М 335879

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ДАНИЛЕНКО Татьяна Константиновна

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА В КОМПАКТНЫХ КРИОГЕННЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ С УЧЕТОМ ПРОДОЛЬНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

/ 05.04.03. - гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники /.

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1978

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище
имени Н.Э.Баумана

Научный руководитель –

– доктор технических наук,
профессор МИКУЛИН Е.И.

Официальные оппоненты –

– доктор технических наук, профессор ПЕТРАЖИЦКИЙ Г.Б.
– кандидат технических наук РЕВЯКИН А.В.

Ведущее предприятие указано в решении Ученого Совета.

Защита диссертации состоится "5" марта 1979 г.
в 14 час. 30 мин.
на заседании специализированного Ученого Совета К.053.15.07
"Криогенные, холодильные, гидравлические, вакуумные и
компрессорные машины и аппараты" МВТУим.Н.Э.Баумана
по адресу: Москва, 107005, Лефортовская наб.д.1, корпус
[illegible] "Энергомашиностроение".

С [illegible] ке
М

А [illegible] г.

[illegible] ечатью, просьба
[illegible] анская ул.д.5.

КОЗЛОВ В.Н.

М 335879

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1335879
Даниленко Т.К.Исполнитель

Актуальность темы. Создание эффективной теплообменной аппаратуры является одним из условий успешного развития ряда отраслей народного хозяйства. В криогенной и холодильной технике, кондиционировании воздуха находят широкое применение высокоэффективные компактные теплообменники. В решении Всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха" /1977г./, посвященной 60-летию Октября, отмечались, в частности, как наиболее важные и перспективные, следующие направления научных и инженерно-технических работ: "В области криогенной и холодильной техники – исследования в направлении интенсификации процессов теплообмена в криогенных аппаратах /пористые покрытия, щелевые каналы, оребрение/ и создание промышленных высокоэффективных компактных теплообменников новых типов для криогенных установок и систем,...разработка и внедрение пластинчатых и пластинчато-ребристых поверхностей...".

Совершенствование теплообменной аппаратуры идет по пути увеличения интенсивности процесса передачи тепла, снижения гидравлических сопротивлений и повышения компактности аппаратов. При проектировании и расчете компактной теплообменной аппаратуры с относительно большой долей объема металла в общем объеме конструкции следует учитывать продольную теплопроводность металла и ее влияние на интенсивность процесса.

Ш356879

Цель работы. Исследование процесса теплообмена в компактных теплообменных аппаратах, создание надежного метода расчета аппаратов с учетом потока тепла от теплопроводности по конструкции и получение рекомендаций по проектированию высокоэффективных компактных теплообменников щелевого типа.

Задачи настоящей работы определяются следующим образом:

– Исследование характера и степени влияния теплопроводности и условий распространения тепла в стенках компактного теплообменного аппарата на распределение температурных полей на основании анализа процесса теплообмена при постоянном тепловом потоке.

– Решение сопряженной задачи ламинарного теплообмена для определения интенсивности процесса с учетом продольной теплопроводности при переменном по длине внешнем тепловом потоке.

– Анализ влияния различных условий процесса и параметров системы на теплообмен в аппарате.

– Экспериментальная проверка выводов аналитического исследова-

ния. Проведение тепловых и гидродинамических испытаний модели щелевого теплообменного аппарата.

Методы исследования. При решении описывающих процесс дифференциальных уравнений использовались методы математической физики. Численные результаты получены с помощью ЭВМ. Обработка данных аналитического и экспериментального исследования с целью их обобщения проведена на основе теории подобия. Экспериментальная часть работы выполнена с применением современной измерительной аппаратуры.

Научная новизна. Получены закономерности распределения температур и тепловых потоков в аппарате с теплопроводной стенкой при $q = const$, разработан способ оценки доли переноса тепла теплопроводностью по конструкции теплообменника.

Поставлена и решена тепловая задача определения интенсивности процесса ламинарного теплообмена при $q = var$ с учетом и без учета продольного потока тепла от теплопроводности в стенках.

Выполнено аналитическое, расчетное и экспериментальное исследование, в результате которого установлена степень влияния различных параметров на характеристики компактных аппаратов с большой относительной толщиной и теплопроводностью стенок.

Практическая ценность. Выявлены основные причины существенных расхождений результатов известных исследований процесса теплообмена в щелевых каналах и несоответствия экспериментальных данных теоретическим выводам, связанные со способом обработки результатов. Проведенное исследование позволило получить необходимые данные для расчета процесса теплообмена в компактных щелевых теплообменных аппаратах с учетом продольной теплопроводности конструкции. Разработанный метод расчета и полученные на основании проведенного анализа рекомендации используются на стадии проектирования компактных теплообменников криогенных систем и для оценки степени снижения эффективности вследствие влияния теплопроводности.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на Всесоюзной конференции по холоду "Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха" /Ташкент, 1977 г./. Содержание диссертации обсуждалось на заседаниях научно-технического семинара и заседании кафедры "Криогенная техника и кондиционирование" МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 5 печатных

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ
БИБЛИОТЕКА

работ. Основные разделы диссертации изложены также в 2 научно-исследовательских отчетах.

Объем работы. Работа состоит из введения, 4 глав, выводов и приложения, имеет объем 160 стр., содержит 57 рисунков. Список литературы включает в себя 80 наименований работ.

В первой главе проводится обзор известных аналитических и экспериментальных исследований процесса теплообмена в гладких каналах прямоугольной формы. В ряде решений задачи теплообмена при ламинарном стабилизированном течении несжимаемого теплоносителя в режиме, близком к изотермическому, для некоторых частных случаев условий на границе получены достаточно высокие значения тепловой интенсивности процесса. Однако, только при проведении экспериментов на вязких жидкостях наблюдалось удовлетворительное совпадение с результатами этих решений. Большинство авторов исследований теплоотдачи к газообразным теплоносителям отмечают, что действительные величины коэффициентов теплоотдачи имеют значительно более низкие значения. Экспериментальные зависимости носят принципиально иной характер, не получено так называемой зоны "автомодельности" процесса ламинарного теплообмена, т.е. независимости интенсивности процесса от гидродинамики потока, что должно было бы иметь место в соответствии с выводами теории.

В технической литературе к настоящему времени имеются сведения о сравнительно небольшом числе экспериментальных работ, посвященных исследованию процесса теплообмена в плоских каналах малого эквивалентного диаметра /менее 2 мм/, особенно в области ламинарного течения. Расчеты по рекомендуемым зависимостям дают значительные численные расхождения. Вызывает сомнение возможность сопоставления и использования результатов различных авторов, так как условия проведения экспериментов, геометрические параметры испытываемых каналов, а также способы обработки опытных данных существенно различаются. По-разному рассматривается вопрос о выборе определяющего геометрического размера в критериальных зависимостях, характеризующей процесс температуры, величины расчетного температурного напора.

Специфика процесса в компактных теплообменниках с каналами малого эквивалентного диаметра состоит в том, что в реальной конструкции высота каналов соизмерима с толщиной разделяющих потоки стенок, и анализ процесса передачи тепла, тем более при наличии большого перепада температур в криогенных теплообменниках,

не может быть проведен без совместного рассмотрения процессов в теплоносителе и в элементах конструкции. Определение интенсивности теплоотдачи при наличии продольного потока тепла в стенке связано со значительными дополнительными трудностями, поэтому в большинстве случаев решались упрощенные задачи.

Влияние теплопроводности стенок на эффективность теплообменников исследовалось в работах Якоба, Крегера, Шеляга, Мори. Наиболее полное решение задачи для системы с относительно толстой теплопроводной стенкой получено В.Р.Шелягом. Однако, его выводы, основанные на анализе температурных полей системы, не содержат окончательных рекомендаций по расчету показателей процесса с учетом теплопроводности по общепринятым характеристикам с введением безразмерных параметров.

Таким образом, надежные, подтвержденные экспериментом, рекомендации по тепловому расчету компактных теплообменных аппаратов с гладкими каналами малого эквивалентного диаметра практически отсутствуют. В связи с этим настоящая работа посвящена исследованию процесса передачи тепла и созданию метода расчета компактных теплообменных аппаратов с учетом продольной теплопроводности конструкции, проведению расчетного исследования и оценке влияния различных факторов на интенсивность процесса.

Глава II содержит результаты аналитического исследования процесса теплообмена в компактных теплообменных аппаратах.

Рассматривается одномерная задача нагревания потока теплоносителя в канале теплообменника при симметричной и равномерной по длине внешней тепловой нагрузке $\bar{q} = const$ и постоянном коэффициенте теплоотдачи $\alpha = const$. В результате решения задачи получены зависимости изменения температур стенки и теплоносителя, а также тепловых потоков по длине аппарата с теплопроводной стенкой. Переменная по длине функция температурного напора между стенкой и теплоносителем $\Delta t(x)$ имеет вид

$$\Delta t(x) = \Delta \bar{t} + a\left(c_1 e^{k_1 x} + c_2 e^{k_2 x}\right),$$

где $\Delta \bar{t} = \frac{\int_0^{\ell} \Delta t\, dx}{\ell} = \frac{\bar{q}}{\alpha B}$ – средний температурный напор,

B – ширина аппарата по фронту потока,

c_1, c_2 – постоянные интегрирования,

$a = \frac{d_э}{4St}$; $St = \frac{\alpha f_{сеч}}{c_p G}$ – критерий Стэнтона.

В полученных зависимостях в качестве параметра присутствует величина безразмерного комплекса $kx\ (k\ell)$

$$K_{1,2}\cdot x = 2St\left(\frac{x}{d_э}\right)\left[\pm\sqrt{\frac{Bi^*}{4St^2}\left(\frac{d_э^2}{l\cdot\delta_{ст}}\right)+1}-1\right]$$

где $d_э$, $\delta_{ст}$, x, l – эквивалентный диаметр канала, толщина стенки, текущая координата и полная длина аппарата, соответственно, $Bi^* = \frac{\alpha l}{\lambda_{ст}}$ – критерий Био.

Показано, что возникновение в стенках теплообменника продольного потока тепла от теплопроводности приводит к перераспределению поступающей к газу тепловой нагрузки и температурных полей системы по сравнению со случаем $\lambda_{ст} = 0$. Величина потока от теплопроводности $q_т$ зависит от соотношения между величинами критериев Bi^* и St и определяет переменный характер функции теплового потока, поступающего через теплообменную поверхность к теплоносителю $q_x = \bar{q} + q_т$. Приводится способ оценки доли количества тепла, передаваемого в аппарате путем теплопроводности по стенке, и характеризующей степень влияния теплопроводности на процесс в компактном теплообменнике. При значительной относительной величине потока от теплопроводности аппарат не может рассчитываться по зависимостям, полученным при условии $\bar{q} - const$.

В работе поставлена и решена задача определения интенсивности процесса теплообмена при ламинарном течении теплоносителя в узком прямоугольном /щелевом/ канале компактного теплообменника с учетом продольного потока тепла от теплопроводности в стенке при переменной по длине аппарата величине тепловой нагрузки. Постановка двухмерной сопряженной задачи для системы стенка – – теплоноситель приводит к необходимости решения системы дифференциальных уравнений – уравнения теплопроводности для стенки

$$\frac{\partial^2 T_{ст}}{\partial y_1^2} + \frac{\partial^2 T_{ст}}{\partial x^2} = 0 \qquad \ldots/1/$$

и уравнения энергии для теплоносителя /газа/ в предположении об отсутствии продольной теплопроводности по потоку газа $\frac{\partial^2 T_г}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 T_г}{\partial y^2}$

$$w\gamma c_p \frac{\partial T_г}{\partial x} = \lambda_г \frac{\partial^2 T_г}{\partial y^2} \qquad \ldots/2'/$$

В качестве граничных условий принимаются условия отсутствия стока тепла с торцев стенок теплообменного аппарата

$$\left.\frac{\partial T_{ст}}{\partial x}\right|_{x=0} = 0; \qquad \left.\frac{\partial T_{ст}}{\partial x}\right|_{x=l} = 0.$$

Удельный тепловой поток на внешней поверхности стенки канала задается в виде $q_x = k\left(T_0 - T_{ст}|_{y_1=\delta_{ст}}\right)$, где $T_0 = const$.

Тогда при $y_1 = \delta_{ст}$ $\lambda_{ст} \frac{\partial T_{ст}}{\partial y_1} = k(T_0 - T_{ст})$.

Уравнение /2'/ имеет следующие граничные условия:

$$T_r|_{x=0} = T_{r\,вх}; \quad \frac{\partial T_r}{\partial y}|_{y=0} = 0.$$

Недостающие граничные условия равенства температур и тепловых потоков на теплообменной поверхности являются одновременно условиями сопряжения для системы стенка – газ

$$T_{ст}|_{y_1=0} = T_r|_{y=h}; \quad \lambda_{ст} \frac{\partial T_{ст}}{\partial y_1}|_{y_1=0} = \lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial y}|_{y=h}.$$

При решении уравнения /2'/ для несжимаемой среды при малых температурных и скоростных напорах средняя линейная скорость теплоносителя по длине канала обычно принимается постоянной. При течении газообразного теплоносителя в узком канале при относительно высоких скоростях и тепловых нагрузках скорость газа возрастает вследствие потерь давления и дополнительно за счет изменения температуры в процессе теплообмена. В соответствии с уравнением неразрывности массовая скорость по длине постоянна, а закон ее изменения по сечению канала принят параболическим, т.е.

$$W_y = (w\gamma)_y = \frac{3}{2}\overline{W}\left[1 - \left(\frac{y}{h}\right)^2\right] \quad / h$$ – половина высоты канала/.

Тогда уравнение энергии для теплоносителя получит вид

$$\frac{3}{2} c_p \overline{W}\left[1 - \left(\frac{y}{h}\right)^2\right] \frac{\partial T_r}{\partial x} = \lambda_r \frac{\partial^2 T_r}{\partial y^2}. \qquad \ldots /2/$$

Имеем исходную систему уравнений сопряженной задачи для приведенных функций температур стенки и газа

$$\theta_{ст}(\varsigma, \varrho) = \frac{T_0 - T_{ст}(\varsigma, \varrho)}{T_0 - T_{r\,вх}}; \quad \theta_r(\xi, \varrho) = \frac{T_0 - T_r(\xi, \varrho)}{T_0 - T_{r\,вх}}$$

в безразмерных координатах $\varrho = \frac{x}{l}$; $\varsigma = \frac{y_1}{\delta_{ст}}$; $\xi = \frac{y}{h}$

$$\frac{\partial^2 \theta_{ст}}{\partial \varsigma^2} + a^2 \frac{\partial^2 \theta_{ст}}{\partial \varrho^2} = 0; \qquad \ldots /1/$$

$$\frac{\partial^2 \theta_r}{\partial \xi^2} - \beta^2(1 - \xi^2)\frac{\partial \theta_r}{\partial \varrho} = 0 \qquad \ldots /2/$$

где $a^2 = \left(\frac{\delta_{ст}}{l}\right)^2$; $\beta^2 = \frac{3}{8} Pe \frac{h}{l}$

с граничными условиями

I. $\frac{\partial \theta_{ст}}{\partial \varrho}|_{\varrho=0} = 0$; 2. $\frac{\partial \theta_{ст}}{\partial \varrho}|_{\varrho=1} = 0$; 3. $\left(\frac{\partial \theta_{ст}}{\partial \varsigma} + Bi \cdot \theta_{ст}\right)_{\varsigma=1} = 0$

и I. $\theta_r|_{\varrho=0} = 1$; 2. $\frac{\partial \theta_r}{\partial \xi}|_{\xi=0} = 0$,

а также условиями сопряжения

$$1.\ \theta_{ст}|_{\varsigma=0} = \theta_{г}|_{\xi=1}\ ; \qquad 2.\ \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}}\frac{\partial\theta_{ст}}{\partial\varsigma}|_{\varsigma=0} = \frac{\lambda_{г}}{h}\frac{\partial\theta_{г}}{\partial\xi}|_{\xi=1}.$$

Для раздельного решения уравнений /1/, /2/ системы температура теплообменной поверхности /границы раздела/ вводится как искомая функция длины канала ℓ

$$\theta_{ст}|_{\varsigma=0} = \theta_{г}|_{\xi=1} = f(\ell).$$

Уравнение Лапласа для стенки /1/ решается методом разделения переменных. В результате решения получаем

$$\theta_{ст}(\varsigma,\ell) = \sum_{k=0}^{\infty} f_k \frac{u_k(\varsigma)}{u_k(0)} \cos k\pi\ell, \qquad .../3/$$

где f_k – коэффициенты разложения функции $f(\ell)$ в ряд Фурье

$$f(\ell) = \sum_{k=0}^{\infty} f_k \cos k\pi\ell,$$

$$u_k(\varsigma) = e^{-ak\pi\varsigma}\left[1 + \frac{ak\pi - Bi}{ak\pi + Bi}e^{2ak\pi(\varsigma-1)}\right] \qquad /k = 1,2,.../$$

$$u_k(0) = 1 + \frac{ak\pi - Bi}{ak\pi + Bi}e^{-2ak\pi}.$$

При решении уравнения /2/ для теплоносителя предварительно рассматривается краевая задача Штурма–Лиувилля, предполагающая в данном случае равенство нулю приведенной температуры на поверхности теплообмена. В итоге после проведения целого ряда преобразований удалось получить выражение функции приведенной температуры газа $\theta_г$

$$\theta_г(\xi,\ell) = f(\ell) + \sum_{k=0}^{\infty} c_k \vartheta_k(\xi) e^{-\vartheta_k\ell} + \sum_{\ell=0}^{\infty} f_\ell\left[\sum_{k=0}^{\infty} c_k \vartheta_k(\xi)\frac{\ell\pi}{\vartheta_k}\frac{1}{1+\left(\frac{\ell\pi}{\vartheta_k}\right)^2}\sin\ell\pi\ell\right] -$$

$$- \sum_{\ell=0}^{\infty} f_\ell\left[\sum_{k=0}^{\infty} c_k \vartheta_k(\xi)\frac{\ell\pi}{\vartheta_k}\frac{1}{1+\left(\frac{\ell\pi}{\vartheta_k}\right)^2}\cos\ell\pi\ell\right] - \sum_{\ell=0}^{\infty} f_\ell\left[\sum_{k=0}^{\infty} c_k \vartheta_k(\xi) e^{-\vartheta_k\ell}\frac{1}{1+\left(\frac{\ell\pi}{\vartheta_k}\right)^2}\right] \qquad .../4/$$

где $c_k = \int_0^1 (1-\xi^2)\vartheta_k(\xi)\,d\xi$ – коэффициенты разложения 1 в ряд Фурье по собственным функциям $\vartheta_k(\xi)$ задачи Штурма–Лиувилля,

$\vartheta_k = \left(\frac{\mu_k}{6}\right)^2$, μ_k – собственные значения краевой задачи.

Для нахождения искомой функции $f(\ell)$, т.е. определения коэффициентов разложения ее в ряд Фурье, используется условие сопряжения 2.– условие равенства тепловых потоков на поверхности теплообмена. Для неизвестных – коэффициентов функции $f(\ell)$ имеем бесконечную систему линейных алгебраических уравнений. Система ограничивалась и решалась на ЭВМ. В работе приводится оценка точности приближенного решения.

Получив в результате решения значения коэффициентов разложения функции $f(\tau)$, по зависимостям /3/ и /4/ имеем возможность рассчитать профили температуры стенки и газа по высоте стенки ς и канала ξ и длине теплообменника τ. В анализе при сравнении результатов расчета с данными экспериментального исследования используется выражение средней по сечению канала температуры газа

$$\theta_{r\,cp}(\tau) = \frac{3}{2}\int_0^1 \theta_r\left(1-\xi^2\right)d\xi = 1 + \frac{3}{2Bi^2}\int_0^{\tau}\left.\frac{\partial\theta_r}{\partial\xi}\right|_{\xi=1} d\tau .$$

Определение интенсивности процесса и характера изменения ее по длине аппарата требует расчета локальных значений коэффициента теплоотдачи α^* и параметра Нуссельта Nu^* в сечениях теплообменника по зависимостям

$$\alpha^* = \frac{\lambda_r}{h}\,\frac{\left.\frac{\partial\theta_r^*}{\partial\xi}\right|_{\xi=1}}{\Delta\theta^*}\,; \quad Nu^* = 4\,\frac{\left.\frac{\partial\theta_r^*}{\partial\xi}\right|_{\xi=1}}{\Delta\theta^*}, \;/\; d_э = 4h\;/, \qquad .../5/$$

где $\Delta\theta^* = \theta_{r\,cp}^* - \theta_{ct}^*|_{\varsigma=0}$ – локальное значение приведенного температурного напора между стенкой и теплоносителем.

Таким образом, по предлагаемым зависимостям определяется характер изменения температур и тепловых потоков в системе, изменения по длине действительной величины температурного напора и коэффициента теплоотдачи с учетом влияния продольного потока тепла от теплопроводности по стенкам аппарата.

Для более полного анализа характера влияния теплопроводности в главе II дается решение задачи в предположении о стремлении к нулю величины продольной теплопроводности стенки /$\lambda_{ст\,прод.} \to 0$/. В этом случае уравнение Лапласа трансформируется – $\frac{\partial^2\tilde{\theta}_{ct}}{\partial\varsigma^2} = 0$, граничные условия остаются прежними.

Имеем

$$\tilde{\theta}_{ct} = \sum_{k=0}^{\infty} \tilde{f}_k\left(1 - \frac{Bi}{1+Bi}\varsigma\right)\cos k\pi\tau . \qquad .../6/$$

Аналитическое выражение для температуры газа $\theta_r(\xi,\tau)$ /4/ не изменяется, однако, в него, как и в зависимость /6/, входят значения коэффициентов $\tilde{f}_k$ разложения функции $\tilde{f}(\tau)$, полученные в результате вновь выполняемого решения системы уравнений.

Решение при $\lambda_{ст\,прод.} = 0$ дает значение интенсивности процесса теплоотдачи при переменном тепловом потоке, заданном в виде функции $q_x = k\left(T_0 - T_{ct}|_{y=\delta_{cn}}\right)$, к теплоносителю, движущемуся в плоском канале в ламинарном режиме.

В главе III излагается методика проведения расчетов по полученным зависимостям, результаты реализованного на ЭВМ расчетного исследования и их анализ.

Определяются независимые параметры, характеризующие геометрию аппарата, гидродинамические и тепловые показатели процесса, а также объединяющие эти независимые параметры безразмерные комплексы, непосредственно вытекающие из решения и входящие в программу расчета на ЭВМ. Определяющими процесс теплообмена независимыми параметрами являются – высота h /эквивалентный диаметр $d_э$/ канала, толщина стенки $\delta_{ст}$ и длина ℓ аппарата, величины коэффициентов теплопроводности стенки $\lambda_{ст}$ и теплоносителя $\lambda_г$, число Re, характеризующее гидродинамический режим течения, интенсивность внешнего теплопритока к каналу аппарата q_x, определяемая величиной коэффициента теплоотдачи k от среды с температурой $T_0 = const$ к внешней поверхности стенки.

Каждый из расчетных вариантов отличался величиной одного из независимых параметров. Анализ проводился на основании полученной для каждого варианта функции изменения локальных значений параметра теплоотдачи – критерия Nu^* по длине $\bar{\ell}$ и определения ее средней величины – среднеинтегрального значения $Nu_ʃ$ на основной части длины канала теплообменника.

В результате анализа установлено качественное и количественное влияние каждого параметра в реальном диапазоне его изменения. На рис.I представлен типичный характер кривых функции $Nu^* = \varphi(\bar{\ell})$ для теплообменников со стенкой из материалов различной теплопроводности.

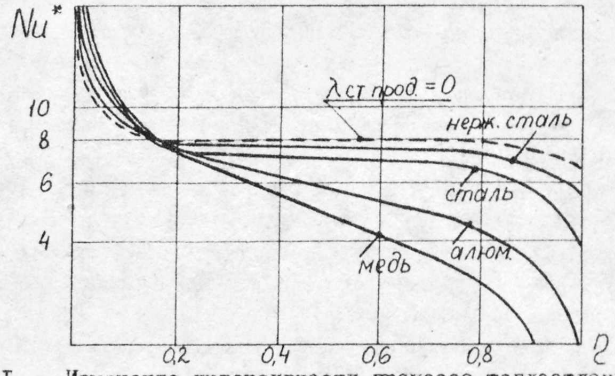


Рис.I. Изменение интенсивности процесса теплоотдачи по длине аппаратов со стенкой из различных материалов.

Пунктиром нанесен график функции, полученной при решении системы уравнений при $\lambda_{ст\,прод} = 0$. Процесс при отсутствии продольной теплопроводности является стабилизированным на большей части длины канала теплообменника, его интенсивность практически не зависит от параметров системы, полученное максимальное для данных граничных условий значение критерия Нуссельта соответствует $Nu_{\infty(\lambda_{ст\,пр}=0)} \approx 8{,}0$. При увеличении теплопроводности стабилизация процесса теплообмена нарушается, значение Nu^* постоянно падает по длине, интенсивность процесса снижается.

В процессе исследования установлена степень влияния толщины стенки компактного аппарата $\delta_{ст}$ на показатели процесса. Так, например, при большой относительной толщине стенок / $\bar{\delta}_{ст} = 5{,}2$/ коэффициент теплоотдачи в теплообменнике, изготовленном из алюминия, на 27% ниже, чем в идеальном аппарате при отсутствии продольной теплопроводности. В стенке малой относительной толщины / $\bar{\delta}_{ст} = 0{,}4$/ даже для меди снижение интенсивности процесса вследствие теплопроводности не превышает 6%.

Значительное влияние на интенсивность процесса теплообмена в аппарате с теплопроводными стенками оказывает скорость течения и параметры теплоносителя, определяющие величину числа Re. В реальных теплообменниках с относительно толстой и теплопроводной стенкой снижение Re при прочих равных условиях приводит к росту относительного влияния потока тепла от теплопроводности и уменьшению среднеинтегрального значения $Nu_{\int}$. Вместе с тем выполненные расчеты подтвердили, что при $\lambda_{ст\,прод} = 0$ в области ламинарного течения $Nu_{\int}$ перестает зависеть от числа Re.

Установлено также, что уменьшение высоты щелевого канала /эквивалентного диаметра теплообменника/ ведет к дополнительному снижению интенсивности процесса. В то время как при больших Re $Nu_{\int}$ практически не зависит от $d_э$, уменьшение $d_э$ при малых числах Re ведет к значительному отклонению от величины $Nu_{\int} = Nu_{\infty}$ при $\lambda_{ст\,прод} = 0$.

Степень влияния названных параметров на процесс зависит и от величины тепловой нагрузки аппарата. Показано, что с увеличением потока тепла извне относительное влияние внутренних перетечек в стенках аппарата увеличивается и приводит к снижению интенсивности процесса теплообмена.

Таким образом, увеличение коэффициента теплопроводности $\lambda_{ст}$ и толщины стенки $\delta_{ст}$, уменьшение эквивалентного диаметра канала

теплообменника $d_э$ и возрастание тепловой нагрузки q_x вызывают снижение расчетного значения параметра $\overline{Nu}_f$ для компактного аппарата вследствие влияния продольной теплопроводности конструкции. Максимальное снижение интенсивности теплоотдачи в исследованном диапазоне изменения параметров процесса составило 58 % по сравнению со значением $\overline{Nu}_f$ при $\lambda_{ст\,прод} = 0$.

В IУ главе приводится описание методики и результатов экспериментального исследования процесса теплообмена и гидравлического сопротивления при протекании воздуха в узких щелевых каналах с двухсторонним симметричным подводом тепла к внешним поверхностям стенок канала, представляющих собой стальные пластины значительной толщины.

Конструкция стенда для проведения испытаний и подбор измерительной аппаратуры позволяли в достаточно широких пределах регулировать параметры потока теплоносителя, его расход, интенсивность подвода тепла, геометрические параметры системы. Эксперименты проводились для каналов высотой от 0,14 мм до 1,25 мм / $0{,}28 \leqslant d_э \leqslant 2{,}5$ мм / при больших значениях относительной длины $127 \leqslant \ell/d_э \leqslant 1130$ и относительной ширины $48 \leqslant b/2h \leqslant 430$ канала. В каждом режиме при достижении тепловой стабилизации процесса в системе замерялось полное температурное поле на теплообменной поверхности термопарами, спаи которых зачеканивались непосредственно в обращенной к потоку поверхности пластин. Наступление стационарного теплового режима и одновременно симметричность подвода тепла контролировались по показаниям термопар, соответствующим образом подключенных к самопишущему потенциометру. Определялись расход, давление и температуры газового потока, величины входного и выходного температурных напоров фиксировались дополнительно дифференциальными термопарами. При обработке результатов возникает необходимость расчетного определения величин начального и, главным образом, конечного температурных напоров. Расчет поправки к замеряемой температуре торможения, отличающейся от истинной термодинамической температуры газового потока, движущегося в канале с относительно высокой скоростью, на величину $\tau \frac{w^2}{2c_p}$, производился с помощью ЭВМ.

Для проверки результатов расчетного исследования по определению локальных значений коэффициента теплоотдачи осуществлялся замер температуры потока в канале наибольшей высоты 1,25 мм термопарой, укрепленной на подвижной рамке. Сравнение показывает, что

кривые температуры газа удовлетворительно описываются расчетной функцией. Температура поверхности стенки практически во всех экспериментах изменялась в несколько больших пределах, чем по расчету, что объясняется завышением исходной расчетной величины коэффициента теплопроводности материала стенки.

Результаты экспериментов при различных режимах течения воздуха и геометрических и тепловых параметрах системы обрабатывались по общепринятой методике с определением среднелогарифмической величины температурного напора по значениям на входе и выходе. Из уравнения теплового баланса следует

$$\overline{Nu}_{лог} = Pe \frac{d_э}{4\ell} \frac{\Delta\theta_г}{\Delta\overline{\theta}_{лог}} = Pe \frac{d_э}{4\ell} NTU, \qquad .../7/$$

где $\Delta\theta_г$ – изменение температуры теплоносителя в теплообменнике,

$\Delta\overline{\theta}_{лог}$ – среднелогарифмическое значение приведенного температурного напора между стенкой и теплоносителем.

Зависимости, полученные в результате обработки опытных данных по $\Delta\overline{\theta}_{лог}$, представлены на рис.2 в логарифмических координатах в виде сплошных линий для каналов различной высоты.

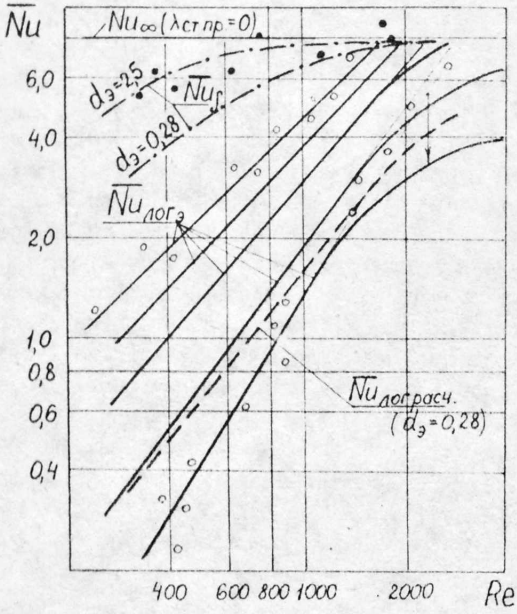


Рис. 2. Зависимости средних значений параметра $\overline{Nu}$ от числа Re по результатам расчетного и экспериментального исследований.

Обобщение результатов во всем исследованном диапазоне параметров дает эмпирическую зависимость вида $\overline{Nu} = C\,Re^{n}$, где C и n – функции геометрического соотношения $\ell/d_э$.

$$\overline{Nu}_{лог} = 13{,}5\,(\ell/d_э)^{-1{,}61}\,Re^{-0{,}523+0{,}615(\ell/d_э)\cdot 10^{-3}} \qquad .../8/$$

Следует отметить, что применимость полученной в работе эмпирической формулы /8/, как и любой другой подобного рода зависимости для процесса теплообмена в аппарате с теплопроводной стенкой, не учитывающей в явном виде всех тепловых и геометрических параметров системы, в том числе параметров стенок теплообменника, ограничена условием соблюдения полного подобия определяющих процесс независимых характеристик системы.

На рис.2 приведены также результаты расчетного исследования теплоотдачи. Сравнение экспериментальных и расчетных данных по $\overline{Nu}_{лог}$ иллюстрируется для $d_э$ = 0,28 мм / $\overline{Nu}_{лог\,расч.}$ – пунктирная кривая/. Среднее во всем диапазоне по числу Re расхождение составляет 21 %.

Истинные значения интенсивности процесса $\overline{Nu}_{\int}$, полученные на основании расчетных зависимостей $Nu^{*} = f(\rho)$ в соответствии с /5/, даны в виде штрих-пунктирных линий. Точки на кривой $d_э$ = = 2,5 мм представляют собой результаты эксперимента по замеру локальных значений Nu^{*} и определения по ним $\overline{Nu}_{\int}$ /максимальное расхождение 14 % /.

Поскольку, как показали исследования, коэффициент теплоотдачи при наличии теплопроводности не является постоянной по длине величиной, использование при расчетах компактных теплообменных аппаратов с относительно толстой и теплопроводной стенкой величины среднелогарифмического температурного напора неправомерно и приводит к существенным ошибкам. Величина истинного среднеинтегрального значения температурного напора $\overline{\Delta\theta}_{\int}$, а, следовательно, параметра $\overline{Nu}_{\int}$ значительно, иногда в несколько раз, превышает среднелогарифмическую величину $\overline{Nu}_{лог}$.

Таким образом, способ обработки данных и их осреднения по длине теплообменника с теплопроводной стенкой играет решающую роль. Поэтому, на наш взгляд, основную причину существенного расхождения данных экспериментов различных авторов по теплообмену в щелях и несоответствия их теоретическим выводам следует искать в недостаточно полном соблюдении условий подобия параметров и граничных условий и проведении расчетов с осреднением по конечным

параметрам в тех случаях, когда теплопроводность конструкции нельзя не принимать во внимание.

Наряду с тепловыми проведены гидродинамические испытания для определения характера изменения давления по длине аппарата с узкими щелевыми каналами и коэффициента сопротивления трения при неизотермическом течении теплоносителя.

В заключение дается анализ некоторых конструктивных характеристик компактных щелевых теплообменных аппаратов. Из сравнения гладкоканальных щелевых теплообменников с исследованными к настоящему времени аппаратами с "развитыми" поверхностями по показателю компактности следует, что теплообменники с гладкими каналами в области малых эквивалентных диаметров не уступают по этому параметру другим видам пластинчатых аппаратов.

При сравнении используется величина компактности S $м^2/м^3$ с учетом толщины стенок аппарата $S = \frac{4}{d_э(1+\bar{\delta}_{ст})}$, где $\bar{\delta}_{ст} = \frac{\delta_{ст}}{2h}$.

Предельное значение соответствует компактности "по живому сечению" $S_{ж.с.} = \frac{1}{h}$ при $\delta_{ст} = 0$.

Приведены зависимости для определения допустимой величины разности давлений между потоками в компактных щелевых аппаратах, а также результаты расчетов по этим зависимостям для теплообменников из различных материалов при изменении их геометрических соотношений.

Предложены некоторые варианты исполнения теплообменных поверхностей щелевых аппаратов с каналами малой высоты, обеспечивающие постоянство формы и размеров каналов при сохранении ламинарного характера движения теплоносителя. Теплообменники щелевого типа при достаточно высокой тепловой эффективности обладают минимальным для данного эквивалентного диаметра гидравлическим сопротивлением и могут успешно конкурировать с другими пластинчатыми и пластинчато-ребристыми аппаратами.

Выводы.

1. Проведено исследование процесса теплообмена в компактном теплообменном аппарате с учетом теплопроводности конструкции.
2. В результате решения одномерной задачи при постоянном внешнем тепловом потоке показано, что возникновение в стенках теплообменника продольного потока тепла от теплопроводности приводит к перераспределению температурных полей и неравномерности поступающей к теплоносителю по длине тепловой на-

грузки. Дается способ определения относительной величины продольного потока тепла и оценки степени неравномерности тепловой нагрузки теплоносителя в компактных теплообменниках при произвольном режиме течения.

3. Получено аналитическое решение полной сопряженной задачи теплообмена в системе стенка – газ с целью определения интенсивности процесса в щелевом теплообменнике при учете теплопроводности стенки и изменения параметров теплоносителя по длине аппарата. Получено значение интенсивности процесса теплоотдачи при ламинарном течении в гладком щелевом канале с переменным по длине тепловым потоком $q_x = k(T_0 - T_{ст}|_{y_i=\delta_{ст}})$ при отсутствии продольной теплопроводности, соответствующее $Nu_\infty = 8{,}0$.
4. В результате проведенных с помощью ЭВМ расчетов по предложенным зависимостям и их детального анализа показаны характер и степень влияния различных факторов на интенсивность процесса. Установлено, что при увеличении толщины и теплопроводности стенок, уменьшении эквивалентного диаметра канала теплообменника, возрастании тепловой нагрузки и особенно при снижении величины числа Re относительное влияние продольного потока тепла в стенках возрастает и приводит к снижению интенсивности процесса, достигающему в исследованном диапазоне изменения параметров системы 58 %.
5. Проведено экспериментальное исследование тепловых и гидродинамических характеристик. Получено подтверждение основных выводов теоретического анализа и удовлетворительное совпадение с результатами соответствующих расчетов.
6. На основании выполненного анализа и сравнения результатов расчета и эксперимента показана неправомерность использования при определении эффективности теплообменных аппаратов с большой относительной толщиной и теплопроводностью стенок обычных способов расчета, в частности, расчета по среднелогарифмическому температурному напору.
   Это обстоятельство в определенной степени объясняет существенные расхождения результатов различных исследований и несоответствие экспериментальных данных теоретическим выводам.
7. Предлагаемый метод расчета, выводы и рекомендации, а также данные экспериментального исследования могут служить основой для расчета компактных теплообменных аппаратов с учетом влияния теплопроводности конструкции.

В настоящее время результаты работы используются на стадии проектирования и для оценки тепловой эффективности теплообменников.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Даниленко Т.К., Микулин Е.И., Козлов В.Н. Влияние теплопроводности стенки на процесс теплообмена в канале. Сб.трудов МВТУ "Глубокий холод и кондиционирование" № 193, 1974.
2. Даниленко Т.К., Козлов В.Н., Микулин Е.И. Стенд для исследования теплообмена в щелевом канале. Каталог МВТУ "Машины, приборы, стенды" № 4, 1974.
3. Микулин Е.И., Даниленко Т.К. Экспериментальное исследование теплообмена в каналах прямоугольной формы. Сб.трудов МВТУ "Глубокий холод и кондиционирование" № 239, 1976.
4. Даниленко Т.К., Макаров Б.А. К расчету теплообмена в щелевом канале. Известия ВУЗов "Машиностроение", 1976, № 6.
5. Даниленко Т.К. Влияние теплопроводности стенки на процесс теплообмена в канале. Тезисы доклада на Всесоюзной конференции по холоду "Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха", 1977.

Л - 78505 Заказ 9 Объем 1 п.л.

Тираж 100 экз.

Ротапринт МВТУ 107005, 2-я Бауманская ул. д.5