

ОДЕССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА

На правах рукописи

Косой Борис Владимирович

**ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ РАЦИОНАЛЬНОГО  
ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ  
НА ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ**

Специальность 05.14.06 - Техническая теплофизика

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Одесса - 1996 г.

ДВ 34.76

Работа выполнена в Одесской государственной академии холода.

ЛНБ України ім. В. Стефаника  
00740463 (0)

Научный руководитель - доктор технических наук,  
профессор Смирнов Г.Ф.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,  
профессор Бурдо О.Г.

доктор технических наук,  
профессор Притула В.В.

Ведущая организация НПО "Шторм"

Защита диссертации состоится "13" мая 1996 г. в 13 часов на  
заседании специализированного Совета Д. 05.20.01  
при Одесской государственной академии холода по адресу:  
270100, Украина, г.Одесса, ул.Дворянская, 1/3 - ученый совет ОГАХ

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОГАХ

Автореферат разослан "12" апреля 1996 г.

Ученый секретарь  
специализированного Совета,  
доктор технических наук,  
профессор

"11" апреля 1996 г.  
Исх. № 03-196

В.А.Календерьян  
ЛНБ ім. В. Стефаника  
АН України

г.Одесса, ротепринт ОГАХ. Подписано в печати 9.04.96  
Объем 1,0 п.л. Тираж 100. Заказ 460-96

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Решение проблемы экономного и рационального использования топливно - энергетических ресурсов имеет важное значение для выхода народного хозяйства Украины из кризиса. Поэтому существует настоятельная необходимость разработки новых перспективных методов, способствующих увеличению коэффициента энергоиспользования и интенсификации технологических процессов, создания оборудования большой единичной мощности, обеспечения защиты окружающей среды от вредных выбросов и неперерабатываемых отходов производства.

С качеством одного из альтернативных решений в последние годы рассматриваются теплообменные аппараты с замкнутым испарительно-конденсационным циклом. Однако, существующая практика их создания основывается главным образом на инженерной интуиции или на методиках, замыкающихся на "порядный" и "поэлементный" расчет, что превращает теплообменник в систему аппаратов и существенно усложняет проектирование и выбор оптимальных конструкций. Вместе с тем накопленный опыт применения теплообменников с замкнутым испарительно-конденсационным циклом показывает, что их можно рассматривать как рекуперативные теплообменники с учетом определенной специфики. Можно предположить, что выработка соответствующего теоретически обоснованного подхода позволит оперативнее и эффективнее ставить и решать задачи проектирования и эксплуатации не только традиционных типов теплообменников на тепловых трубах (двухпоточных, с двухзонными теплопередающими элементами и т.п.), но и для определения возможностей перспективных конструкций (многопоточных, с многозонными теплопередающими элементами, с разделенными зонами нагрева и охлаждения и т. п.). Изложенное определяет актуальность темы настоящей диссертации.

Основная цель настоящей работы - развитие теоретически обоснованных теплофизических методов расчета и рационального проектирования для известных и перспективных конструкций теплообменников с теплопередающими трубами и двухфазными контурами.

Для достижения сформулированной цели были поставлены и решены следующие основные задачи:

- создание теоретически обоснованных методов расчета теплообменных аппаратов на основе теплопередающих труб или контуров, определение возможности и условий сведения задач расчета таких теплообменников к известным задачам расчета температурных полей рекуперативных теплообменных аппаратов обычных типов;
- определение оптимальных параметров для теплообменных аппаратов с теплопередающими трубами как системы

взаимосвязанных задач, решаемых простыми аналитическими средствами, существенно упрощающими процедуру общего численного анализа;

- разработка, реализация и апробирование на конкретных, типичных для практики примерах алгоритмов и программ рационального проектирования теплообменных аппаратов на основе замкнутых испарительно-конденсационных контуров;
- построение по результатам численных исследований удобных для инженерной практики обобщенных процедур рационального выбора конструктивных схем теплообменных аппаратов на теплопередающих трубах или альтернативных им типов рекуперативных теплообменников.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- впервые теоретически обоснована принципиальная осуществимость применения известных методов расчета температурных полей в простейших типах рекуперативных теплообменников прямого, перекрестного тока и противотока для теплообменных аппаратов на основе тепловых труб;
- обоснована классификация теплообменных аппаратов на основе теплопередающих труб или контуров, определяющая основные принципы теплотехнического расчета для подобных аппаратов с числом потоков более двух;
- предложен и реализован новый подход к проблеме определения оптимальных параметров теплообменных аппаратов на теплопередающих трубах на основе современных методов компьютерно-ориентированного проектирования;
- выполнены численные исследования обобщенных характеристик теплообменных аппаратов на основе тепловых труб в сопоставлении с аналогичными характеристиками известных альтернативных конструкций рекуперативных теплообменников, позволяющие оперативно определять области предпочтительного применения теплообменных аппаратов различного конструктивно-технологического исполнения;
- компьютерно-ориентированные методы расчета апробированы на конкретных примерах использования теплообменных аппаратов на основе тепловых труб в автомобилестроении, при утилизации тепла уходящих газов.

Научное положение, защищаемое в работе :

- *введение понятия условного локального коэффициента теплопередачи, отнесенного к различным типам элементарной ячейки, позволяет свести расчет температурных полей к известным задачам поверочного и проектного расчетов рекуперативных теплообменников и построить на этой основе эффективные аналитические и численные методы определения оптимальных параметров и прогнозирования эффективности теплообменных аппаратов на тепловых трубах.*

Практическая ценность работы. Разработанный в диссертации подход к расчету температурных полей и оптимальных параметров теплообменных аппаратов на тепловых трубах может быть применен в

практике компьютерно - ориентированного проектирования данного класса теплообменников. Результаты численного анализа для типичных аппаратов могут быть использованы в инженерной практике при принятии решений о наилучшем выборе конструкции и схемой компоновки. Предложенная методика определения условий эффективной работы многопоточных аппаратов может служить основой для прогнозирования перспективности выбора таких типов аппаратов.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на ежегодных научных конференциях Одесской государственной академии холода (1990-1995), Международной школы-семинара "Тепловые трубы: теория и практика" (г. Минск, ИТМО им. А.В.Лыкова, 1990 г.), Национальной энергетической конференции (Румыния, г. Нептун, 1992 г.), IV-м Съезде АВОК (г. Москва, 1995 г.), 2-й Международной теплофизической школе (г. Тамбов, 1995 г.), IV-й Международной конференции по экологии (г. Одесса, 1995 г.).

Публикации. Основные материалы диссертации представлены в 9 печатных работах.

Структура и объем диссертации. Работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка литературы, включающего 86 наименований, приложений. Работа изложена на 122 страницах машинописного текста, содержащего 36 рисунков.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулирована цель исследований, указана научная новизна защищаемых положений и результатов, приведена общая характеристика работы.

В первой главе рассмотрены возможности использования теплообменников на базе устройств с испарительно- конденсационным циклом для утилизации вторичных энергетических ресурсов на основе отечественных и иностранных литературных источников, проанализированы известные методы расчета и выбора оптимальных параметров теплообменных аппаратов на тепловых трубах (ТАТТ). Установлено, что активное применение ТАТТ в системах утилизации энергоресурсов и актуальность проблемы рационального энергосбережения привели к появлению обширной печатной информации по рассматриваемой тематике. Однако неизвестен опыт построения теоретической базы расчета ТАТТ как теплообменных аппаратов в целом, без ориентации на "порядковый" или "порядный" расчет. Неизвестны аналитические методики тепловых расчетов ТАТТ, являющиеся универсальными для различных схем движения теплоносителей, в том числе для многопоточных аппаратов. Требуется разработки методы оптимизации ТАТТ, позволяющие проводить сопоставление с известными решениями. Анализ состояния проблемы обосновывает задачи исследований.

Во второй главе рассматриваются элементы теории расчета ТАТТ. Приведенная классификация позволяет свести все многообразие схемных решений ТАТТ к нескольким основным типам, обобщая как известные двухпоточные, так и перспективные конструкции многopotочных аппаратов. Из совместного рассмотрения уравнений теплопередачи для греющей и нагреваемой зон тепловой трубы (ТТ) следуют соотношения для определения температуры насыщения и передаваемого теплового потока для  $i$ -ой ТТ:

$$t_{ni} = \frac{z_i t_{1i} + t_{2i}}{z_i + 1} \quad dQ_i = \frac{(t_{1i} - t_{2i})}{\left(\frac{1}{\alpha_{1i}} + \frac{1}{\alpha_{2i}}\right)} \quad (1)$$

$$z_i = \frac{A_{1i}}{A_{2i}}, \quad A_{1i} = \frac{F_i}{\left(\frac{1}{\alpha_{1i}} + \frac{1}{\alpha_{2i}}\right)}, \quad A_{2i} = \frac{F_i}{\left(\frac{1}{\alpha_{2i}} + \frac{1}{\alpha_{1i}}\right)} \quad (2)$$

Величина  $k_{ni} = \left(\frac{1}{A_{1i}} + \frac{1}{A_{2i}}\right)^{-1}$  имеет смысл локального коэффициента теплопередачи, отнесенного к одной ТТ, позволяющего установить для ТАТТ тождественность известных уравнений теплопередачи. Получен общий закон распределения температуры промежуточного теплоносителя по рядам ТТ:

$$t_n = \left\{ t_0 \left[ -\exp(-mk_{ni}n) + z_i \left[ 1 + \frac{z_i}{\alpha_{2i}} \exp(-mk_{ni}n) \right] \right] + t_{2n} \left[ \frac{z_i}{\alpha_{2i}} \exp(-mk_{ni}n) + z_i \left[ \frac{z_i}{\alpha_{2i}} \exp(-mk_{ni}n) \right] \right] \left[ \left( 1 + \frac{z_i}{\alpha_{2i}} \right) \right] \right\} \quad (3)$$

Для расчета схемы перекрестного тока обоснована правомерность использования известных соотношений проектного и поверочного расчета обычных рекуперативных теплообменников, если определить условный коэффициент теплопередачи ТАТТ в виде

$$k = \left[ s_1 s_2 \sum \left( \frac{1}{\alpha_i F_i} \right) \right]^{-1} \quad (4)$$

Рассмотрены принципиальные особенности расчета многopotочных ТАТТ. Предлагается различать многopotочные ТАТТ с "двухзонными" и "многозонными" тепловыми трубами. В "двухзонных" ТАТТ тепловая труба имеет одну зону нагрева и одну зону охлаждения. В "многозонных" ТАТТ существует не менее двух зон нагрева или охлаждения с различными температурными условиями. Для последних получены расчетные зависимости распределения температуры насыщения  $t_{ni}$  и теплового потока  $dQ_i$ :

$$t_{ni} = \frac{\sum_{j=1}^n (F_j k_{1j} t_{1j}) + \sum_{j=1}^n (F_j k_{2j} t_{2j})}{\sum_{j=1}^n (F_j k_{1j}) + \sum_{j=1}^n (F_j k_{2j})}, \quad k_{1j} = \left( \frac{1}{\alpha_{1j}} + \frac{1}{\alpha_{2j}} \right)^{-1}, \quad k_{2j} = \left( \frac{1}{\alpha_{2j}} + \frac{1}{\alpha_{1j}} \right)^{-1} \quad (5)$$

$$\delta Q_1 = \frac{\sum_{v=z,k,l} (F_{2v}k_{2v}) \left[ \sum_{x=j,m,f} (F_{1x}k_{1x}t_{1x}) - \sum_{v=z,k,l} (F_{2v}k_{2v}t_{2v}) \right]}{\sum_{v=z,k,l} (F_{2v}k_{2v}) + \sum_{x=j,m,f} (F_{1x}k_{1x})} + \frac{\sum_{v=z,k,l} (F_{2v}k_{2v}t_{2v}) \left[ \sum_{v=z,k,l} (F_{2v}k_{2v}) - \sum_{x=j,m,f} (F_{1x}k_{1x}) \right]}{\sum_{v=z,k,l} (F_{2v}k_{2v}) + \sum_{x=j,m,f} (F_{1x}k_{1x})} \quad (6)$$

Выражение (6) предполагает наличие нулевых и отрицательных значений тепловых потоков через ТТ, что понижает эффективность ТАТТ. В численном эксперименте анализировались условия достижения нулевого теплового потока для  $i$ -й ТТ при числе греющих  $M$  и нагреваемых  $N$  потсков, соответственно: 4-4, 3-3, 2-2, 3-2, 1-2, 3, 1-2, 3-4, 1-3, 1-3. Установлено, что для  $M \geq N$  нулевое значение теплового потока связано с фиксированным значением температуры одного из греющих, а при  $M < N$  - одного из нагреваемых теплоносителей. Даны рекомендации по расчету кризисных температур, причем для  $M = N$  они могут быть обобщены выражением:

$$T_{1j0} = \frac{\sum_{i=1}^N (FkT)_{2i} \sum_{j=1}^M (Fk)_{1j} - \sum_{i=1}^N (Fk)_{2i} \sum_{j=1, j \neq i}^{M-1} (FkT)_{1j}}{(Fk)_{1j} \sum_{i=1}^N (Fk)_{2i}} \quad (7)$$

Для случая  $M = N = 3$  исследовано влияние на кризисную температуру площадей теплообмена и коэффициентов теплопередачи по горячей и холодной зонам.

$F_{ТТ1}/F_{ТТ2}$

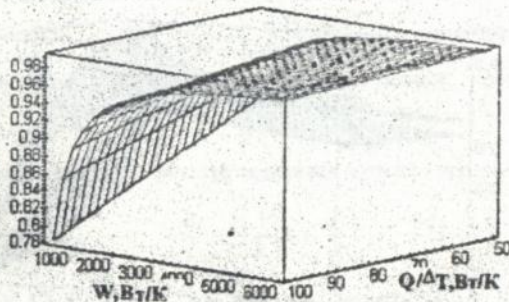


Рис. 1

В рамках анализа конструктивных схемных решений для ТАТТ проведено сопоставление поверхностей теплообмена обычных ТАТТ и аппаратов с промежуточным испарительно-конденсационным контуром и разделенными потоками жидкости и пара.

На рисунке 1 представлена графическая зависимость отношения площадей аппарата с циркуляционным контуром и ТАТТ при одинаковых значениях коэффициентов теплопередачи и водяных эквивалентов для зон нагрева и охлаждения, что характерно для конструктивных решений воздухоподогревателей. Расчет подтвердил превосходство ТАТТ с точки зрения обеспечения минимальной площади теплообменной поверхности.

На основе  $\theta$ -метода проведено сравнение эффективности прямоточной и противоточной схем течения для ТАТТ и простейшего рекуперативного теплообменника. Установлено, что при прямоточной схеме течения ТАТТ может рассматриваться в качестве альтернативы рекуперативным теплообменникам с точки зрения эффективности при значениях чисел переноса по тракту холодного теплоносителя  $NTU > 4$  и коэффициентах теплопередачи рекуператора больших либо равных значениям локальных, либо, для  $NTU < 1$ , вызванных низкой интенсивностью процесса теплопередачи при высоких значениях водяных эквивалентов в холодной зоне аппарата. Для противоточной схемы течения ТАТТ параметр  $\theta$  выше, чем у рекуперативного теплообменника при условии, что для любых значений чисел переноса по холодной зоне рекуперативный коэффициент теплопередачи будет выше локального.

На основе  $P$ - $NTU$ -метода для перекрестных схем течения теплоносителей исследовалось соотношение эффективности  $P$  для рекуперативного теплообменника и ТАТТ (рис.2) на всей области определения параметров при перекрестной схеме течения. Эффективность ТАТТ превышает эффективность рекуперативного аппарата, если в нем не происходит взаимного перемешивания теплоносителей. Рост численного значения отношения водяных эквивалентов (увеличение скорости нагреваемого потока или уменьшение скорости греющего потока) приводит к смещению

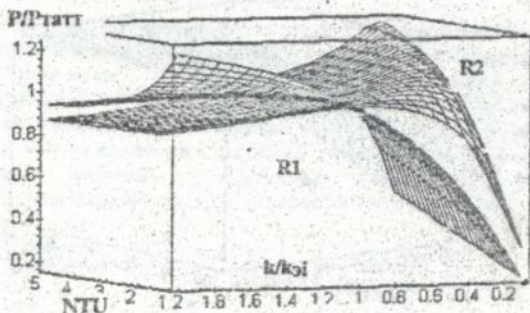


Рис. 2

области более высокой эффективности ТАТТ с перекрестным током в сторону увеличения отношения между рекуперативным и условным локальным коэффициентами теплопередачи, вместе с тем происходит ослабление зависимости отношения абсолютных эффективностей от числа единиц перепада.

В третьей главе предлагается методика оптимального проектирования ТАТТ, основанная на декомпозиционном подходе. В общем случае для заданной схемы взаимного движения теплоносителей (прямоток, противоток, перекрестный ток), известных внешних формах ТТ (цилиндр, пластина, оребренная, неоребристая), количестве ходов, теплогидравлических характеристиках необходимо решать следующие взаимосвязанные задачи:

- определение оптимального соотношения поверхностей теплообмена в зонах подвода и отвода тепла;
- определение оптимальных внутренних конструктивных параметров тепловых труб и термосифонов;
- определение оптимальных внешних конструктивных характеристик ТТ (ИТС);
- определение значений основных оптимальных размеров ТАТТ.

Эксплуатационными критериями для ТАТТ являются надежность, связанная с обеспечением заданных тепловых режимов и, как правило, определяемая априори, требования по технологичности, унификации и стандартизации, зависящие от выбранных типоразмеров ТТ и заранее регламентируемые, минимум материальных затрат (массы и габаритов) и энергопотребления. Последний критерий, представляющий собой в общем случае рентабельность приведенных затрат, рассматривается в качестве основного при определении целевой функции.

Отмечается, что условия получения минимума массы и энергопотребления противоречат друг другу. При заданном расходе теплоносителя с ростом параметров живого сечения существенно снижаются гидравлические сопротивления и, следовательно, энергопотребление. С другой стороны, растет толщина корпуса аппарата, соответственно масса и стоимость единицы площади. То есть возникает задача определения минимума некоторой функции вида:

$$\bar{Z} = C_1 m + C_2 \sum_{i=1}^n \left( V_i \frac{\Delta p_i}{\eta_i} \right), \quad (8)$$

Полная масса ТАТТ пропорциональна полной поверхности теплообмена, т.е.  $m = C_3 F \sum_{i=1}^n \delta_{mi} \rho_{mi} \frac{F_i}{F} \left( 1 + 0.5 \frac{\delta_{ni} \rho_{ni} F_{ni}}{\delta_{mi} \rho_{mi} F_i} \right)$ , (9)

Для поперечного обтекания целевая функция принимает вид:

$$\bar{Z} = C_1 C_3 \left( \frac{B_1}{1 + F_2/F_1} + \frac{B_2}{1 + F_1/F_2} \right) \left[ \frac{1}{k_1} \left( 1 + \frac{F_2}{F_1} \right) + \frac{1}{k_2} \left( 1 + \frac{F_1}{F_2} \right) \right] \frac{Q}{\Delta T} + C_2 \sum_{i=1}^n n_i c_{pi} \frac{G_i^2}{\rho_i^2 S_i^2}, \quad (10)$$

Декомпозиция общей задачи оптимизации на четыре вышеперечисленных задачи позволила получить следующие соотношения для расчета оптимальных значений:

- для отношения поверхностей теплообмена в зонах теплоподвода и теплоотвода

$$(X_1)_{opt} = \sqrt{\frac{B_1 k_1}{B_2 k_2}} \quad (11)$$

- для размера пор сеточной структуры тепловых труб

$$D_{opt} \leq \frac{2\sigma}{\rho' g (L_0 \sin \varphi + h \cos \varphi)} \quad (12)$$

или при учете пористости для спеченных и металловолокнистых

$$\text{структур } D_{opt} = \frac{4(p-1)}{p} \frac{\sigma}{\rho' g (L_0 \sin \varphi + h \cos \varphi)}, \quad \varepsilon_{opt} = \frac{n}{n+m} \quad (13)$$

- для диаметра тепловых труб:

$$d_{opt} = \left\{ f_{op} \left[ 1 - \frac{4E_{op} \left[ \sqrt{2k_1 k_2 / \alpha_{10}} + \sqrt{2k_1 k_2 / \alpha_{20}} \right] \right]}{\delta_{Mi} \bar{\rho}_{Mi} (1+0.5+\dots)^2} \right] \right\}^{1/2} \quad (14)$$

- для площади живого сечения прохода теплоносителя:

$$(S_i)_{opt} = \left\{ \frac{2}{p} \frac{C_2 n_i}{C_1 C_3} C_{\beta} \frac{G_i^3}{\rho_i^2} \alpha_i \sqrt{\frac{k}{k_i}} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

Найденные значения используются при реализации соответствующего цикла итераций в программе проектного расчета оптимального ТАТТ, блок-схема которого приведена на рисунке 3.

В четвертой главе проводится анализ эффективности приложения разработанных теоретических положений к решению практических задач путем сопоставления расчетных локальных и интегральных характеристик с результатами экспериментальных исследований, выполненных 1) в институте тепло- и массообмена им. А.В.Лыкова АН Беларуси совместно с Минским автомобильным заводом для отопителя кабины автомобиля на базе ТАТТ (изготовленного из 76 ТТ диаметром 0.01 м, длиной 0.4 м, расположенных в шахматном порядке в 8 рядов, внешняя поверхность труб оребрялась по воздушному тракту); 2) в ИТТФ АН Украины совместно с ВНПО "Союзпромгаз" для воздухонагревателя (использующего в качестве теплопередающих элементов 390 ИТС диаметром 0.03 м, длиной 1.6 м, расположенных в шахматном порядке в 39 рядов);

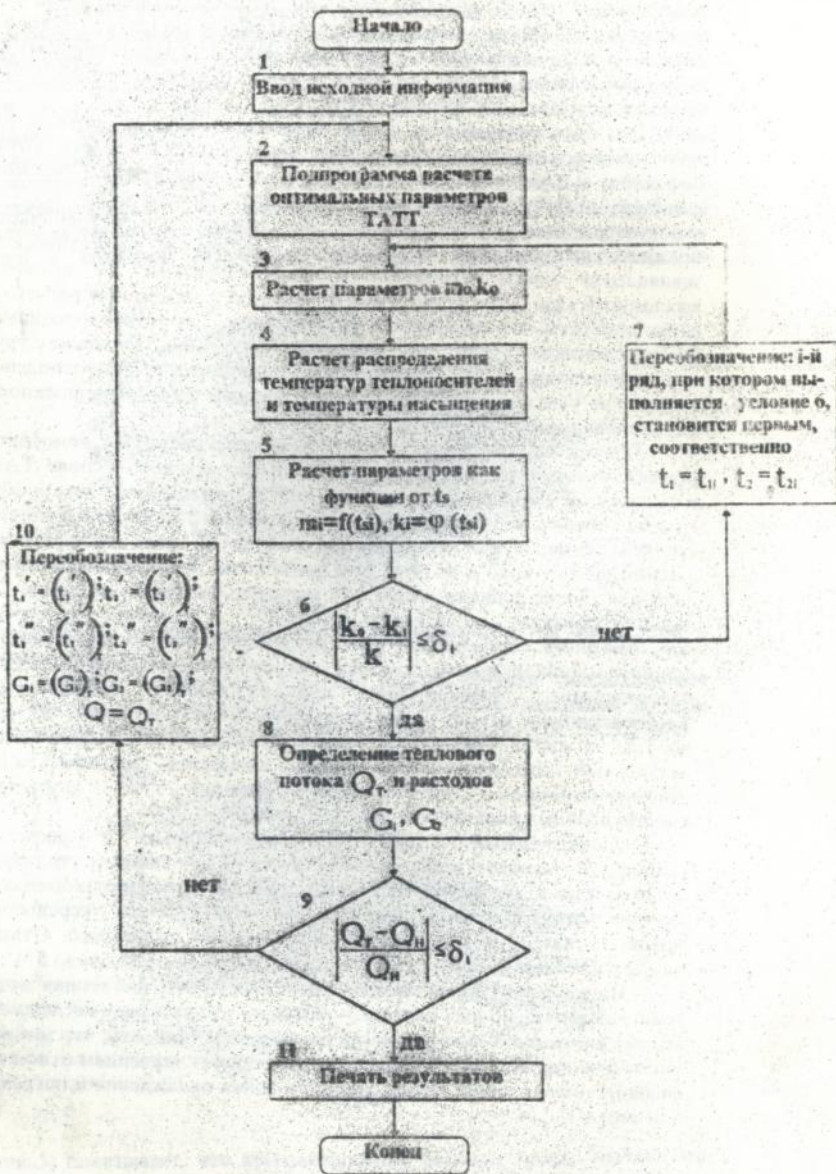


Рис. 3 Блок-схема проектного расчета ТАТ с элементами оптимизации

3) в Одесской государственной академии пищевых технологий на базе Одесского комбината пищевых концентратов для системы утилизации теплоты и пыли на основе ТАТТ (собранной из 200 гравитационных ТТ диаметром 0,044 м, длиной 2 м, установленных в шахматном порядке в 10 рядах под углом  $10^\circ$  к горизонту).

Для отопителя на базе ТАТТ проводилась оценка соответствия экспериментальным данным расчетных зависимостей теплового потока от расхода выхлопного газа и от длины ТТ по газовой зоне. Сравнение для функции  $Q = f(G_0)$  показало, что точность расчета составляет 5%, и подтвердило наличие для данного значения расхода экстремальных тепловых потоков при согласовании некоторого энергетического эквивалента массы отопителя с энергозатратами на прокачку выхлопного газа. Для  $Q = f(L_{\text{га}})$  отмечаются вышние расчетные характеристики, что объясняется использованием противокоррозийных биметаллических гильз для участков испарения тепловых труб, представляющих собой дополнительное термическое сопротивление, которое не учитывалось при расчетном анализе из-за ограниченности опубликованной информации.

Относительная погрешность определения расчетных температур промежуточного теплоносителя воздухонагревателя на основе ТАТТ изменялась от 3% при максимальном до 7% при минимальном расходе газа на горение, что объясняется наличием компенсационного влияния средней температуры нагреваемого воздуха на рост коэффициента теплоотдачи от труб к воздуху при увеличении расхода до расчетного значения, более существенного для меньших значений расходов. Для данного объекта исследовано влияние  $\varepsilon$ -отношения термических сопротивлений по греющему и нагреваемому тракту, приведенных к единице площади соответственных теплообменных поверхностей, на распределение температуры промежуточного теплоносителя. Установлено, что данная зависимость существенна для значений  $\varepsilon$  от 0,5 до 1,5, а для  $\varepsilon$  больших 2,5 резко ослабевает. Этот факт делает актуальным для подобного класса аппаратов решение задачи декомпозиционной оптимизации внешних и внутренних конструктивных параметров термосифонов.

Сравнительный анализ экспериментальных и расчетных температур греющего и нагреваемого потоков для системы утилизации теплоты и пыли на основе ТАТТ был проведен с учетом рекомендаций авторов эксперимента, позволяющих использовать усредненные эффекты, связанные с толщиной слоя пылевых отложений. Отличие между расчетными значениями и экспериментом не превышало 5%.

На рисунке 4 представлена расчетная простраиваемая модель температурных полей базового объекта. Численное исследование оптимизированных характеристик позволило установить, что минимум массы для однокорпусных аппаратов соответствует значениям отношений внешних поверхностей тепловых труб в зонах охлаждения и нагрева  $X_1$  близким к 1.

Влияние расхода греющего теплоносителя  $G_1$  на относительное положение данного минимума несущественно для  $G_1 < 0.8$  кг/с и усиливается при  $G_1 > 1.5$  кг/с. Было обнаружено, что можно регулировать положение минимума массы для малых коэффициентов теплопередачи в зоне теплоподвода ( $k_1 < 50$  Вт/(м<sup>2</sup>К)). Расчетный анализ показывает, что для базовых объектов на величину коэффициента теплопередачи существенно влияет длина зоны испарения до значений  $L_0$  близких к 0.6 м, что и объясняет экспериментально установленную слабую связь между  $L_0$  и тепловым потоком для воздухонагревателя на основе ТАТГ, причем для тепловых труб с сеточной структурой определен приоритет влияния на

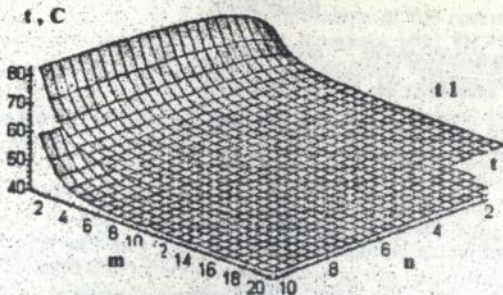


Рис. 4

коэффициент теплопередачи длины зоны испарения по отношению к размеру пор сетки.

Анализ зависимости площади живого сечения теплоносителя  $S_{opt}$  от расхода греющей среды  $G_1$ , отношения площадей  $X_1$  при нескольких значениях расхода нагреваемой среды  $G_2$  (1.5; 2.5; 3.5 кг/с)

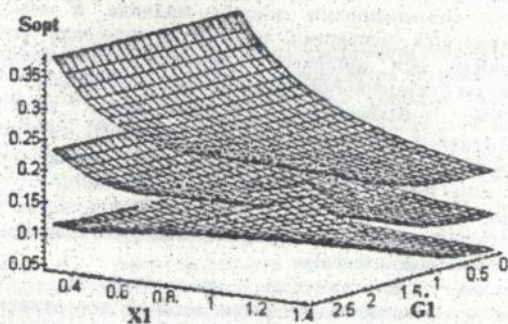


Рис. 5

(рис.5) показывает, что при уменьшении разницы между значениями расходов влияние отношения площадей на оптимальную величину площади живого сечения становится более существенным, чем влияние расхода греющей среды.

Итоги исследований подтверждают надежность разработанной методики с точки зрения установления приоритетных связей и выбора оптимальных значений теплотехнических характеристик ТАТТ, что является основной целью декомпозиционной оптимизации.

В приложениях приведены основные характеристики ТАТТ, выпускаемых промышленностью, рекомендации по расчету локальных коэффициентов теплопередачи, программа проектного расчета ТАТТ с элементами оптимизации.

### ВЫВОДЫ

- Все конструктивные схемные решения ТАТТ можно классифицировать по нескольким основным типам элементарной ячейки.
- Локальный коэффициент теплопередачи позволяет установить для ТАТТ тождественность известных уравнений рекуперативного теплообмена.
- Снижение эффективности многоточного ТАТТ, вызванное наличием нулевого или обратного теплового потока через данную ТТ, определяется конкретным значением температуры одного из греющих потоков (когда число греющих потоков больше или равно числу нагреваемых) либо температурой одного из нагреваемых потоков (в противном случае).
- Для аппаратов с промежуточным циркуляционным контуром и разделенными потоками жидкости и пара существуют оптимальные значения площади поверхности теплообмена при равном числе единиц переноса в зонах нагрева и охлаждения.
- Для фиксированных теплового потока и температурного напора ТАТТ с совмещенными зонами подвода и отвода теплоты характеризуется меньшими значениями площади теплообменной поверхности, чем аппараты с промежуточным циркуляционным контуром и разделенными потоками жидкости и пара.
- Сравнение характеристик конструктивных схем ТАТТ и рекуперативных теплообменников на основе  $\theta$ - и  $P-NTU$ -методов позволяет проводить рациональный выбор эффективной конструкции при заданных условиях эксплуатации.
- Сложная задача оптимизации ТАТТ сводится к системе взаимосвязанных подзадач, решения которых просты и удобны для практического применения.
- Численные эксперименты подтверждают существование оптимальных значений отношения внешних поверхностей ТТ в зоне подвода и отвода теплоты, длины зоны испарения, размера порециальной структуры ТТ, площади живого сечения, если минимизируется функционал материальных затрат и энергопотребления.

1. Бирюков О.К., Косой Б.В. Основы математического моделирования и теплового расчета теплообменных аппаратов на тепловых трубах // Тепловые трубы : теория и практика : Материалы Межд. школы - семинара ( май, 1990), Минск : АНК" ИТМО им. А.В.Лыкова АН БССР", 1991г. - ч.2, С. 144 - 151 .
2. Смирнов Г.Ф., Бирюков О.К., Косой Б.В. Теплотехнические расчеты теплообменных аппаратов на тепловых трубах и термосифонах // Теплоэнергетика. - 1993. - № 1. - С. 68 - 70 .
3. Смирнов Г.Ф., Бирюков О.К., Косой Б.В. Элементы оптимизации теплообменных аппаратов с тепловыми трубами и термосифонами // Теплоэнергетика. - 1993. - № 10. - С. 58 - 61 .
4. В. Psakhis, V. Mazur, B. Kosoi Optimization of the renewable energy units // National Energy Conf.- Neptun, Romania, 1992, III.45.
5. \* Косой Б.В. Экологические аспекты применения теплообменников на тепловых трубах // Тез.докл. IV Межд. конф. по экологии "Экология, продукты питания, здоровье", (3-5 октября, 1995), Одесса, 1995г., С.14.
6. Косой Б.В. Оптимальное управление процессами переноса в теплообменных системах // Тез. докл. 2-й Межд. теплофизической школы, (25-30 сентября, 1995), Тамбов, 1995 г., С.99.
7. Косой Б.В. Основные задачи и особенности динамики теплообменных аппаратов на тепловых трубах // IV Съезд АВОК, (15 -17 мая, 1995), Москва, 1995 г., С.183-186.
8. Косой Б.В. Надежность теплотехнических систем // Тез. докл. 2-й Межд. теплофизической школы, ( 25-30 сентября, 1995 ), Тамбов, 1995 г., С.100.
9. Косой Б.В. Оптимизация теплообменника на тепловых трубах для утилизации тепла биомассы. // Тез. докл. IV Межд. конф. по экологии "Экология, продукты питания, здоровье", (3-5 октября, 1995), Одесса, 1995г., С.152.

**УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:**  $F$  - площадь поверхности теплообмена,  $m^2$ ;  $k$  - коэффициент теплопередачи,  $Вт/(m^2K)$ ;  $t$  - температура теплоносителя, град;  $G$  - массовый расход теплоносителя,  $кг/с$ ;  $c_p$  - удельная теплоемкость теплоносителя,  $Дж/(кг град)$ ;  $w$  - водяной эквивалент,  $Вт/град$ ;  $\bar{s}$  - зазор,  $мм$ ;  $S$  - площадь живого сечения,  $m^2$ ;  $L$  - длина теплообменной поверхности,  $м$ ;  $M_i$  - число труб в  $i$ -том ряду;  $U$  - отношение минимальных поверхностей теплообмена;  $P$  - эффективность теплообменника;  $n$  - число рядов тепловых труб;  $c_{\lambda}$  - коэффициент сопротивления в соответствующей зоне;  $NTU$  - число единиц г. - переноса;  $d$  - внешний диаметр,  $м$ ;  $R$  - отношение водяных эквивалентов нагреваемой и греющей сред;  $m$  - масса теплообменного аппарата,  $кг$ ;  $C_1, C_2$  - согласующие коэффициенты;  $C_3$  - коэффициент, учитывающий увеличение массы аппарата за счет корпуса, обвязки и внутрикорпусных деталей;  $Z$  - целевая функция;  $D_0$  - размер пор,  $мм$ ;  $k_d$  - проницаемость;  $\delta$  - толщина,  $м$ ;  $\varepsilon$  - пористость капиллярной структуры;  $\rho$  - плотность,  $кг/м^3$ ;  $\alpha_f$  - коэффициент теплоотдачи,  $Вт/(m^2K)$ ;  $\lambda_M$  - коэффициент теплопроводности,  $Вт/(mK)$ ;  $\varphi$  - угол наклона к горизонту.

град:  $\theta$  - отношение среднего разности температур.

**ИНДЕКСЫ:** 1- греющая среда; 2- нагреваемая среда;  $i$  - номер ряда;  $\nu$  - внутренняя поверхность;  $m$  - материал стенки;  $ж$  - жидкая фаза;  $г$  - газообразная фаза;  $opt$  - оптимальная характеристика;  $n$  - число рядов;  $m$  - номер в ряду;  $ор$  - оребрение;  $p$  - материал ребра;  $э$  - эквивалентный;  $м$  - зона испарения;  $к$  - зона конденсации;  $с$  - состояние насыщения.

**СОКРАЩЕНИЯ:** ТТ-тепловая труба, ИТС-испарительный термосифон, ТАТТ-теплообменный аппарат на тепловых трубах.

## АНОТАЦІЯ

Косой Б.В. Теплофізичні моделі раціонального проектування теплообмінних апаратів з тепловими трубами.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06- Технічна теплофізика, Одеська державна академія холоду, Одеса, 1996 р.

Розроблені теоретично обґрунтовані засоби розрахунку, запропонована процедура декомпозиційної оптимізації, розглянута проблема вибору альтернативних схемних рішень для теплообмінних апаратів з тепловими трубами. Результати чисельних досліджень дискутуються.

Ключові слова : *теплова труба, утилізація, декомпозиція, умовний локальний коефіцієнт теплопередачі.*

## SUMMARY

Kosoi Boris V. The Thermophysical Models of The Heat Pipe Heat Exchangers Rational Designing.

Thesis for a scientific degree of Doctor of Science (Engineering) Specialty: 05.14.06 - Engineering Thermophysics. Odessa State Academy of Refrigeration, Odessa, 1996.

The well-founded theoretical computational methods have been elaborated. the decomposition optimum searching procedure has been proposed and the option problem for the alternate design solutions has been considered for the heat pipe heat exchangers. The results of modeling are discussed with respect to energy consumption, environmental aspects, etc.

Keywords: *Heat pipe, utilization, decomposition, conventional local heat transfer coefficient.*