить, что ни при каких значениях чисел  $Re$  и шагах закрутки ленты не удалось получить  $\alpha_1 / \alpha_{гг} > \xi / \xi_{гг}$ , то есть опережающего увеличения коэффициента теплоотдачи по сравнению с ростом гидравлического сопротивления.

Эффективность шнековых вставок значительно ниже ленточных. Для шагов закрутки  $S/D = 4...12$  получается  $\alpha_1 / \alpha_{гг} = 1,75...1,16$  и  $(\xi / \xi_{гг}) = 4,74...2,64$  при  $Re = 10^4$  и  $\alpha_1 / \alpha_{гг} = 0,88...0,58$  и  $(\xi / \xi_{гг}) = 3,40...1,38$  при  $Re = 10^5 = 1,90...2,67$ .

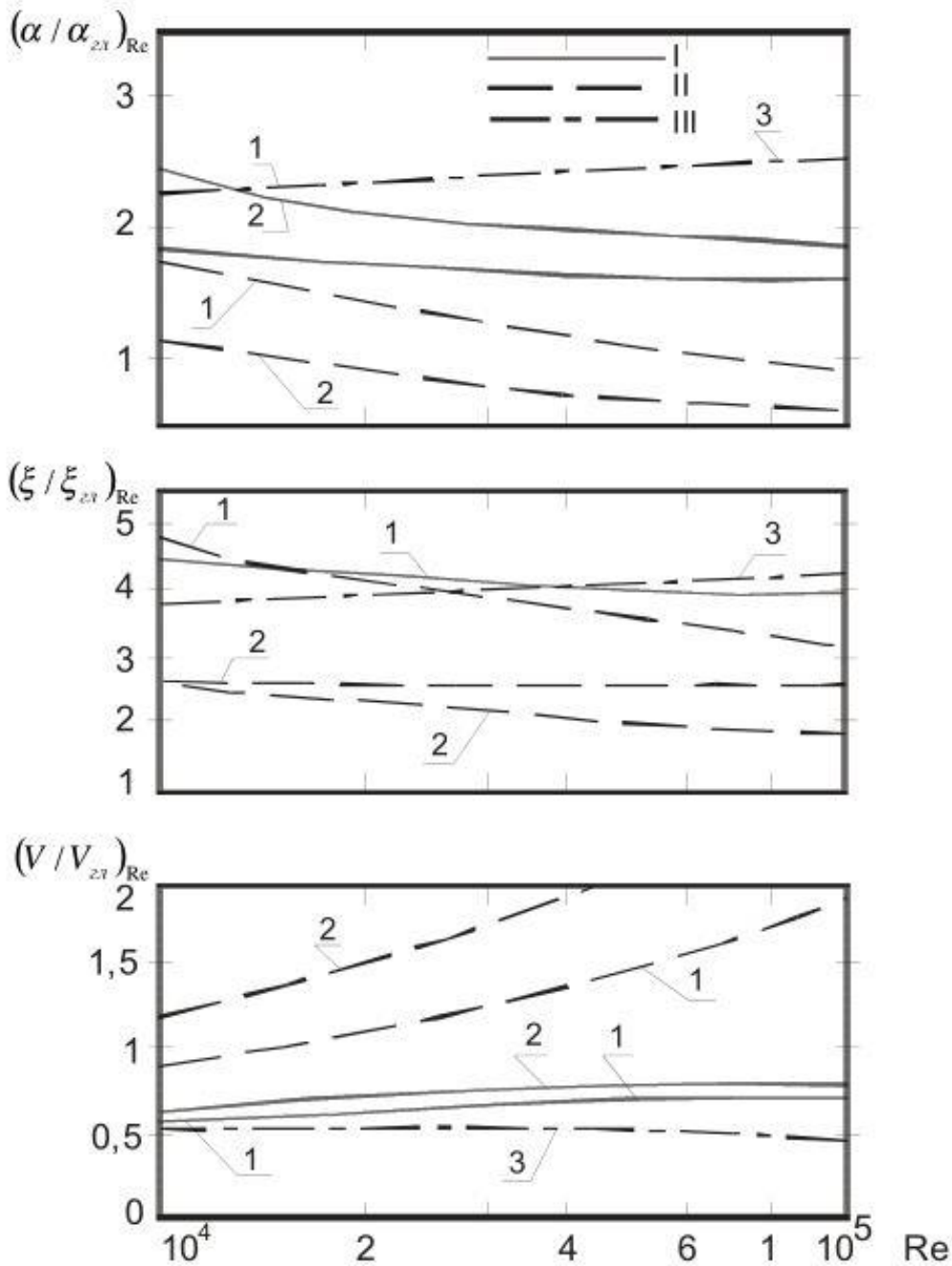


Рисунок 3. Влияние числа  $Re$  на увеличение коэффициентов теплообмена  $(\alpha / \alpha_{zл})_{Re}$ , гидравлического сопротивления  $(\xi / \xi_{zл})_{Re}$  и на отношении объемов теплообменных аппаратов  $V / V_{zл}$ : I - закрутка потока винтовой лентой; II - закрутка потока шнеком; III - кольцевые диафрагмы; 1 -  $S / D = 4$ ; 2 - 10; 3 - кольцевые диафрагмы с  $d / D = 0,94$  и  $t / D = 0,25$

Таким образом, незначительное повышение эффективности ( $V/V_{2l} < 1$ ) можно получить при  $S/D=4$  и  $Re=10^4$ . С ростом  $Re$  и  $S/D$  величина  $V/V_{2l} > 1$ , т. е. применение шнековых вставок даёт отрицательный результат, поскольку ухудшает параметры теплообменных аппаратов.

Использование кольцевых турбулизаторов позволяет в характерном для теплообменных аппаратов диапазоне изменения чисел  $Re=10^4-10^5$  обеспечить стабильное увеличение теплоотдачи в 2,3...2,43 раза при росте гидравлического сопротивления в 3,8...4,15 раза, что даёт возможность получить  $V/V_{2l}=0,52...0,50$  или уменьшить объём в 1,95...2,00 раза. Опережающий рост теплоотдачи в таких трубах достигается при значениях  $d/D=0,97...0,98$ , при этом  $V/V_{2l}=0,5...0,6$ .

Другие методы закрутки (спиральные каналы, закрутка потока на входе в канал, спиральные проволочные вставки, спиральные или продольные рёбра внутри труб) менее эффективны, чем рассмотренные выше. Также менее эффективны такие методы, как организация пульсаций потока с помощью установленных на входе специальных пульсаторов и использование шероховатых поверхностей.

#### Литература

1. Дрейцер, Г.А. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами / Г.А.Дрейцер, С.А.Исаев, И.Е.Лобанов // Труды МАИ / МАИ. М., 2003.
2. Кузма-Китча, Ю.А. Методы интенсификации теплообмена: учеб. пособ. по курсу «Методы интенсификации теплообмена» / Ю.А.Кузма-Китча. М.:Изд-во МЭИ, 2001. 112с.
3. Щербаченко, И. К. Исследование интенсификации теплообмена в трубах с кольцевыми турбулизаторами плавной конфигурации / И. К. Щербаченко. М.: Изд-во МЭИ, 2003. С. 151-154.