

Авторефер
к 56

Н

проф. Гушину Л. В.

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

Коваль-Гук Юрий Борисович

УДК 621.565.93/.94

ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНОГО ТЕПЛОПЕРЕНОСА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ
КОМПАКТНЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ

Специальность 05.04.03 – Машины и аппараты холодильной и
криогенной техники и систем
кондиционирования

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Одесса – 1987

Работа выполнена в Одесском технологическом институте
холодильной промышленности

- Научный руководитель - кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Притула В.В.
- Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Смирнов Г.Ф.
- кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Шевич Ю.А.
- Ведущая организация - научно-производственное
объединение "Микрокриоген-
ная техника", г.Омск.

Защита диссертации состоится "29" июня 1987 г
в 11 часов на заседании специализированного совета К.068.27.01
Одесского технологического института холодильной промышленности
по адресу: 270057, г. Одесса, ул. Петра Великого, 1/3

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института

Автореферат разослан "25" мая 1987 г

Ученый секретарь
специализированного совета,
к.т.н., доцент

Р.К.Никольшин

00-03-1014

0.34 + 0.22 = 0.56
и при 0°C:

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность тем. Необходимым условием улучшения энергетических и технических показателей систем охлаждения является создание высокоэффективных теплообменных аппаратов. В связи с этим перспективна разработка матричных теплообменников (ТМ), для которых характерны высокая теплогидравлическая эффективность и компактность, возможность автоматизации процесса их производства. Для промышленного внедрения компактных теплообменников наряду с разработанным технологическим процессом их изготовления необходимо располагать надежными данными, позволяющими проектировать эти аппараты. В настоящее время процесс проектирования компактных теплообменников основан на большом объеме эмпирической информации. Одной из причин служит отсутствие полных математической и физической моделей, учитывающих особенности теплопереноса в элементах конструкции и каналах ТМ.

Широкое использование ТМ в холодильной и криогенной технике позволяет в 1,3...1,5 раза снизить металлоемкость теплообменных аппаратов, повысить их технологичность, обеспечить возможность автоматизации процесса производства теплообменников, уменьшить потребление дефицитных материалов. Учитывая сказанное, проведение настоящего исследования является актуальной и своевременной задачей.

Целью работы является разработка методов проектирования ТМ с учетом влияния продольной теплопроводности и способов улучшения энергетических характеристик компактных теплообменников со значительной величиной продольного теплового потока.

Для достижения этой цели автор опирался на следующее научное положение, защищаемое в работе :

Влияние продольного теплового потока на распределение средних температур теплоносителей по высоте противоточного рекуператора может быть описано математической моделью теплопереноса через термически тонкую стенку при дополнительном учете коэффициента приведения по продольному тепловому потоку, отражающему нелинейность температурного поля в поперечном сечении теплообменника. Погрешность расчета термической эффективности аппарата без учета этой нелинейности зависит, в частности, от величин комплексов NTU и K_0 и может достигать 20% для ТМ.

xv 1209
Институт холода
ОНАХТ
Библиотека

Наиболее существенные новые научные результаты, полученные в работе.

1. Установлена возможность описания распределения температур потоков теплоносителей вдоль рекуперативного теплообменника соотношениями, полученными из математической модели рекуператора с термически тонкой стенкой с учетом дополнительного коэффициента приведения по продольному тепловому потоку. Для ТМ определены пределы изменения этого коэффициента.

2. Создана математическая модель теплового состояния рекуперативного теплообменника с распределенными свойствами насадки, алгоритм и программа расчета на ЭМ температурного поля компактного теплообменного аппарата.

3. На основе гибридной математической модели рекуперативного теплообменника разработана методика расчета ТМ с учетом продольного теплового потока по конструкции.

4. Определены условия допустимого использования существующих методов учета продольного теплового потока и разработана методика выбора модели для проектирования компактных рекуперативных теплообменников.

5. Обоснована целесообразность секционирования ТМ.

Научная новизна заключается в получении экспериментальных и новых теоретических данных по величине продольного теплового потока как в элементах конструкции ТМ, так и других компактных рекуператоров.

Практическая ценность работы состоит в обосновании и разработке метода учета влияния продольного теплового потока на теплоперенос в компактных рекуператорах и в создании на его основе методики расчета ТМ.

Результаты работы внедрены и практически используются в ПО "Холодмаш" (г.Одесса), НПО "Кислородмаш" (г.Одесса), НПО "Микрокриогенная техника" (г.Омск), ВНИИторгмаш (г.Москва).

Апробация работы. Основные научные результаты, выводы и рекомендации докладывались и получили положительную оценку на XX Всесоюзной конференции молодых ученых и специалистов (ЭНИИ им.Г.М.Кржижановского, г.Москва, 1980г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Микрокриогенная техника-84" (г.Омск, 1984г.), Всесоюзной научной конференции "Повышение эффективности, совершенствование процессов и аппаратов химических про-

изводств" (г.Харьков, 1965г.), Всесоюзной научно-практической конференции "Интенсификация производства и применения искусственного холода" (г.Ленинград, 1986г.), а также научно-технических конференциях ОТИХП в 1979...1987гг.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 11 работ и получено два авторских свидетельства.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и приложений.

Объем работы: 109 страниц основного текста, 40 рисунков, 3 таблицы и 41 страница приложения. Библиография содержит 75 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Теплообменные аппараты являются неотъемлемой частью большинства теплоэнергетических установок. Основные направления совершенствования теплообменных аппаратов — увеличение их компактности и надежности. С повышением компактности усиливается влияние на процесс теплопередачи вторичных факторов, в частности продольного теплового потока. Например, в цельнометаллических матричных аппаратах снижение эффективности теплообменника из-за влияния продольного теплового потока достигает 15%, причем такое изменение эффективности не может быть учтено традиционно используемым коэффициентом запаса теплообменной поверхности.

Процесс теплопереноса при движении теплоносителей в каналах теплообменника в общей постановке описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, включающей уравнения гидродинамики и энергии. Получение общего решения задачи становится невозможным для аппаратов с развитыми поверхностями и поэтому для описания процесса в компактных теплообменниках используются модели, основанные на уравнениях энергетического баланса совместно с условиями сопряжения на границах стенка — теплоноситель. В настоящее время разработан ряд математических моделей теплопереноса в рекуператорах с учетом продольной теплопроводности. Минимальное число допущений использовано при составлении системы дифференциальных уравнений, описывающих теплоперенос через термически тонкую стенку :

$$W_x \frac{d\theta_x}{dz} + \beta(\theta_c - \theta_x) = 0;$$

$$W_T \frac{d\theta_T}{dz} + \beta(\theta_T - \theta_c) = 0;$$

$$W_T \frac{d\theta_T}{dz} + W_x \frac{d\theta_x}{dz} + \frac{\lambda_c^z F_s}{H} \frac{d^2\theta_c}{dz^2} = 0$$

(I)

Решение этой системы совместно с граничными условиями, определяющими температуры на входе теплоносителей и отсутствие теплопритоков к торцам стенки, позволяет получить выражение для эффективности рекуперативного теплообменника в виде нелинейной функции комплексов β и K_{λ} , отражающих поперечную и продольную составляющие теплового потока.

Использование этого выражения для матричных теплообменников не дает положительных результатов в связи с недопустимостью представления стенок аппаратов этого типа, как единой термически тонкой.

Проведенным в работе анализом определены следующие основные задачи исследования:

1. Исследовать экспериментально влияние продольного теплового потока в стенках матричных противоточных рекуператоров на их эффективность ξ с целью получения данных для разработки методов расчета и анализа ТМ.

2. Разработать математическую модель, описывающую процесс теплопереноса в стенках многоканальных компактных рекуператоров.

3. Установить на основании физических и вычислительных экспериментов влияния режимных и конструктивных параметров ТМ на величину продольного теплового потока в их стенках.

4. Разработать методику проектного расчета ТМ с учетом продольного теплопереноса по конструкции.

5. Определить направления совершенствования конструкции ТМ с целью уменьшения величины продольного теплового потока и его влияния на эффективность аппарата.

Экспериментальное исследование влияния продольного теплового потока на теплообмен заключается в определении величины этого потока, определении и сравнении тепловых характеристик аппаратов с продольным тепловым потоком и без него. Исходя из математической модели (I) можно показать, что в случае стенки с конечным термическим сопротивлением разность градиентов температур в ней со

сторон теплового и холодного потоков будет определяться выражением вида

$$\Delta \frac{d\theta_c}{dz} = A_1 + A_2 e^{-R_1 z} + A_3 e^{-R_2 z},$$

где A_i , R_i — ненулевые коэффициенты, зависящие от параметров β и K_{λ} . Т.о. продольный тепловой поток Q_{λ} в общем случае по перпендикулярному сечению стенки распределен неравномерно, причем степень неравномерности зависит от расположения сечения по высоте. В связи с этим затруднительно измерение величины Q_{λ} с помощью датчиков теплового потока. С другой стороны, приращение величины продольного теплового потока на элементарном участке двухпоточного теплообменника может быть определено из балансового соотношения:

$$dQ_{\lambda} = \left(\frac{d\dot{Q}_T}{dz} G_T - \frac{d\dot{Q}_X}{dz} G_X \right) dz.$$

Задача косвенного определения величины Q_{λ} упрощается в случае $C_p = \text{const}$ и продольный тепловой поток в сечении $z = z_i$ теплоизолированной по торцам стенки определяется выражением

$$(Q_{\lambda})_i = W_T \int_0^{z_i} \frac{d\bar{T}_T}{dz} dz - W_X \int_0^{z_i} \frac{d\bar{T}_X}{dz} dz, \quad (2)$$

где \bar{T}_T , \bar{T}_X — средние по сечению температуры теплоносителя.

Измерение этих температур при значительной неравномерности их распределения может привести к искажениям теплогидравлической структуры потока датчиками температуры. Поэтому в работе была оценена погрешность определения по градиенту локальной температуры теплоносителя на основе анализа численного решения уравнения энергии в прямоугольном канале с пористой насадкой

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda_{H,xy}}{W} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

с граничными условиями, соответствующими равномерному и неравномерному по высоте обогреву. В результате установлено, что в случае одностороннего обогрева вдоль оси Ox и измерения локальных температур потока в точках на продольных осях, расположенных в интервале $X = 0, 2 \dots 0, 4$, максимальная погрешность замены градиентов средней температуры потока градиентами локальных температур для планируемых экспериментальных моделей не превышает 7%. При

этом исследуемый теплообменник должен быть снабжен участками тепловой стабилизации потоков.

Т.о. при проведении экспериментальных исследований для каждого режима испытаний моделей теплообменников определялись температуры T_T и T_X теплоносителей в соответствующих точках перпендикулярных сечений каналов и вычислялась относительная величина продольного теплового потока в сечениях установки термопар по формуле

$$(q'_x)_i = [(\theta_T)_1 - (\theta_T)_i] W_T' - [(\theta_X)_n - (\theta_X)_i] W_X, \quad i = 1, 2, \dots, n$$

Для сравнения величина продольного потока рассчитывалась по математической модели (1). При этом параметры продольного и поперечного теплопереноса адаптировались к конструкции ТМ

$$k_\lambda = \frac{\lambda_c^z F_s}{HW_{min}}; \quad \beta = \left(\frac{F_c}{\alpha F_a n} + \frac{\delta_c^z}{2 \lambda_c} \right)^{-1} \frac{F_c}{W}, \quad (4)$$

а коэффициент теплоотдачи определялся из соотношения

$$Nu = 0,065 Re^{0,64} (\delta_{np}/d).$$

Кроме того, производилась аппроксимация полученных распределений температур теплоносителей по высоте теплообменников. Так как в результате предварительных экспериментов было установлено совпадение характеров действительного распределения температур и рассчитанного по зависимости, являющейся решением системы уравнений энергетического баланса (1), то эта зависимость и была выбрана в качестве аппроксимирующей. При этом производился систематический поиск безразмерных коэффициентов β' и k'_λ , обеспечивающих минимальное отклонение кривой распределения температур от экспериментальных значений. По данным расчета анализировались эти отклонения, а также различия в значениях рассчитанных параметров β' , k'_λ и используемых в одномерной математической модели (4). Результаты обработки экспериментальных данных представлялись в виде зависимостей $q'_x(w)$, $\beta'/\beta(w)$, $k'_\lambda/k_\lambda(w)$.

Экспериментальные исследования проведены на стенде, который включал в себя нагреватель, азотную ванну и контрольно-измерительную аппаратуру и позволял проводить тепловые испытания моделей теплообменников в диапазоне разностей температур входов 5...250К. Для испытаний были изготовлены модели двухканальных ТМ с симметричными каналами прямоугольной формы, собранные из алюминевых

(Д1), латунных (Л63) либо нержавеющей (Г2Х18Н10Т) проставок и медных пластин. Каналы этих моделей имели различные размеры поперечного сечения: 9,5 x 9,5 мм и 13 x 15 мм. Кроме того были изготовлены модели ТМ с одиночными теплопроводными в продольном направлении стенками. Эти стенки выполнялись однородными из меди МЗ, в то время как остальные формировались из композиции на основе эпоксидной смолы ЭД-24. Разница между коэффициентами теплопроводности позволила считать медные стенки единственными теплопроводными в продольном направлении.

Общим результатом опытов явилось то, что величина продольного теплового потока отличается от расчетной, определяемой соотношениями математической модели (1), при совпадении характера его распределения по высоте теплообменных аппаратов (рис.1).

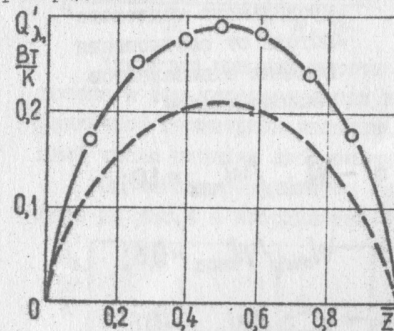


Рис.1. Характер распределения продольного теплового потока по высоте ТМ:
— — эксперимент;
--- расчет

Во всех исследованных случаях максимальные отклонения экспериментального распределения температур потоков по высоте ТМ от аппроксимирующего не превышали 5%. При этом если различие полученных в процессе аппроксимации и рассчитанных по формуле (4) коэффициентов β' и β можно пренебречь, то соотношение значений безразмерных коэффициентов продольной теплопроводности k'_λ и k_λ составляло

$$\bar{k}_\lambda = k'_\lambda / k_\lambda = 0,5 \dots 3 \quad (5)$$

Этот результат позволяет предположить возможность описания интегральных эффектов реального процесса теплообмена в рекуператорах с развитым продольным тепловым потоком зависимостями, полученными на основе упрощенного анализа использованием предварительно определенного коэффициента \bar{k}_λ , который можно рассматривать как "коэффициент приведения по продольному тепловому потоку" реального процесса в теплообменном аппарате к его одномерному описанию.

Числовое значение коэффициента приведения может быть найдено из экспериментально определенного распределения температур потоков по высоте теплообменника или из решения сопряженной задачи теплопереноса.

Для выяснения влияния режима работы теплообменного аппарата на величину продольного теплового потока на модели ТМ были проведены экспериментальные исследования в следующих диапазонах изменения параметров: $W_{min} = 0,5 \dots 8,5$ Вт/К, $W_{min}/W_{max} = 0,6 \dots 1$, $T_{вхТ} - T_{вхК} = 5 \dots 125$ К. При этом продольный тепловой поток в теплообменниках увеличивался с ростом как величины W_{min} , так и отношения W_{min}/W_{max} , являясь их нелинейной функцией (рис.2).

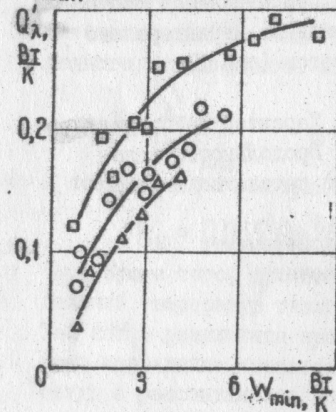


Рис.2. Зависимость величины продольного теплового потока от соотношения водяных эквивалентов теплоносителей:

- — $W_{min}/W_{max} = 1,0$;
- — $W_{min}/W_{max} = 0,8$;
- △ — $W_{min}/W_{max} = 0,6$

Величина относительного продольного теплового потока Q_x с изменением разности температур входов теплоносителей ΔT в указанном выше диапазоне оставалась неизменной. Это позволило считать, что продольный тепловой поток пропорционален разности температур ΔT и поэтому соответствие интервалов температур в различных испытаниях не контролировалось.

Зависимость величины теплового потока Q_x от теплопроводности материала стенок ТМ в продольном направлении исследована на экспериментальных моделях, эффективный коэффициент теплопроводности λ_c^z стенок которых составлял 29, 171 и 216 Вт/(м·К). Если величина продольного теплового потока при фиксированных значениях водяных эквивалентов оказалась не пропорциональной коэффициенту теплопроводности λ_c^z , то коэффициент \bar{K}_x для моделей с одинаковой геометрией поперечного сечения не зависел от теплопроводности материала стенок ТМ (рис.3).

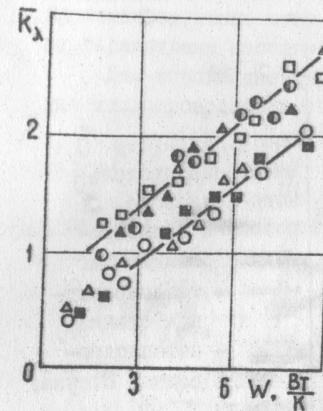


Рис.3. Влияние теплопроводности стенок λ_c^z на коэффициент приведения \bar{K}_x .

- Каналы 9,5 x 9,5 мм:
- — $\lambda_c^z = 216$ Вт/(м·К);
 - △ — $\lambda_c^z = 171$ Вт/(м·К);
 - — $\lambda_c^z = 29$ Вт/(м·К).
- Каналы 13 x 15 мм:
- — $\lambda_c^z = 216$ Вт/(м·К);
 - △ — $\lambda_c^z = 171$ Вт/(м·К);
 - — $\lambda_c^z = 29$ Вт/(м·К)

Характер влияния высоты ТМ на величину продольного теплового потока в нем установлен при испытаниях моделей теплообменников с различной геометрией каналов. Изменение высоты достигалось вариацией числа пластин либо толщины проставок.

Обобщение результатов испытаний указанных моделей представлено на рис.4 в координатах $Q_x - W$.

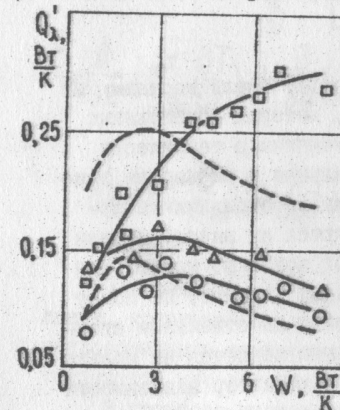


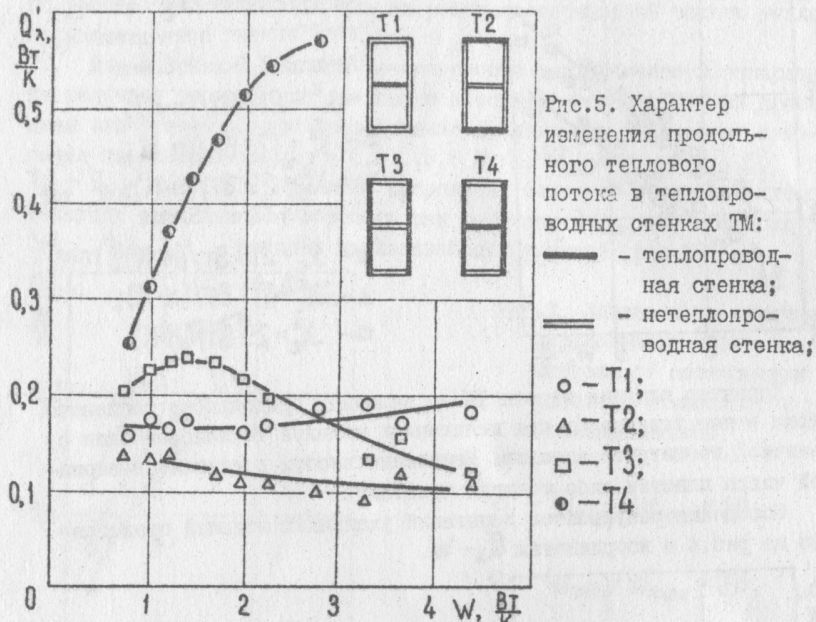
Рис.4. Влияние высоты ТМ на величину продольного теплового потока:

- — $H = 86,7$ мм, $N = 108$;
- △ — $H = 31,8$ мм, $N = 40$;
- — $H = 64,4$ мм, $N = 40$

При этом величина коэффициента \bar{K}_x не зависит от высоты теплообменного аппарата и количества пластин в пакете, а его зависимости от водяного эквивалента совпадают с приведенными на рис.3.

Дополнительное подтверждение экспериментально установленного результата о нецелесообразности поиска обобщенных зависимостей для продольного теплового потока в ТМ получено при испытани-

ях моделей теплообменников, отдельные стенки которых были выполнены из однородных материалов (рис.5).



Для каждой из этих моделей зависимости $Q'_x(W)$ имели неочевидный характер. Исключение составляет модель Т1, которая приблизительно соответствовала физической модели теплообменника с термически тонкой стенкой. В этом случае экспериментальные и расчетные данные практически совпадали. При этом величины продольных тепловых потоков в каждой из стенок ТМ определяются их расположением и сравнимы по величине. Продольный тепловой поток по нескольким стенкам, имеющим между собой непосредственный контакт, не может быть представлен комбинацией тепловых потоков по отдельным стенкам, т.к. с изменением компоновки этих стенок меняется не только величина продольного теплового потока, но и характер зависимости $Q'_x(W)$. Т.е. расчет теплообменного аппарата с учетом продольного теплового потока должен быть основан на математической модели, в которой описано взаимное расположение всех стенок. В частности, для компактного теплообменника модель должна быть трехмерной.

Такая модель, в основу которой положены уравнения энергии, была разобрана в предельно-сопряженной постановке задачи расче-

та температурного поля теплообменника с распределенными по объему параметрами насадки в каналах.

Для вывода системы расчетных уравнений использованы уравнения теплопроводности в стенках (область Ω_c):

$$\frac{\partial}{\partial x} (\lambda_c^x \frac{\partial T_c}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_c^y \frac{\partial T_c}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda_c^z \frac{\partial T_c}{\partial z}) = 0 \quad (6)$$

и система уравнений энергии для насадки и потока теплоносителя в каналах (области Ω_T, Ω_x):

$$\frac{\partial}{\partial x} (\lambda_{HT}^x \frac{\partial T_H}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_{HT}^y \frac{\partial T_H}{\partial y}) \pm V_G c_p \frac{\partial T_G}{\partial z} = 0;$$

$$T_G - T_H \pm \frac{V_G c_p}{\alpha K} \frac{\partial T_G}{\partial z} = 0. \quad (7)$$

После исключения температуры газа T_G из системы (7) с учетом неразрывности температурного поля стенок и насадок в каналах исходная система принимает вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\lambda_c^x \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_c^y \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda_c^z \frac{\partial T}{\partial z}) = 0,$$

$x, y, z \in \Omega_c;$

$$\frac{\partial}{\partial x} (\lambda_{HT}^x \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_{HT}^y \frac{\partial T}{\partial y}) = \pm \left(\frac{V_G^2 c_p^2}{\alpha K} \right) \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \pm (V_G c_p)_T \frac{\partial T}{\partial z},$$

$x, y, z \in \Omega_T;$

$$\frac{\partial}{\partial x} (\lambda_{HX}^x \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_{HX}^y \frac{\partial T}{\partial y}) = \pm \left(\frac{V_G^2 c_p^2}{\alpha K} \right)_X \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \pm (V_G c_p)_X \frac{\partial T}{\partial z}$$

$x, y, z \in \Omega_X \quad (8)$

При решении системы уравнений (8) принимались граничные условия, которыми определяются теплопритоки к наружным поверхностям теплообменника, температуры насадок на входе в каналы и градиенты температур насадок на выходе из каналов.

В процессе численной реализации методом конечных элементов использовалась вариационная формулировка задачи, с помощью которой исходная система дифференциальных уравнений (8) была приведена к системе линейных алгебраических уравнений с симметричной положительно определенной матрицей коэффициентов. Эта система уравнений решалась методом LDL^T - факторизации, являющимся одним из вариантов метода исключения Гаусса.

После определения температурного поля в элементах конструкции теплообменника в соответствии со вторым уравнением системы (7) рассчитывалось распределение температур в теплоносителях.

Разработанной математической моделью может быть описано температурное поле многопоточных теплообменных аппаратов с параллельным движением теплоносителей в каналах произвольной формы. При ее использовании отсутствует необходимость в предварительном определении КПД обрешенной поверхности теплообмена. Кроме того, численная реализация дает возможность как задания уровня неравномерности распределения массовых расходов теплоносителей в каналах и между ними, так и учета переменности свойств теплоносителей и материалов.

Для расчета температурного поля ТМ была разработана программа на алгоритмическом языке FORTRAN-4, с помощью которой определены распределения температур, величины продольных тепловых потоков и коэффициентов K'_λ, β' для всех экспериментально исследованных ТМ. Сопоставление расчетных и экспериментальных результатов показало, что их различие не превышает 3% по величине эффективности теплообменников и 15% по величине продольного теплового потока. При расчете по модели теплообменника с термически тонкой стенкой это различие составляло 20% и 300% соответственно.

Разработанная математическая модель теплового состояния теплообменника может быть использована при проектировании ТМ для определения их термической эффективности. Это предполагает проведение многократных итерационных вычислений, когда описанная программа используется на каждом шаге итерационного цикла расчета, что связано со значительными затратами на проектирование. Поэтому была предложена и реализована гибридная модель проектирования, преимущества которой определены установленными экспериментально закономерностями изменения коэффициента приведения по продольному тепловому потоку.

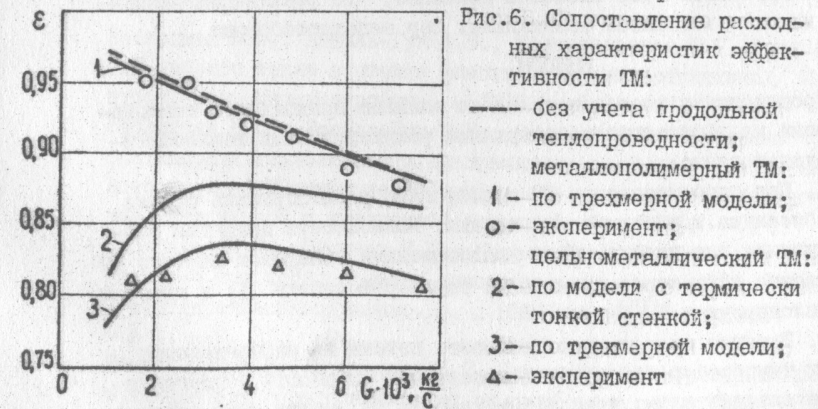
Основой гибридизации служат выводы проведенного экспериментального исследования о возможности аппроксимации действительных распределений средних температур потоков зависимостями, получаемыми из решения одномерной математической модели с учетом коэффициента приведения K'_λ и возможностью описания реального распределения температур на основании трехмерной математической модели.

Описанная модель является наиболее точной из моделей проектирования ТМ. В то же время не исключается в некоторых случаях

использование для проектирования модели с термически тонкой стенкой и модели, не учитывающей влияние продольного теплового потока. Для определения возможности применения упрощенных моделей проектирования ТМ разработана методика их сопоставления с гибридной моделью. В основу методики положен графо-аналитический метод определения зависящей от параметров NTU и K'_λ погрешности расчета термической эффективности теплообменного аппарата. Обобщив проведенное сопоставление, можно заключить, что без учета продольного теплового потока могут рассчитываться теплообменники со значением параметра $K'_\lambda \leq 0,005$, а с учетом по модели с термически тонкой стенкой — в случае $K'_\lambda \leq 0,01$. В остальных случаях погрешность расчета должна быть определена на основании имеющихся в диссертации графических материалов.

Гибридная модель проектирования ТМ совместно с методикой сопоставления были использованы при разработке цельнометаллических и металлополимерных матричных теплообменников с концентрическими каналами. По результатам проектирования изготовлены теплообменные аппараты из медных пластин и нержавеющей проставок методом диффузионной сварки в вакууме на оборудовании НПО "Кислородмаш". Металлополимерные ТМ были склеены связующей композицией на основе эпоксидной смолы ЭД-24.

Полученные экспериментально расходные характеристики эффективности, соответствующие проектным, совместно с рассчитанными по различным математическим моделям представлены на рис.6.



Установленная выше возможность описания температурного поля матричного рекуператора соотношением предельной, с точки зрения

получения аналитического решения, одномерной математической модели с учетом коэффициента K_{λ} позволила рассмотреть направления повышения их эффективности или уменьшения массо-габаритных характеристик. Показано, что для уменьшения массы ТМ заданной эффективности с фиксированной геометрией каналов толщина его пластин должна выбираться минимальной, а толщина проставок — из диапазона $\delta_{пр} = (0,8 \dots 1,2) \delta_{пл}$. Увеличение эффективности ТМ с заданным числом пластин и их геометрией достижимо при секционировании теплообменника малотеплопроводными проставками. Такие действия приводят к увеличению температурных напоров в местах установки малотеплопроводных проставок, а следовательно, к более равномерному распределению тепловой нагрузки по высоте ТМ и увеличению среднеинтегрального температурного напора. Достижимый эффект наиболее ощутим при значениях коэффициента K_{λ} , характерных для цельнометаллических ТМ. В частности, испытанием ТМ, изготовленного из латунных пластин и алюминиевых проставок $\delta_{пл} = 0,4$ мм, $\delta_{пр} = 0,35$ мм подтверждено увеличение его эффективности ε на 7,8% при разбиении на три блока фторопластовыми проставками толщиной 1,8 мм.

К способам воздействия на температурное поле ТМ, направленным на снижение отрицательного влияния продольного теплового потока, относятся также изменение интенсивности теплопередачи между потоком и стенкой на отдельных участках каналов теплообменника и создание градиентов температур на торцах его стенок. Проведенным исследованием этих способов показано, что реализация связанных с их использованием специальных мер нецелесообразна.

ВЫВОДЫ

Проведенными исследованиями по влиянию продольного теплового потока на эффективность матричных рекуперативных теплообменников установлено:

1. При проектировании ТМ недопустимо рассматривать стенки теплообменника как термически тонкие. Возможность принятия этого допущения для других типов теплообменных аппаратов зависит от соотношения параметров продольной теплопроводности K_{λ} и поперечной теплопередачи NTU .

2. Влияние продольного теплового потока на распределение средних температур потоков теплоносителей по высоте теплообменника, а следовательно и на эффективность ТМ, может быть описано

с помощью одномерной математической модели при дополнительном учете коэффициента приведения по продольному тепловому потоку.

3. Коэффициент приведения по продольному тепловому потоку отражает различие температурных полей теплообменника с термически тонкой стенкой и ТМ со стенками той же площади и может быть определен экспериментальным и расчетным образом. При расчетном определении этого коэффициента следует использовать трехмерную математическую модель теплообменного аппарата.

4. При проектировании матричных теплообменных аппаратов можно считать, что коэффициент приведения по продольному тепловому потоку не зависит от эффективного коэффициента теплопроводности материала стенок в продольном направлении, высоты теплообменного пакета и числа пластин в нем.

5. На массо-габаритные характеристики матричного рекуператора значительное влияние оказывает толщина пластин и соотношение толщины пластин и проставок, причем толщина пластин должна выбираться наименьшей технологически возможной, а оптимальная толщина проставок находится в диапазоне 0,8...1,2 толщины пластины.

6. Влияние продольного теплового потока снижается при секционировании ТМ малотеплопроводными проставками, что определяет целесообразность окончательной сборки аппарата из отдельных блоков.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах

1. Заблоцкая Н.С., Коваль-Гук Ю.Б., Шарнопольская Е.Т. Продольный перенос тепла в стенке компактного теплообменника // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. — 1978. — № 8. — С. 76–80.
2. Заблоцкая Н.С., Коваль-Гук Ю.Б., Сеничев М.Ю. Повышение эффективности теплообмена в криогенных установках // Тез. докл. Всесоюз. конф. "Повышение эффективности процессов и оборудования холодильной и криогенной техники". Л., 1981. — С. 117–118.
3. Заблоцкая Н.С., Сеничев М.Ю., Коваль-Гук Ю.Б. Снижение энергозатрат при теплообмене в криогенных установках // Химическое и нефтяное машиностроение. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1981. — № 4. — С. 21.
4. Коваль-Гук Ю.Б., Заблоцкая Н.С. Двумерное температурное поле в канале рекуператора высокой компактности. — М., 1982. — 10 с. — Деп. в ВИНТИ, № 1549–82 Деп.
5. Веселов В.А., Притула В.В., Коваль-Гук Ю.Б. Перспективы

использования цельнометаллических теплообменников для МКС//Тез. докл. Всесоюз. научн.-техн. конф. "Микрокриогенная техника - 84". - Омск, 1984. - С. 100 -101.

6. Притула В.В., Коваль-Гук Ю.Б. Анализ влияния продольной теплопроводности на эффективность компактных рекуператоров МКС//Тез. докл. Всесоюз. научн.-техн. конф. "Микрокриогенная техника - 84". - Омск, 1984. - С. 52 -53.
7. Притула В.В., Завиша И.В., Коваль-Гук Ю.Б. Сравнительный анализ теплогидравлической эффективности компактных теплообменных аппаратов//Тез. докл. Всесоюз. конф. "Повышение эффективности, совершенствование процессов и аппаратов химических производств". - Харьков, 1985. - С. 45 -46.
8. Теплообмен в рекуператорах с поперечным обтеканием перфорированных пластин и сеток/В.В.Притула, И.В.Завиша, Ю.Б.Коваль-Гук, Е.Т.Шарнопольская//Тез. докл. Всесоюз. конф. "Повышение эффективности, совершенствование процессов и аппаратов химических производств". - Харьков, 1985. - С. 60 -61.
9. Притула В.В., Коваль-Гук Ю.Б. Анализ эффективности матричных теплообменных аппаратов//Холодильная техника и технология : Респ. межвед. научн.-техн. сб. - Вып. 40. - С. 12 -16.
10. А.с. 1241050 СССР, МКИ F 28 D 9/00. Теплообменник (его варианты).
11. А.с. 1278563 СССР, МКИ F 28 D 9/00. Пакет пластинчатого теплообменника.
12. Коваль-Гук Ю.Б., Притула В.В. Анализ геометрических параметров матричных теплообменников//Холодильная техника и технология : Респ. межвед. научн.-техн. сб. - Вып. 43. - С. 77 -80.
13. Притула В.В., Коваль-Гук Ю.Б. Исследование продольного теплопереноса в компактных рекуператорах //Тез. докл. Всесоюз. конф. "Интенсификация производства и применения искусственного холода". - Л., 1986. - С. 79 -80.

Условные обозначения

$NTU = K_T F_c / W_{min}$, $\beta = \alpha F_a / W$ - безразмерные коэффициенты теплопередачи; K_T - коэффициент теплопередачи Вт/(м² К); T - температура, К; θ - безразмерная температура; Q_L - продольный тепловой поток, Вт; $Q'_L = Q_L / (T_{6хТ} - T_{6хЛ})$ - отнесенный продольный тепловой поток, Вт/К; λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м К); C_p - теплоемкость, Дж/(кг К);

α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² К); i - энтальпия, Дж/кг; V_c - массовая скорость теплоносителя, кг/(м² с); W - водной эквивалент теплоносителя, Вт/К; K - компактность поверхности, м²/м³; x, y, z - координаты, м; $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ - безразмерные координаты; H - высота теплообменника, м; δ - толщина, м; d - диаметр перфорации, м; F_c, F_s - соответственно площадь продольного и поперечного сечения стенки, м²; F_a - поверхность теплоотдачи, м²; Nu - число Нуссельта; Re - число Рейнольдса.

Индексы

t - теплый; х - холодный; вх - вход; вых - выход; г - газ; с - стенка; н - насадка; пл - пластина; пр - проставка.