

Автор едр.
М 99

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
имени М.В. Ломоносова

На правах рукописи

МЯО ЮНСЯН

Мязо Юнсян

ТЕПЛООБМЕН И АЭРОДИНАМИКА КОРИДОРНЫХ ПУЧКОВ
ПЛОСКИХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

Специальность 01.04.14 - теплофизика и
молекулярная физика

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Одесса - 1992

сн

Работа выполнена в Одесском технологическом институте пищевой промышленности им. М.В.Ломоносова

Научные руководители – доктор технических наук,
профессор В.Ф.ЧАГКОВСКИЙ
– доктор технических наук,
профессор С.Г.БУРДО

Официальные оппоненты – доктор технических наук,
профессор Г.Ф.СМИРНОВ
– кандидат технических наук,
доцент ПЕРИЧАНСКИЙ Е.Г.

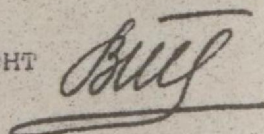
Ведущая организация – НИИ Шторм

Защита состоится "15" мая 1992 г. в 14⁰⁰ часов
на заседании специализированного совета К 068.35.04 при Одесском
технологическом институте пищевой промышленности им. М.В.Ломоно-
сова: 270039, г.Одесса, ул. Свердлова, 112.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Одесского
технологического института пищевой промышленности
имени М.В.Ломоносова

Автореферат разослан "14" апреля 1992 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
кандидат технических наук, доцент



ОНАХТ

09.07.12

Теплообмен и аэродин



v016964

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Современный этап развития ряда отраслей техники характеризуется повышенным вниманием к проблемам энергосбережения и охраны окружающей среды. Одновременно, продолжается рост энергоёмкости оборудования, повышаются требования по его надёжности, ужесточаются условия обеспечения тепловых режимов.

Известны многочисленные примеры успешного решения этих задач на базе аппаратов с тепловыми трубами и термосифонами (ТТ). В настоящее время созданы научные основы ТТ, освоено их серийное производство.

Вместе с тем сделаны только первые шаги по использованию эффективных аппаратов на базе ТТ. Уникальные свойства ТТ открывают широкие возможности по созданию оригинальных, принципиально новых конструкций аппаратов.

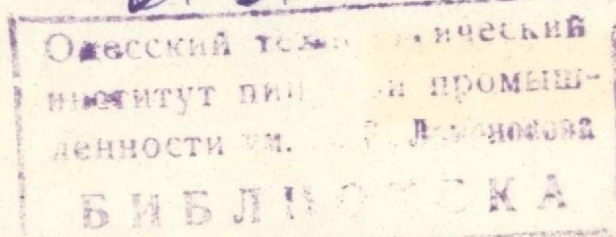
Тепловая труба отличается низкими значениями внутреннего термического сопротивления. Поэтому, в аппаратах типа "газ-газ" определяющими становятся термические сопротивления на границе "газ-ТТ". Это положение и определяет актуальность настоящей диссертационной работы.

Цель работы: проведение исследований в коридорных пучках плоских ТТ для определения закономерностей влияния скорости потока, фактора его стеснённости, компоновки пучка ТТ на коэффициенты теплоотдачи и аэродинамическое сопротивление, а также разработка инженерных методов расчета аппаратов с плоскими ТТ.

Основная идея работы. На базе плоских неоребрённых ТТ при определенных геометрических размерах ТТ, продольном и поперечном шагах, при коридорной компоновке пучка можно создать высокоэффективный теплообменник системы "газ-газ" со стабильными эксплуатационными характеристиками.

Научную новизну составляют следующие результаты:

- модель теплоотдачи при обтекании плоской ТТ в условиях стеснённости воздушного потока;
- данные экспериментальных исследований аэродинамики и теплоотдачи плоской ТТ в щелевом канале;
- данные экспериментальных исследований аэродинамики и теплоотдачи рядов и пучков плоских ТТ;
- данные экспериментальных исследований теплоотдачи плоской ТТ при испарительном охлаждении конденсатора;



- обобщенные зависимости для расчета аэродинамики и теплоотдачи одиночных плоских ТТ, рядов и коридорных пучков плоских ТТ.

В работе защищается следующее научное положение:

Эффективная теплопередача в аппаратах системы "газ-газ" может достигаться на пучках неоребрённых ТТ за счет формы ТТ и компоновки пучка. Интенсификация теплоотдачи обеспечивается совместным влиянием на формирование пограничного слоя плоской формы ТТ величин поперечного и продольного шагов при коридорной компоновке пучка.

Практическая ценность. Результаты теплоаэродинамических исследований использованы при разработке инженерной методики расчета теплообменников на плоских ТТ систем охлаждения радиоэлектронной аппаратуры и программы технико-экономического расчета на ЭВМ теплоутилизаторов на плоских ТТ.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались на ежегодных научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников ОТИШ им. М.В.Ломоносова в период 1989-1991 гг., на IV Всесоюзной конференции молодых исследователей "Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики (г.Новосибирск), 1991 г.), на III Всесоюзной научной конференции по проблемам энергетики теплотехнологий (г.Москва, 1991 г.), на Международном симпозиуме по тепловым трубам (г.Шанхай, Китай, 1991 г.).

Публикации. Основное содержание работы изложено в трех печатных работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и приложения. Работа изложена на 188 страницах машинописного текста, содержит 45 рисунков, 20 таблиц. Список использованной литературы включает 147 источников, среди которых 61 работа зарубежных авторов. Приложения на 17 страницах.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулированы цели исследований.

В первой главе определены достоинства ТТ и аппаратов на их основе. Рассмотрены оригинальные технические решения по использованию ТТ в приборах, оборудовании, теплотехнологиях, системах

охлаждения и т.п. Дан обзор современного уровня практического применения ТТ в США, Японии, Китае, СССР, Чехо-Словакии, Германии, Англии, Италии, Франции, Австралии.

На основе анализа конструктивных решений, сфер внедрения, уровня исследований определены пути совершенствования теплообменников системы "газ-газ" на базе ТТ. Обосновано, что определяющее значение в аппаратах такого рода часто имеет интенсивность теплоотдачи на границах "ТТ-газ". Вместе с тем, конструктивные характеристики пучков ТТ могут быть оригинальными, что формулирует нетривиальные задачи исследования теплоаэродинамики.

Моделирование теплоотдачи при обтекании пучков плоских тепловых труб проведено во второй главе.

Современные средства интенсификации теплоотдачи можно разделить на три группы. В первой группе метод, получивший наибольшее промышленное применение - использование развитых и шероховатых поверхностей. Ко второй группе можно отнести методы, обеспечивающие закрутку и стесненность потоков. В третьей - специфические методы (механические воздействия и вибрация поверхности, использование силовых полей, вдув и отсос, инжекция в теплоноситель специальных добавок). Методы третьей группы требуют установки дополнительного сложного оборудования и ограничены для практического применения. При работе в среде высоковлажного и запыленного теплоносителя эффективность развитых поверхностей резко падает. Очевидно, что наибольший интерес для теплоутилизационных аппаратов большинства производств представляют методы второй группы. Однако, эта область исследована недостаточно. Многообразие конструкций и схем турбулизаторов, решеток, шайб и других средств воздействия на поток объясняют тот факт, что опытные данные плохо согласуются, что нет общепринятых рекомендаций по 2-ой группе методов интенсификации. Однако, анализ работ в этом направлении позволяет с учетом специфики работы газо-воздушных теплообменников определить следующие пути интенсификации теплоотдачи:

1. Форма и вид теплопередающего модуля: плоская поверхность минимальной толщины. Такая форма обеспечит минимальное загрязнение поверхности и позволит, в случае необходимости, создать простейшие конструкции для чистки аппарата без его остановки. Модуль должен быть коротким по направлению движения потока. В этом случае при рациональном продольном шаге между поверхностями можно искусственно прерывать развивающийся пограничный слой. Конструк-

1. Если такой модуль рациональней всего выполнить в виде плоской тепловой трубы или термосифона.

2. Компоновка пучка. Ряд плоских тепловых труб может играть роль своеобразной турбулизирующей решетки. Стесненностью потока можно воздействовать на формирование пограничного слоя. Интерес представляет коридорная компоновка, способствующая уменьшению загрязнений, обеспечивающая простоту чистки, эффективную теплопередачу и минимальные затраты на перекачку теплоносителя.

Данные по теплоотдаче пучков плоских труб в литературе не обнаружены.

Моделирование конвективного теплообмена в пучке плоских ТТ основывается на следующих предпосылках:

1. Плоская ТТ представляется как плоская гладкая пластина с тупой передней кромкой.

2. Стесненность потока, обусловленная малыми значениями поперечного шага между ТТ, вносит существенное влияние на теплообмен. Стенки соседних труб определяют условия формирования пограничного слоя, аналогичные условиям теплообмена при обдуве газом тепловой трубы в щелевом канале.

3. Влияние фактора стесненности на интенсивность теплоотдачи вырождается при достижении определенных значений числа Re .

В общем виде решение такой теплоаэродинамической задачи представляется известными уравнениями неразрывности, движения и температурного поля. Решение получено в виде: $Nu = C(\alpha) \sqrt{Re} Pr^{k(\alpha)}$.

В дальнейшем это решение приводилось к виду, полученному при обобщении теплообмена при обтекании пластины: $Nu = \varphi(\alpha) \sqrt{Re} \sqrt{Pr}$. Аппроксимируя функцию $\varphi(\alpha)$ степенной зависимостью $\varphi(\alpha) = A \cdot \alpha^S$, получим окончательно:

$$Nu = A \sqrt{Re} \sqrt{Pr} \alpha^S \quad (I)$$

Задача экспериментальных исследований установить константу A и показатель степени S при параметре стесненности потока α .

В третьей главе представлены результаты экспериментальных исследований теплоотдачи и аэродинамики плоских тепловых труб в щелевом канале.

Задачами экспериментальных исследований являлось:
установить влияние скорости потока и фактора его стесненности на величину аэродинамического сопротивления одиночной ТТ;

- определить влияние этих же факторов на значение коэффициента теплоотдачи;
- изучить влияние ряда, в котором расположена ТТ, величины продольного шага между рядами ТТ на значения гидродинамического сопротивления и коэффициента теплоотдачи при различных скоростях и условиях стесненности потока;
- оценить степень интенсификации теплоотдачи при испарительном охлаждении конденсатора ТТ.

Экспериментальная установка состояла из плоской ТТ, конденсатор которой располагался в щелевом канале с подвижными боковыми стенками. С помощью калиброванных прокладок устанавливался фиксированный зазор между стенкой канала и ТТ ($\delta_3 = 0,5; 1; 3; 5; 7; 10$ мм). Испаритель ТТ размещался в сосуде Дьюара и обогревался прецизионными пленочными резисторами типа СС-5В. Стенд содержал блоки термометрии, системы регулировки и регистрации электронагрева ТТ, систему регулировки расхода воздуха. Скорость потока воздуха измерялась термоанемометром и контролировалась пневмометрической трубкой ЦАГИ, динамические и статические напоры измерялись микроманометром. Перепад давлений на ТТ контролировался дифманометром. Измерение показаний термомпар и термоанемометра осуществлялось цифровым микровольтметром Ш-300. В качестве источников электропитания использовались блоки Б5-50.

В опытах температура конденсатора ТТ была в пределах 60...90°C, при этом ТТ передавала 9...13 Вт. Скорость измерялась в канале и пересчитывалась для рабочего зазора. Диапазон составлял 0,2...65 м/с, а величина аэродинамического сопротивления менялась от 1,3 до 132 Па.

Дан анализ и численная оценка погрешностей измерений.

Результаты теплоотдачи одиночной ТТ представлены на рис. 1. Здесь же приведена кривая I, полученная расчетом по известной методике. Линия I неудовлетворительно описывает теплоотдачу при $v < 20$ м/с. Видно, что степень влияния v несколько снижается, а степень влияния фактора стесненности резко возрастает при больших зазорах ($\delta_3 = 0,5...1,5$ мм). При $\delta_3 = 7...10$ мм отличия незначительные. При $v > 25$ м/с влияние стесненности практически вырождается, а расчет (линия I) удовлетворительно согласуется с экспериментом.

Обработка массива экспериментальных данных на ЕС-1033 в форме (1) дала соотношение:

$$Nu = 0,66 \sqrt{Re} \sqrt[3]{Pr} a^{-0,11} \quad (2)$$

Уравнение (2) рекомендуется в диапазоне $Re < 10^5$,
 $0,2 \leq \alpha \leq 3$.

Влияние ряда ТТ. При значениях $S_1 \geq 7$ мм интенсивность теплоотдачи во всех рядах практически одинакова и может определяться по соотношению (2). Отсутствие зазора между рядами ТТ ($S_1 = 0$) и небольшие значения продольного шага ($S_1 < 5$ мм) приводят к снижению α , (рис. 2), причем степень влияния S_1 снижается с уменьшением стесненности потока.

Теплоотдача при испарительном охлаждении конденсаторов ТТ. Испытуемая ТТ на участке конденсатора охладилась одним слоем марли, которая над верхним концом ТТ собиралась в фитиль. Фитиль выводился за пределы крышки и орошался водой, расход которой определялся весовым методом. Определялась кратность орошения, как отношение плотности орошения к той плотности орошения, которая необходима для полного отвода в испарительном режиме теплового потока Q :

$$Z = \frac{\Pi F_k}{Q} [r + c_p(t_k - t_0)] \quad (3)$$

Степень влияния скорости потока на α для всех значений Π практически одинакова. Сравнение значений α при испарительном охлаждении ТТ с α_0 (соответствующим аналогичным условиям, но без орошения ТТ) показывает, что испарительное охлаждение может более, чем в 1,5 раза интенсифицировать теплоотдачу (рис. 3). Наиболее заметная интенсификация достигается при $\Pi = (0,4 \dots 0,75) \cdot 10^{-3}$ кг/м²с. При $Z > 1$ излишек жидкости приводит к росту термического сопротивления пленки, что снижает α .

Аэродинамика пучков плоских ТТ. На рис. 4 показано влияние Δp и Q на разность статических давлений до и после одиночной ТТ. С увеличением δ_3 , естественно, величина Δp снижается. Уменьшается также и степень влияния скорости потока.

Аналогичный характер имеют зависимости аэродинамического сопротивления и для рядов плоских ТТ. В опытах при фиксированных значениях $S_1 = (1; 5; 10)$ мм изменялся параметр $\delta_3 = (1; 5; 10)$ мм и для ряда скоростей определялась зависимость $p_i = f(v)$.

Обработка результатов аэродинамических исследований проводилась на ЭВМ в форме зависимости числа Эйлера от числа Рейнольдса

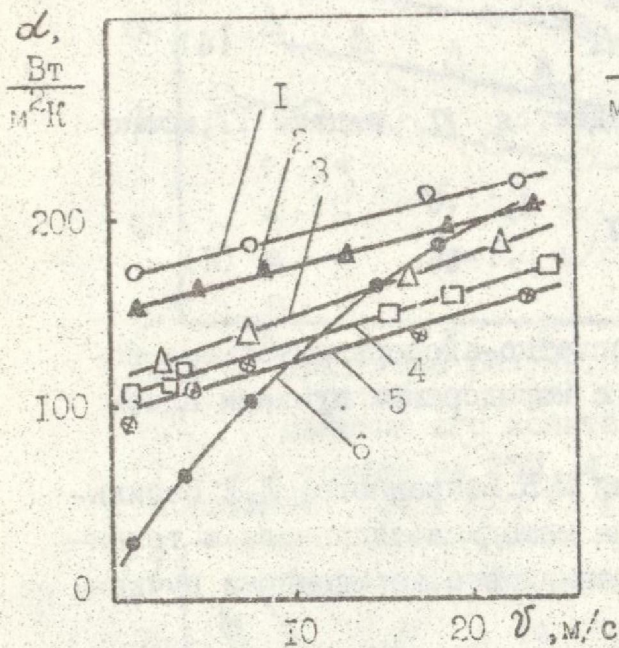


Рис. 1. Теплоотдача плоской ТТ в щелевом канале

	1	2	3	4	5
$\delta_3, \text{ мм}$	0,5	1,0	3,0	5,0	7,0

6 - расчет

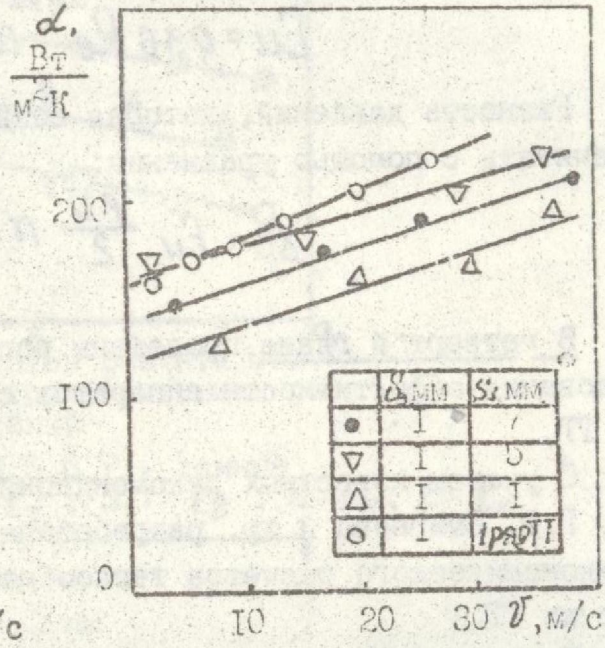


Рис. 2. Теплоотдача третьего ряда плоских ТТ

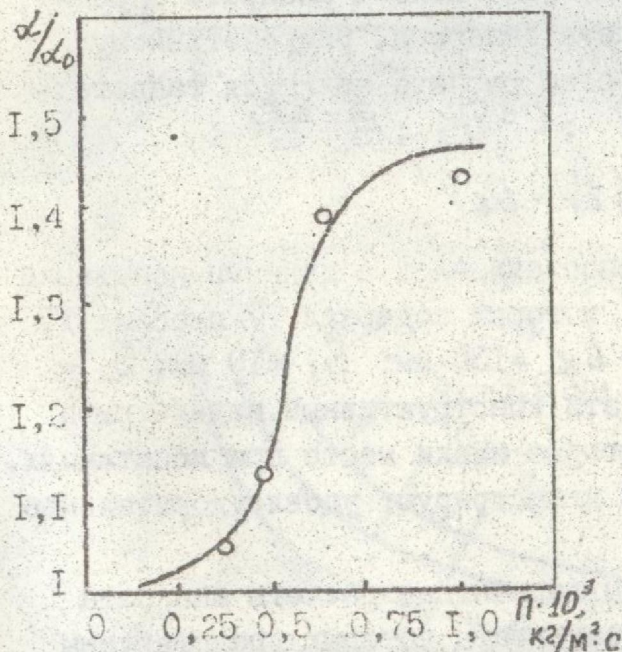


Рис. 3. Интенсификация теплоотдачи при испарительном охлаждении конденсатора ТТ

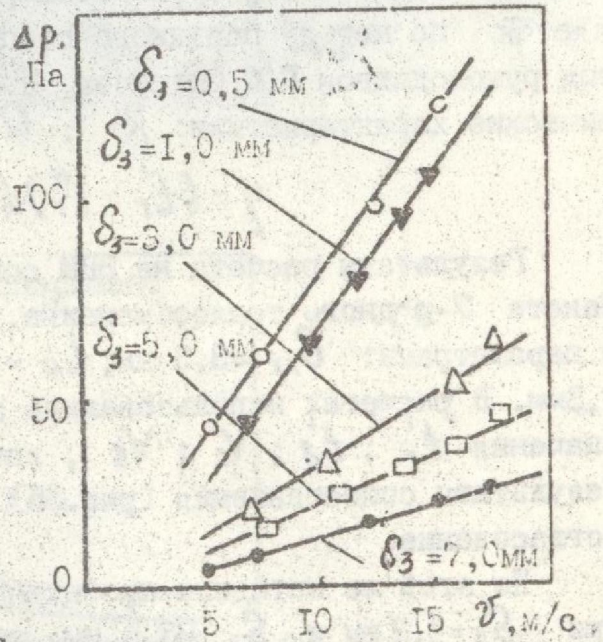


Рис. 4. Аэродинамическое сопротивление плоской ТТ

се и фактора стесненности потока. Опытные точки с погрешностью $\pm 17\%$ коррелируются соотношением:

$$Eu = 0,36 Re^{-0,15} a^{-0,3} \quad (4)$$

Разность давлений, которая создается n рядами ТТ, можно рассчитать с помощью уравнения:

$$\Delta p = Eu \frac{\rho v^2}{2} n \quad (5)$$

В четвертой главе проведены расчетно-экспериментальные исследования эффективности аппаратов с коридорными пучками плоских ТТ.

С учетом известных рекомендаций М.К.Безродного, Л.Л.Васильева, Г.Ф. Смирнова и др. разработана методика теплового и технико-экономического расчетов теплообменников с коридорными пучками плоских ТТ.

Исходными данными для расчета являются: t'_r ; t'_b ; V_r ; V_b ; конструктивные параметры ТТ и сведения о капиллярной структуре. Устанавливается число варьируемых параметров: n ; N ; S_1 ; S_2 ; L_k ; L_u . Программа предусматривает расчеты геометрических параметров аппарата и теплофизических свойств теплоносителей в зависимости от их температуры. Температурное поле в аппарате определяется по методу порядного расчета аппарата, разработанному под руководством Г.Ф.Смирнова. Итогом расчета являются теплотехнические характеристики: K ; Q ; $C = \frac{C_r}{C_b}$; $B = \frac{K_r}{C_r}$;

$$\eta = (t'_r - t''_r)(t'_r - t'_b)^{-1}$$

Результаты расчета на ЭВМ сопоставлялись с данными испытаний макета 7-рядного теплообменника, который содержал 77 плоских ТТ с параметрами: $\delta_{rr} = 3,3$ мм; $L_u = L_k = 130$ мм; $S_1 = 10$ мм; $S_2 = 6,3$ мм. В расчетах использовались эти конструктивные параметры и значения t'_r ; t'_b ; V_r ; V_b , которые имели место при испытаниях. Результаты сопоставления (рис. 5) иллюстрируют удовлетворительное согласование.

По этой же методике проведены вариантыные расчеты аппарата при $S_2 = 4,3$ мм и $S_2 = 3,8$ мм, результаты которых представлены на рис. 6 и 7. С помощью графиков (рис. 6,7) можно проводить экспресс-оценку эффективности системы с семирядным теплообменником при различных значениях S_1 , C_r , C_b .

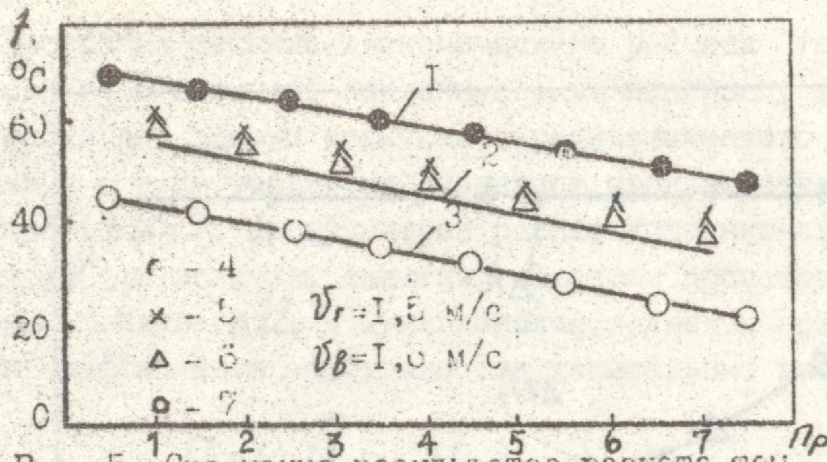


Рис. 5. Сравнение результатов расчета температурных полей теплообменника с данными его испытаний

1, 2, 3 - расчет на ЭМ; 4, 5, 6, 7 - данные испытаний; 1, 4 - t_r ; 2 - t_g ; 3, 7 - t_b ; 5 - t_u ; 6 - t_k

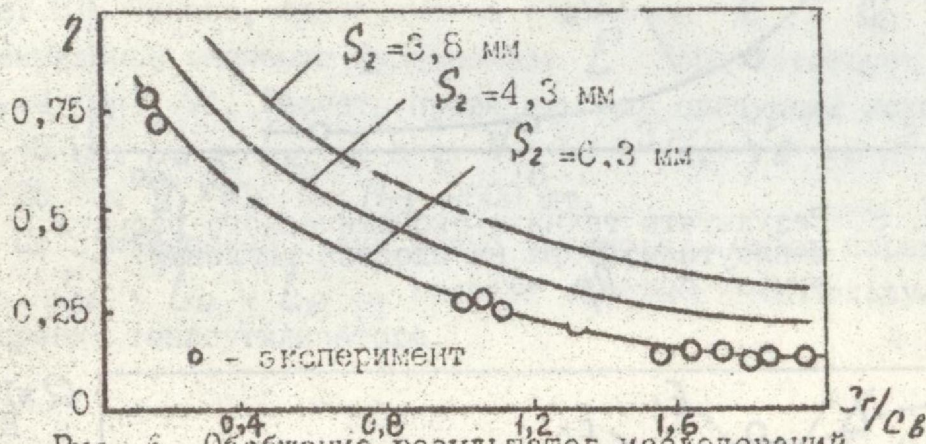


Рис. 6. Обобщение результатов исследований теплообменника на плоских тепловых трубах

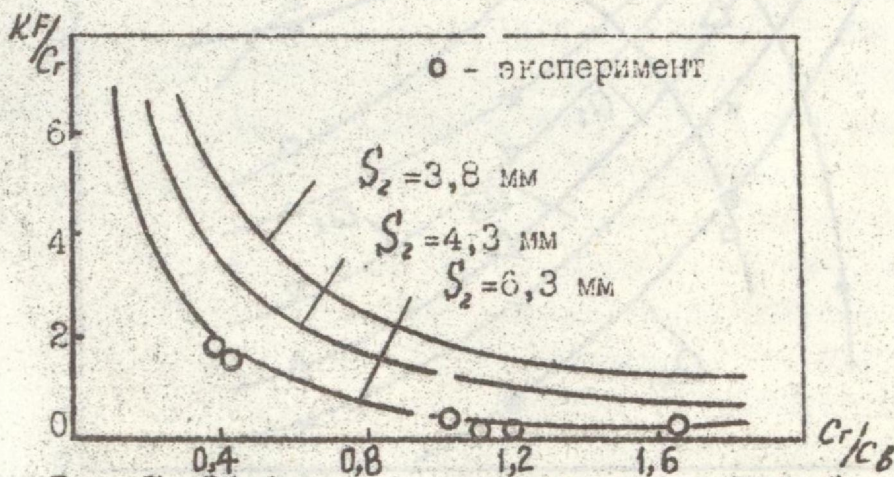


Рис. 7. Обобщение результатов исследований теплообменника на плоских тепловых трубах

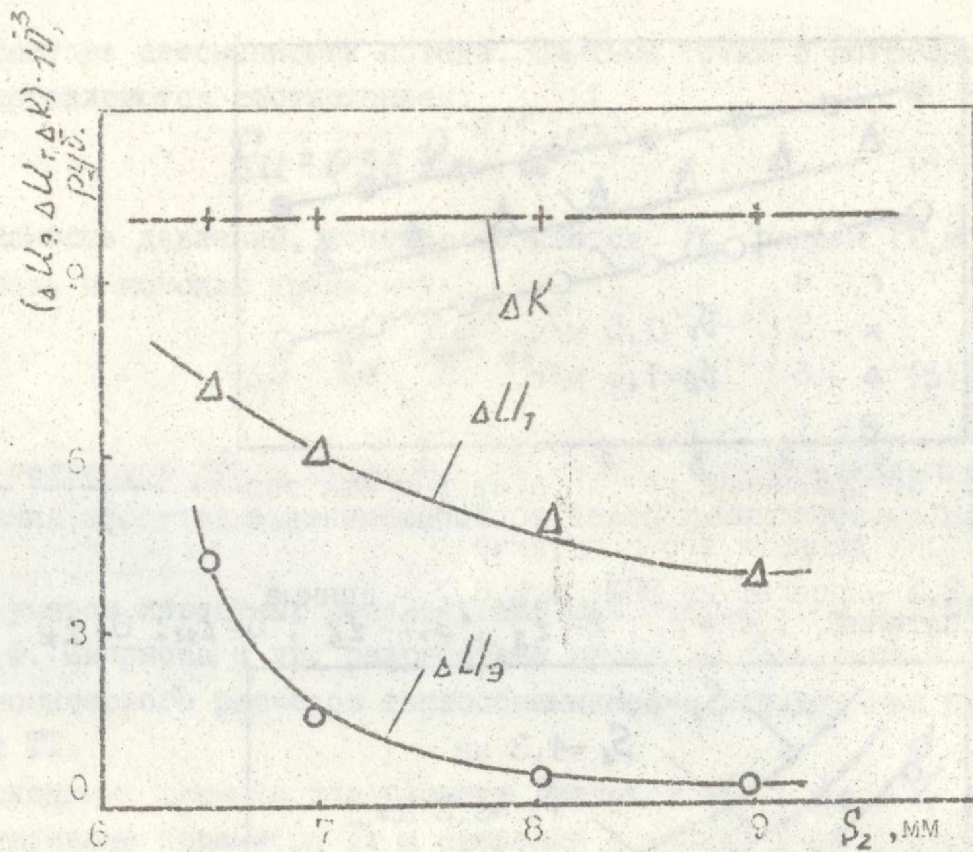


Рис. 8. Результаты технико-экономического расчета теплоутилизатора на плоских тепловых трубах при $Pr = 5$

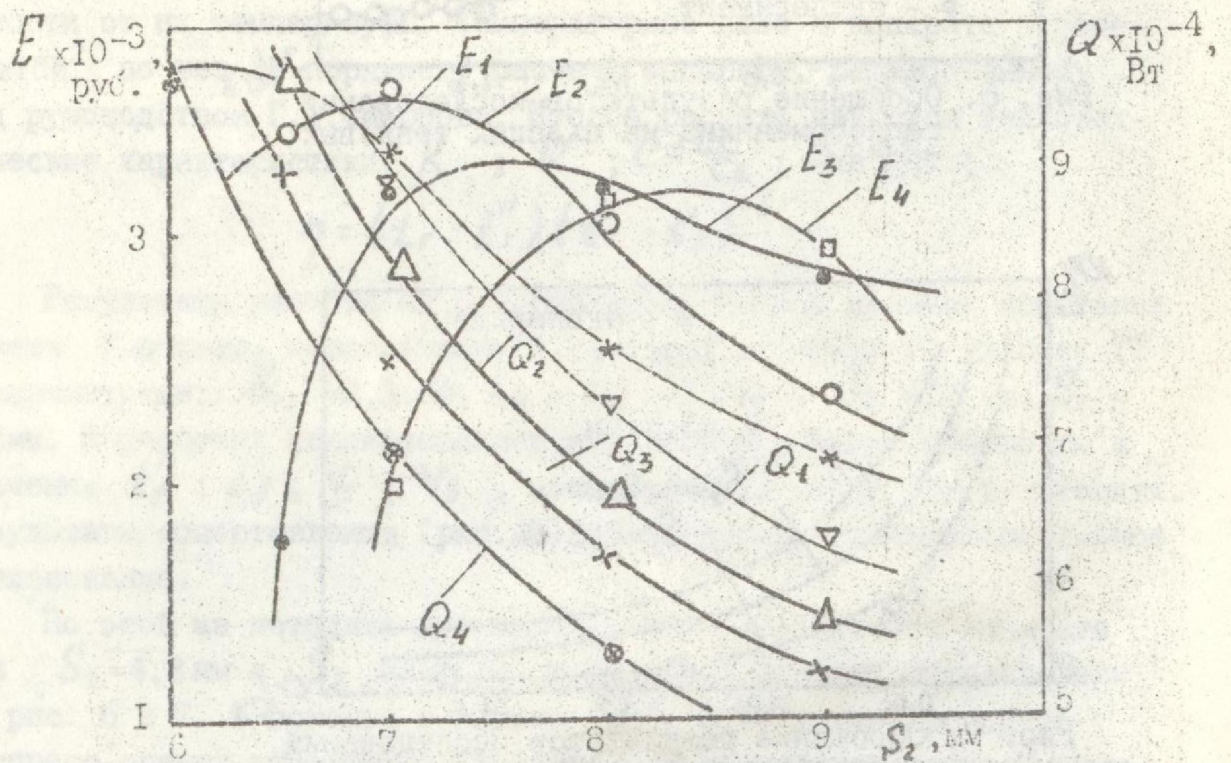


Рис. 9. Выбор рациональной компоновки теплоутилизатора на плоских тепловых трубах.

$E_1 - Pr = 3; E_2 - Pr = 4; E_3 - Pr = 5; E_4 - Pr = 6;$
 $Q_1 - Pr = 3; Q_2 - Pr = 4; Q_3 - Pr = 5; Q_4 - Pr = 6$

Программа технико-экономического расчета теплоутилизатора на плоских ТТ включает описанную выше программу теплового расчета и блоки для оценки величины аэродинамического сопротивления и связанные с этим увеличением издержек производства на привод вентилятора (ΔU_9). Предусмотрен расчет дополнительных капитальных затрат ΔK и величины снижения издержек производства за счет экономии топлива ΔU_T . Функционалом является прибыль при нормативном коэффициенте эффективности капитальных вложений, равным 0,15:

$$E = (\Delta U_T - \Delta U_9) - e \cdot \Delta K \quad (6)$$

Увеличение поперечного шага между ТТ снижает аэродинамическое сопротивление рекуператора и затраты на электроэнергию (ΔU_9) (рис. 8). Однако, одновременно снижается K и Q (рис. 9).

Максимальное значение функционала E соответствует $S_2 = 7$ мм, $Pr = 4$ (рис. 9). Расчеты проведены для следующих исходных данных: $\delta_{TT} = 5$ мм; $L_u = L_k = 1$ м; $V_r = 8$ м³/с; $V_b = 8$ м³/с; $t_r' = 70$ °С; $t_b' = 25$ °С; $S_1 = 10$ мм; $N_{TT} = 600$ шт.

По приведенной схеме можно установить набор параметров N_{TT} , Pr , S_2 , L_u , L_k , который обеспечит наибольшую прибыль от внедрения теплоутилизатора.

ВЫВОДЫ

1. При $Re < 10^5$ теплоотдача плоской ТТ может представляться моделью теплоотдачи при ламинарном обтекании плоской пластины скорректированной фактором стесненности потока в форме (1).

2. Теплоотдача плоских ТТ при $Re < 10^5$ в значительной мере определяется условиями стесненности потока. Степень влияния ν несколько снижается, а степень влияния фактора α резко возрастает при небольших зазорах ($\delta_3 < 3$ мм). Специфика теплоотдачи в этих условиях учитывается соотношением (2).

3. С помощью фактора стесненности потока обобщаются данные по аэродинамике ТТ в виде соотношения (4).

4. Испарительное охлаждение конденсаторов ТТ может более, чем в 1,5 раза интенсифицировать теплоотдачу. Наиболее заметный рост α наблюдается при $\Pi = (0,4 \dots 0,75) \cdot 10^{-3}$ кг/м²с).

5. Результаты тепло-аэродинамических исследований использованы в программах для ЕС ЭВМ теплового и технико-экономического расчетов теплообменников с плоскими ТТ.

6. Эффективная теплопередача в теплообменниках "газ-газ" может достигаться на пучках необребренных ТТ. Интенсификация теплоотдачи достигается за счет:

- плоской формы ТТ при толщине ТТ 3...5 мм (при этом характер обтекания ТТ подобен обтеканию плоской пластины);
- ширины ТТ в пределах 10...20 мм, что способствует искусственному прерыванию развития пограничного слоя;
- компоновки ряда ТТ при поперечном шаге между ТТ до 5 мм (такой ряд плоских ТТ выполняет роль турбулизирующей решетки и создает условия стесненности газового потока);
- компоновки рядов ТТ с шагом не менее 10 мм;
- коридорной компоновки ТТ, что создает неблагоприятные условия для отложения загрязнений и дает возможность осуществления простой механической чистки аппарата без его остановки.

7. Техничко-экономическую оптимизацию теплоутилизатора с коридорным пучком плоских ТТ можно проводить на основе соотношения (6). Максимальная прибыль от внедрения теплоутилизатора определяется соотношением дополнительных капитальных вложений с величинами сокращения издержек производства за счет экономии топлива и повышения издержек за счет возрастания аэродинамического сопротивления системы (рис. 8).

ПУБЛИКАЦИИ ПО МАТЕРИАЛАМ ДИССЕРТАЦИИ

1. Интенсивное энергосбережение в агропромышленной сфере на базе теплых труб и термосифонов. / О.Г.Бурдо, В.А.Соломыкин, С.Г.Терзиев, Мяо Юнсян. // Тез. докл. III Всесоюз. науч. конф. по проблемам энергетики теплотехнологии "Интенсивное энергосбережение в промышленной теплотехнологии". - (17-19 сентября 1991 г.) - М., 1991. - С. 65.
2. Юнсян Мяо, Мордынский В.П. Теплоотдача при обтекании воздухом плоской тепловой трубы в щелевом канале. // Тез. докл. IV Всесоюз. конф. молодых исследователей "Актуальные вопросы теплотехники и физической гидродинамики" - (27-29 марта 1991 г.) - Новосибирск, 1991.
3. *Burdo O.G. Hou Zengqi Miao Yongxiang. Heat Reaimes Providing of Apparatus on Heat Pipes Basis // Proc. Int. Symposium on Heat Pipe Research and Application, Shanghai (China), 24-27 April 1991. - Shanghai, 1991. - VI. - P.271-274.*

УСЛОВИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ТТ - тепловая труба; Nu - число Нуссельта; Re - число Рейнольдса; Pr - число Прандтля; Eu - число Эйлера; $a = \delta_3 / \delta_{TT}$ - фактор стесненности потока; δ - толщина, ззор; Π - плотность орошения; B - число единиц переноса тепла; C - полная теплоемкость потока; c_p - удельная теплоемкость; E - прибыль; F - площадь поверхности; K - коэффициент теплопередачи; L - длина, расстояние; N, n - число; P - давление; Q - тепловой поток; Γ - скрытая теплота парообразования; S_1 - расстояние между рядами ТТ; S_2 - поперечный шаг между ТТ; t - температура; V - объемный расход; Z - кратность орошения; v - скорость; α - коэффициент теплоотдачи; ρ - плотность теплоносителя; η - эффективность теплообменника, Индексы: K - конденсатор; $И$ - испаритель; 2 - горячий поток; $В$ - воздух; $з$ - зазор между ТТ; 0 - окружающая среда; p - ряды ТТ.

