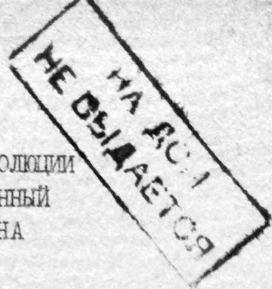


М 85495

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНОВ ЛЕНИНА, ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Н.Э.БАУМАНА



На правах рукописи

Красникова Оксана Кирилловна

УДК 621.59 (546.291:66.045.1)

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ
ТЕПЛООБМЕННИКОВ НА ОСНОВЕ СТОХАСТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

05.04.03. – Машины и аппараты хо-
лодильной и криогенной
техники и систем кон-
диционирования

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

Москва - 1992

55.89.81

Работа выполнена во Всесоюзном научно-исследовательском институте гелиевой техники (ВНИИГТ).

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Б.А.Иванов,
доктор технических наук,
профессор А.М.Макаров,
доктор технических наук,
профессор М.Ю.Боярский.

Ведущая организация - НПО "Криогенмаш".

Защита диссертации состоялась " 12 " МАРТА 1992 г. в
14 час на заседании специализированной комиссии при
Московском государственном университете по адресу: 107005, Москва,
ул. Мясницкая, д. 26, факультета "Энергомашини"

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
им. Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан " 12 " МАРТА 1992 г.

Ученый секретарь специализированной комиссии
доктор технических наук, профессор

М 85495



1085495

Красникова О.К. Разработк

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

актуальность работы. Возрастающая потребность в холоде на низком температурном уровне (2 - 15 K) в энергетике, электронике, вычислительной технике, радиоэлектронике и в других отраслях науки и техники привела к необходимости создания промышленных криогенных гелиевых установок (КТУ) и их серийного производства.

Впервые лабораторный ожижитель гелия был создан П.Л.Капицей еще в 1934 году, а промышленный выпуск рефрижераторов и ожижителей начат в нашей стране лишь с 1975 года.

Одной из причин, препятствовавшей созданию в нашей стране промышленных рефрижераторов и ожижителей, явилось отсутствие в отечественной технике производства теплообменных аппаратов (ТА), характеристики которых обеспечивали бы их успешное применение в сложных условиях функционирования криогенных гелиевых установок. Так, теплообменники КТУ должны обеспечивать возможность достижения высоких значений КПД, которые не только сокращают потери холода, но и принципиально необходимы для его получения (при недостаточно высоких КПД ожижение гелия невозможно вообще). Кроме того, эти теплообменники должны характеризоваться высокой надежностью при функционировании в условиях резких перепадов температур, компактностью, малой металлоемкостью и технологичностью изготовления.

В освоенных отечественной промышленностью аппаратах указанные требования не могли быть выполнены принципиально. Попытки использовать разработанные к тому времени в США высокoeffективные аппараты конструкции С.Коллинза успеха не имели из-за исключительно сложной технологии изготовления и, как следствие, высокой стоимости.

Указанные условия определили необходимость создания новых теплообменников, удовлетворяющих требованиям ТЗ на разработку КТУ и прежде всего методов, позволяющих решать две основные задачи проектирования таких аппаратов (как, впрочем, и любой другой системы):

- 1) задачу выбора структуры (облика аппарата);
- 2) задачу синтеза числовых значений параметров, определяющих конструкцию аппарата.

Многочисленные и несомненно полезные научные работы в области исследования теплообменных аппаратов, выполненные отечественными и зарубежными авторами, не могли составить основы методического обеспечения проектирования теплообменников КТУ, так как они не содержат всех необходимых методов и рекомендаций для разработки та-

ких аппаратов и, что самое главное, общим для этих работ исходным положением является допущение того, что основные параметры, определяющие конструкцию и условия функционирования теплообменников — детерминированные величины.

Такое допущение и методы исследования ТА на его основе, являясь приемлемыми для первичного, весьма грубого представления о существенных свойствах аппаратов, оказались непригодными для проектирования теплообменников КГУ.

Дело в том, что основные параметры, определяющие конструкцию и условия функционирования ТА, не являются детерминированными величинами, они случайны, так как случайны используемые для их расчетов характеристики, полученные на основе экспериментальных данных, случайны погрешности технологического характера, сопровождающие процесс изготовления элементов ТА и его сборки, и т.д. Следствием такой особенности является наличие весьма сложных связей между характеристиками конструкции аппарата и показателями качества реализуемого процесса, которые зачастую становятся определяющими как при выборе структуры, так и при синтезе его параметров.

Таким образом, для получения в достаточной мере строгих методов проектирования теплообменников КГУ необходимо изменить концепцию их создания — от традиционного подхода перейти к стохастическому, учитывающему случайность основных факторов.

Из сказанного следует, что проблема разработки методов проектирования теплообменников на основе стохастических моделей, обеспечивающих создание аппаратов, наилучшим образом удовлетворяющих требованиям к эксплуатационным и технологическим характеристикам, соответствующим условиям их функционирования, решению которой посвящена настоящая работа, является актуальной.

Цель настоящей работы выглядит следующим образом: в результате теоретических и экспериментальных исследований создать методику проектирования высокоэффективных теплообменников и на ее основе осуществить выбор структуры и синтез параметров конструкции, наиболее полно удовлетворяющей требованиям, предъявляемым к аппаратам криогенных установок.

Достижение цели обеспечивается решением ряда взаимосвязанных задач, основные из которых перечислены ниже.

1. Выбор и обоснование системы показателей и критериев, обеспечивающих оценивание эффективности аппаратов и позволяющих отдать

предпочтение одной конструкции перед другой в условиях стохастической неопределенности.

2. Создание системы математических моделей, обеспечивающих выявление и изучение свойств теплообменника как системы, особенностей поведения ТА, исследование существенных связей между элементами конструкции ТА и их влияния на качество процесса.

3. Исследование законов распределения случайных факторов, сопровождающих процесс создания и функционирования теплообменника, и оценка их влияния на эффективность аппаратов.

4. Определение способов сравнительной оценки интенсивности теплообмена в каналах различных типов теплообменных поверхностей (ТП).

5. Исследование интенсивности теплообмена в каналах различных типов теплообменных поверхностей на основе обобщения экспериментальных данных.

6. Экспериментальное исследование тепловых, гидродинамических, конструктивных и технологических свойств ТА, удовлетворяющих требованиям, предъявляемым к аппаратам криогенных установок (КУ).

7. Экспериментальная проверка допущений, принятых при теоретических (модельных) исследованиях.

8. Разработка методики проектирования (выбора структуры и синтеза параметров) ТА, обеспечивающей создание высокоэффективного аппарата применительно к заданным условиям его изготовления и функционирования.

На защиту выносятся следующие основные положения, обладающие научной новизной.

1. Традиционные общепринятые методы проектирования теплообменных аппаратов базируются на предположении, что основные параметры, определяющие конструкцию и условия функционирования теплообменника, являются детерминированными величинами.

Такое положение не позволяет создать в необходимой мере адекватную реальной ситуации расчетную модель, отражающую основные существенные стороны реальных аппаратов и процессов, происходящих при их функционировании.

В настоящей работе изменена концепция создания расчетных моделей – осуществлен переход от детерминистских методов к стохастическим, учитывающим случайность основных факторов, определяющих процессы создания и использования теплообменных аппаратов.

2. Поскольку значительная часть величин, характеризующих теплообменный аппарат, является случайной, то судить о степени при-

годности, эффективности аппарата можно только в вероятностном смысле. Эта особенность потребовала введения и обоснования в работе системы новых показателей и критериев, позволяющих в условиях неопределенности оценивать эффективность теплообменника и осуществлять выбор конструкции, наилучшим образом удовлетворяющей требованиям ТЗ.

3. Наиболее важным показателем, определяющим эффективность теплообменника, является вероятность пригодности его к эксплуатации, т.е. вероятность того, что значения всех (в том числе и случайных) характеристик конструкции и процесса, протекающего в аппарате, не выйдут за пределы, определяемые требованиями ТЗ. Ее вычисление требует знания законов распределения этих характеристик. Существенной характеристикой аппарата является закон распределения случайного термодинамического КПД теплообменника. Его определение выполнено методом стохастического моделирования с использованием ЭВМ, результат представлен в виде функции распределения и, что весьма важно, установлена зависимость характера закона распределения и числовых характеристик случайной величины КПД от основных параметров конструкции аппарата и условий его применения.

4. При определении структуры теплообменного аппарата естественно ориентироваться на теплообменные поверхности, обеспечивающие интенсивный процесс передачи тепла. Следовательно, необходимо знание некоторой характеристики интенсивности теплообмена в каналах ТП, использование которой обеспечило бы правильный выбор типа поверхности.

Разработанная в диссертации методика, основу которой составляет введенный показатель интенсивности теплообмена, позволила на единой методологической основе решить задачу измерения тепловых и гидродинамических свойств около 100 различных ТП, разработанных отечественными и зарубежными исследователями. Результаты сравнения этих ТП дали возможность высказать утверждение о том, что среди совокупности сопоставляемых поверхностей отсутствуют типы, обеспечивающие резкое (по сравнению с остальными) увеличение показателя интенсивности теплообмена. Иными словами, надежда на значительное увеличение интенсивности теплообмена за счет совершенствования конструкции ТП едва ли состоятельна. Более перспективным путем повышения интенсивности передачи тепла является уменьшение эквивалентного диаметра канала.

5. Основным результатом проведенных теоретических и экспери-

ментальных исследований явилось создание совокупности методов, обеспечивающих выбор структуры и синтез параметров теплообменника для КГУ, которые обеспечили создание теплообменника из витых, оребренных проволокой труб со статистически однородной структурой их взаимного расположения. Такая конструкция позволяет исключить вредное влияние погрешностей изготовления аппарата на величину термодинамического КПД, дает возможность компенсировать различие в длинах труб изменением заходности, гарантирует высокую надежность ТА на всем периоде эксплуатации. Сопоставление конструкции теплообменника с лучшими аппаратами, основу разработки которых составили детерминистские методы, показало значительное превосходство (в смысле эффективности) предложенного в работе теплообменника.

Апробация работы. Основные положения и результаты работ по теме диссертации докладывались на Международных конференциях по криогенной технике (Колорадо-Спрингс, 1983 г.; Москва, 1975 г.; Вашингтон, 1973 г.), на Всесоюзной конференции "Пути интенсификации производства с применением искусственного холода в отраслях агропромышленного комплекса, торговле и транспорте" (Одесса, 1989 г.); на Всесоюзной конференции "Интенсификация производства и применения искусственного холода" (Ленинград, 1986 г.); на Всесоюзной конференции "Повышение эффективности процессов и оборудования холодильной и криогенной техники" (Ленинград, 1981 г.); на III Всесоюзной конференции по криогенной технике (Балашиха, 1982 г.); на IV Всесоюзной конференции "Научно-технические проблемы и достижения в криогенной технике" (Москва, 1987 г.).

Конструкция теплообменника удостоена золотых медалей на международных (Брно, 1980 г. и Лейпциг, 1981 г.) и отечественных выставках (Москва ВДНХ, 1980 г.).

Теплообменник запатентован в США, ФРГ и Франции. В Германии фирмой "Мафа-Вурцен" в 1987 году закуплена лицензия на конструкцию теплообменника и оборудование для его изготовления.

Опубликовано по теме диссертации 69 печатных работ (в том числе 15 авторских свидетельств).

Практическая значимость результатов работы. Разработанная на основе выполненных исследований высокоэффективная конструкция теплообменника используется в промышленных криогенных гелиевых и воздухоразделительных установках:

КТУ-4/4,2; КТУ-150/4,5; КТУ-250/4,5; КТУ-500/4,5;
КТУ-1600/4,5; КТУ-6000/20 (производство НПО "Телиймаш").

ОГ-400; РГ-200; РГ-800; РГ-2000; НО-400; НО-800 (производство
НПО "Криогенмаш").

АК-0,6; К-0,15; КжКАж-0,25; А-0,6; К-0,4; КжКАж-0,5; Ак-1,5;
АжжКААрж (производство НПО "Кислородмаш").

КжАж-0,05; КжА-0,06; Ак-0,135 (производство СЗКМ).

АКДС-70М; СКДС-70 (производство НПО "Телиймаш"; ОЗКМ).

Экономия средств от внедрения разработанной конструкции теплообменника в криогенную технику составляет более 1,5 млн. рублей и более 300 т металла в год.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, списка использованной литературы и содержит 259 страниц основного текста, 65 рисунков, 8 таблиц и одну номограмму. Список использованной литературы содержит 118 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении проведен анализ процесса функционирования криогенных установок, сформулированы общие существенные требования к их теплообменным аппаратам, рассмотрены причины, сдерживающие создание высокоэффективных теплообменников, сделан краткий обзор работ отечественных и зарубежных авторов, выполненных в области разработки теплообменной аппаратуры. Сформулированы цель и задачи научного исследования, приведено краткое содержание разделов диссертации.

Глава I. Математическое моделирование процесса функционирования теплообменника.

Основной целью разработки (проектирования) теплообменника является выбор такого технического решения, которое удовлетворяло бы требованиям технического задания (требованиям к эксплуатационным и технологическим характеристикам аппарата, соответствующим условиям его функционирования).

Выбор структуры ТА, т.е. составляющих его элементов и связей между ними, относится к классу формально неразрешимых задач и осуществляется на основе опыта, интуиции разработчика, его способности к ассоциациям и т.д. Результатом решения этой задачи является математическое описание структуры, т.е. формирование математической модели ТА выбранной структуры, отражающей основные существен-

ные ее стороны.

При математическом моделировании систем, даже таких простых, какими являются теплообменные аппараты, далеко не всегда удается связать параметры какими-либо математическими уравнениями ввиду сложности их функционирования и создания. Здесь целесообразно использовать комбинацию аналитического и алгоритмического подходов, которая наиболее полно реализуется в методе имитационного моделирования, обеспечивающего исследование процессов, происходящих в системе, при наиболее полном учете различных и, что весьма важно, случайных факторов.

В общем случае лишь после получения с помощью такой модели данных об особенностях слабо изученных явлений и процессов можно вводить обоснованные упрощения и формализовать систему в виде аналитической модели, которая в отличие от алгоритмической дает возможность вести исследования в широком диапазоне изменения входных параметров.

Задача выбора числовых значений параметров системы (ТА) при заданной структуре решается с использованием модели, как правило, формальными методами и сводится к определению вектора значений параметров, удовлетворяющих условиям, заданным для проектирования системы. В общем случае может иметь место множество разрабатываемых систем, параметры которых удовлетворяют требованиям ТЗ. Из них следует выбрать такую, которая удовлетворяет требованиям наилучшим образом. Для постановки и решения подобных задач необходимо ввести понятие эффективности системы (ТА) и определить общие положения оценивания ее эффективности.

Эффективным условимся называть теплообменник, структура и совокупность числовых значений параметров которого наилучшим образом (в смысле выбранного показателя) удовлетворяет требованиям ТЗ (требованиям к процессу функционирования, эксплуатационным и технологическим характеристикам).

Достаточно полное (на начальных стадиях исследования) представление об эффективности ТА (о степени соответствия ТА своему назначению) дает введенный в работе показатель $R_{\text{пр}}$ — вероятность пригодности аппарата к эксплуатации. Сущность его сводится к следующему.

В условиях реального производства изготовление каналов ТА сопровождается случайными технологическими погрешностями, вследствие чего водяные эквиваленты потоков, площадь теплопередающих поверх-

ностей, коэффициенты теплоотдачи и гидравлического сопротивления случайным образом отклоняются от расчетных значений. Результатом этого может быть невыполнение требования к величине КПД (η_t) либо выход энергетических потребностей (N) ТА за допустимые пределы, либо то и другое одновременно. Любое из перечисленных событий делает аппарат непригодным к эксплуатации. Таким образом, в условиях реального производства судить о пригодности ТА к эксплуатации можно только в вероятностном смысле.

Выражение для вероятности пригодности ТА к эксплуатации может быть представлено в следующем виде:

$$P_{np} = P_{npN} [1 - F_N(\eta_t)] \quad , \quad (I)$$

где:

первый сомножитель есть вероятность того, что отклонения расходов энергии в каналах ТА будут находиться в пределах допусков, оговоренных в ТЗ;

второй сомножитель – вероятность выполнения неравенства

$N_t > \eta_{t, \text{тр}}$ при условии, что отклонения расходов энергии находятся в пределах допусков.

Наиболее сложным является определение второго сомножителя, так как он включает закон распределения случайного КПД N_t как функции числовых характеристик (при известных законах распределения) указанных выше случайных величин. Отыскание закона распределения N_t выполнено в работе методом статистического моделирования с использованием ЭВМ.

Для решения задачи используется известный прием, позволяющий заменить реальную схему ТА с изолированными каналами более простой, удобной для исследования: реальный ТА с n_k каналами для потоков А и В представляется в виде совокупности n_k элементарных теплообменников, состоящих из одного канала потока А и одного канала потока В, взаимодействующих только между собой. Для схемы ТА с изолированными каналами

$$\eta_t = \begin{cases} \frac{1}{W_B} \sum_{i=1}^{n_k} W_{Ai} Z_i, & \text{если } W_A > W_B, \\ \frac{1}{W_A} \sum_{i=1}^{n_k} W_{Ai} Z_i, & \text{если } W_A \leq W_B, \end{cases} \quad (2)$$

где:

$$Z_i = \frac{1 - e^{-\frac{K_i F_i}{W_{Ai}} (1 - \frac{W_{Ai}}{W_{Bi}})}}{1 - \frac{W_{Ai}}{W_{Bi}} e^{-\frac{K_i F_i}{W_{Ai}} (1 - \frac{W_{Ai}}{W_{Bi}})}} \quad , \quad (3)$$

K_i - коэффициент теплопередачи,

F_i - площадь теплопередающей поверхности,

W_{Ai}, W_{Bi} - водяные эквиваленты потоков элементарного (с номером i) теплообменника.

Величины K_i , F_i , W_{Ai} , W_{Bi} являются случайными. Однако особенности структур (2) и (3), а также относительная малость характеристик погрешностей изготовления каналов ТА позволяет полагать (это показано в работе) F_i и K_i детерминированными величинами, рассматривая КПД как функцию только случайных величин W_{Ai} и W_{Bi} .

Выражения для водяных эквивалентов каналов элементарных ТА представляются в виде

$$W_{Ai} = W_A \frac{X_{Ai}}{\sum_{i=1}^{n_K} X_{Ai}}, \quad W_{Bi} = W_B \frac{X_{Bi}}{\sum_{i=1}^{n_K} X_{Bi}}, \quad (4)$$

где $X_{Ai} = Y_{Ai}^{\gamma}$, $X_{Bi} = Y_{Bi}^{\gamma}$,

Y_{Ai} и Y_{Bi} - случайные характеристики поперечных размеров каналов ТА;

γ - показатель степени, величина которого определяется режимом течения и геометрическими характеристиками каналов.

В работе показано, что в реальных условиях производства распределение $X_{A(s)i}$ близко к нормальному,

$$m_x = 1, \\ \sigma_x = \gamma \sigma_y,$$

где σ_y - СКО случайной величины $Y_{A(s)}$ (характеристика точности изготовления каналов).

Закон распределения случайной величины КПД представляется в виде функции распределения $F_N(\eta_t)$. График такой функции применительно к условиям функционирования ТА I КГУ-250/4,5 для некоторых фиксированных значений числа каналов n_K , характеристики погрешностей изготовления каналов σ_x и величины NTU показан на рис. 1.

Пользуясь подобными графиками, нетрудно найти вероятность выполнения неравенства

$$N_t > \eta_{t_{\text{тр}}}$$

и оценить степень пригодности ТА к эксплуатации.

Результаты моделирования позволяют определить следующие основные свойства функции распределения КПД.

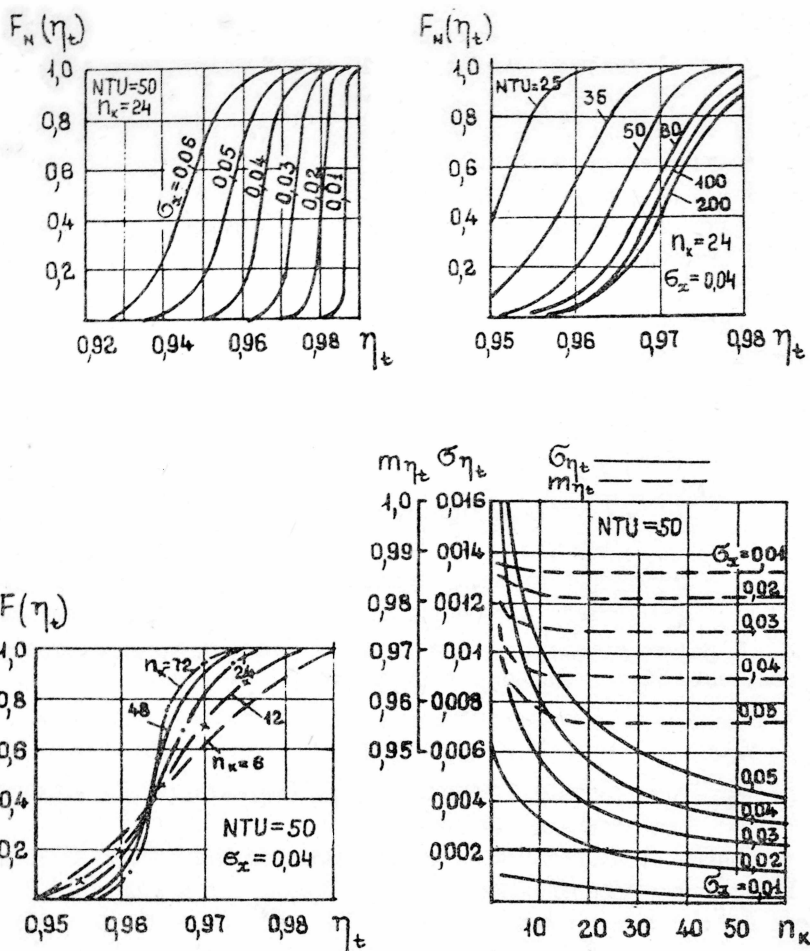


Рис. I Зависимость вида функции распределения случайной величины КПД $F_N(\eta_t)$ и ее числовых характеристик $m\eta_t$ и σ_{η_t} от σ_x , NTU и n_k .

1. При фиксированных NTU и n_k с увеличением σ_x математическое ожидание КПД $m\eta_t$ уменьшается и увеличивается дисперсия $\sigma_{\eta_t}^2$. Это приводит к уменьшению вероятности

$$P_N(H_t > \eta_{tpr}) = 1 - F_N(\eta_{tpr})$$

при увеличении σ_x для любого заданного η_{tpr} .

2. При фиксированных n_k и σ_x с увеличением NTU значение $F(\eta_{tpr})$ уменьшается для любых η_{tpr} . Следовательно в этих условиях $P_N(H_t > \eta_{tpr})$ тем больше, чем больше NTU.

3. При фиксированных NTU и σ_x с увеличением n_k математическое ожидание $m\eta_t$ в области малых n_k уменьшается и затем остается практически постоянным. СКО σ_{η_t} при этом монотонно уменьшается, асимптотически приближаясь к нулю. С увеличением n_k распределение H_t стремится к нормальному. Свидетельством этому является быстрая сходимость к нулю коэффициентов асимметрии и эксцесса H_t . При $n_k \rightarrow \infty$ нормальная функция распределения $F_N(\eta_t)$ вырождается в ступенчатую.

Первые два свойства функции $F_N(\eta_t)$ достаточно очевидны, их практический смысл сводится к тому, что вероятность выполнения неравенства

$$H_t > \eta_{tpr}$$

тем больше, чем меньше характеристики погрешностей изготовления каналов и больше NTU. Здесь роль математического моделирования сводится к получению количественных соотношений между параметрами $F_N(\eta_t)$ и значениями n_k , NTU и σ_x .

Третье свойство не является тривиальным, оно позволяет сформулировать важнейший вывод: с увеличением числа пар каналов n_k при соответствующем уменьшении размеров их поперечных сечений вероятность пригодности ТА к эксплуатации растет при прочих равных условиях проектирования.

Сказанное справедливо лишь для случая, когда элементы поверхности ТА не соединяются посредством пайки, сварки или склеивания, так как в противном случае с увеличением числа каналов (с уменьшением размеров их поперечных сечений) растут относительные величины σ_x и показатель эффективности ТА $R_{пр}$ имеет тенденцию к уменьшению при увеличении n_k .

Предложенный метод определения вероятности пригодности к эксплуатации ТА с изолированными каналами сравнительно просто распространяется на схему аппарата с общим для потока В каналом. В

главе определен алгоритм вычисления $P_{пр}$ для такой схемы ТА, найдены области преимущества (в смысле вероятности пригодности к эксплуатации) аппаратов с изолированными и общим для потока В каналами. Показано, что и в этом случае увеличение числа каналов потока А приводит к повышению эффективности ТА при фиксированных характеристиках точности изготовления.

Важным свойством ТА, в значительной мере определяющим его качество, является безотказность его функционирования в течение срока эксплуатации. В главе рассматривается решение задачи оценивания вероятности его безотказной работы для случая, когда потери, связанные с отказом, удается представить в стоимостном выражении.

Таким образом, в первой главе разработаны стохастические модели теплообменных аппаратов, определены методы оценивания их эффективности, исследованы взаимосвязь и влияние основных конструктивных характеристик на эффективность аппарата как системы.

Глава 2. Исследование интенсивности теплообмена в каналах различных типов теплообменных поверхностей (ТП).

Глава посвящена исследованию интенсивности теплообмена при вынужденной конвекции однофазных сред и определению достигнутого уровня интенсификации этого процесса с целью получения исходных данных для выбора типа и геометрических параметров ТП, обеспечивающих интенсивный теплообмен в условиях функционирования аппаратов КГУ.

Исследование процесса теплообмена в отдельных ТП по отношению к теплообменному аппарату есть исследование более низкого уровня, на котором изучаются состав и свойства элементов системы, т.е. исследование ТП является квалитетической задачей. На этом уровне исследования понятие эффективности еще не вводится, так как оно имеет смысл по отношению к системе (ТА в данном случае), для которой формулируется требуемый результат, отражающий цель применения. При создании ТА нельзя ориентироваться только на эффекты отдельных ТП, необходимо учитывать их взаимодействие. Именно взаимодействие формирует качество ТА как активного средства, а качество определяет обобщенное свойство – эффективность.

Таким образом, выбор типов ТП и их геометрических характеристик должен осуществляться из условия обеспечения эффективности ТА в целом, а не из условия максимума некоторой меры интенсивности

теплообмена на стороне каждого из потоков, тем более, что в общем случае последнее в конструкции аппарата практически неосуществимо.

Тем не менее назначение ТА — передача тепла, и при прочих равных условиях ТА тем эффективнее, чем интенсивнее осуществляется процесс теплообмена в нем.

Основным путем получения информации о свойствах ТП является эксперимент, сущность которого сводится к наблюдению значений основных выходных параметров (мер интенсивности теплообмена и требуемой для этого процесса энергии) при фиксированных значениях контролируемых переменных. Проведение такого эксперимента для известной совокупности различных ТП связано с нереально большим расходом материальных и временных ресурсов.

В связи с этим целесообразным следует считать путь использования многочисленных результатов экспериментальных исследований ТП, выполненных отечественными и зарубежными учеными.

Накопленная к настоящему времени количественная информация о тепловых и гидравлических свойствах ТП сводится к результатам исследования около 100 различных ТП, выполненных В.Н. Антуфьевым, А.А. Гухманом, А. Жукаускасом, Р. Кохом, В.К. Мигаем, В.И. Гомелари, В.Г. Баклановой, Е.И. Микулиным, Ю.А. Шевичем, В.А. Кирпиковым, Э.К. Калинин и др.

Они являются сторонниками различных гипотез интенсификации теплообмена, однако, в настоящем исследовании интересны не столько сами гипотезы, сколько конкретные результаты, полученные исследователями, являющиеся исходными данными для совместной обработки.

С учетом сказанного целью исследования является количественная оценка (на основе имеющихся в литературе данных) зависимости характеристик процесса теплообмена и гидравлического сопротивления в каналах различных типов ТП от их формы, характерного размера (d_h) и режима течения.

Основой такой оценки является показатель, определяющий степень соответствия ТП своему назначению в любых практически возможных условиях применения.

Интенсивность теплообмена при вынужденной конвекции принято оценивать коэффициентом теплоотдачи α . С учетом затрат энергии на организацию процесса теплообмена коэффициент теплоотдачи может быть выражен следующей формулой:

$$\alpha = \sqrt{\frac{f}{f_0}} \left(\frac{N}{Q} \right)^{1/2} \Delta t^{-1/2} \frac{1,41 \cdot C_p^{3/2} \cdot \rho}{Pr}, \quad (5)$$

где:

- $\int$ и f - интегральные тепловые и гидродинамические характеристики ТП соответственно;
 Q - количество переданного тепла;
 N - расход энергии;
 Δt - разность температур стенки канала и потока;
 C_p, ρ, R_τ - теплоемкость, плотность, число Прандтля соответственно.

Величины Q , N , Δt , C_p , ρ , R_τ , входящие в правую часть (5), - это параметры, определяющие условия функционирования ТП.

Отношение $\frac{Q^3}{f}$, являющееся функцией Re , есть характеристика конкретной ТП. Величина Re полностью определяется условиями функционирования и характерным линейным размером (d_Σ) поверхности. Поэтому вместо α в качестве показателя интенсивности теплообмена в каналах ТП (показателя соответствия конструкции ТП своему назначению) можно принять это отношение или какую-либо его функцию.

В настоящей работе в качестве показателя интенсивности теплообмена принята величина

$$P_3 = \sqrt{\frac{Q^3}{f}}. \quad (6)$$

При заданных условиях функционирования показатель P_3 однозначно определяет интенсивность свойства теплообменной поверхности передавать тепло, так как величина коэффициента теплоотдачи α прямо пропорциональна P_3 .

Показатель P_3 может быть использован для оценивания теплообмена (сравнения ТП) в условиях любой из традиционных для теплоэнергетики задач:

- 1) по количеству передаваемого тепла Q при заданных расходе энергии N и площади F ;
- 2) по расходу энергии N при заданных Q и F ;
- 3) по площади F при заданных Q и N .

Действительно, из решения системы уравнений теплового и энергетического балансов имеем:

$$\frac{Q^3}{N F^2} = P_3^2 \Delta t^3 \frac{2 C_p^3 \rho^2}{R_\tau^2}. \quad (7)$$

Левая часть выражения (7) содержит величины Q , N , F , каждая из которых в традиционной постановке задачи является одним из показателей интенсивности теплообмена в каналах ТП, а две дру-

гие составляют систему ограничений. Правая часть включает показатель P_9 и фиксированные параметры процесса Δt , C_p , ρ , P_r . Отсюда следует, что показатели Q , N , F для трех традиционных задач являются частными по отношению к P_9 и могут быть вычислены по его известному значению при прочих заданных условиях.

Таким образом, показатель P_9 обобщает совокупность показателей и ограничений, используемых обычно в условиях оценивания интенсивности теплообмена в каналах ТП применительно к трем традиционным в теплоэнергетике задачам.

При сопоставлении различных типов ТП показатель интенсивности теплообмена в каналах каждой ТП представляется в долях меры интенсивности хорошо изученного процесса в гладкой прямой трубе круглого сечения (базовой "нулевой" ТП) при условии, что обе ТП находятся в одинаковых условиях функционирования и имеют равные значения характерного линейного размера $d_{9i} = d_{90}$:

$$\overline{P}_{9i} = \frac{P_{9i}}{P_{90}} \quad (8)$$

Показатель $\overline{P}_9$ позволяет наглядно оценить эффект интенсификации теплообмена за счет изменения формы теплообменной поверхности.

Результаты оценивания ТП с использованием показателей интенсивности теплообмена представляются графически в системе координат $P_9 Re_i$ и $P_9 Re_0$. На итоговый график наносятся лишь наибольшие из достигнутых при испытаниях данного типа ТП значения показателя ($\max \overline{P}_{9i}$).

Число поверхностей с разнообразной геометрией каналов, исследованных при разных режимах течения, весьма велико. Их множество для удобства исследования и наглядности представления результатов разделено на три класса (А, В и С) по следующим признакам.

К классу А отнесены ТП, представляющие собой отдельные изолированные каналы с гладкой поверхностью стенок. Основной особенностью ТП класса А является естественное развитие процесса без каких-либо воздействий на движущийся поток.

Каналы ТП класса А могут иметь разную форму поперечного сечения. В теплообменных аппаратах преимущественно применяются каналы с круглой, овальной, прямоугольной и треугольной формами поперечного сечения.

К классу В отнесены ТП из отдельных изолированных каналов, стенки и внутреннее строение которых представляют сравнительно сло-

жные структуры, образованные вставками в каналы и выступами на их стенках. Вставки и выступы изменяют по сравнению с ТП класса А характер течения: турбулизируют поток, создают отрыв потока, его закрутку и т.д.

Вследствие этого происходит разрушение и обновление пограничного слоя, его толщина уменьшается, соответственно снижается термическое сопротивление передаче тепла от стенки к потоку и повышается интенсивность теплообмена.

Форма вставок и выступов разнообразна. Она выбирается на основе той или иной гипотезы интенсификации теплообмена. Целью создания ТП класса В является улучшение по сравнению с гладким каналом (ТП класса А) условий теплообмена безотносительно к конкретному теплообменному аппарату.

К классу С относятся поверхности, являющиеся элементами реальных конструкций теплообменников: трубчатых, пластинчатых, сетчатых, матричных и др. Здесь форма, размеры каналов и вид ТП определяются не столько стремлением повысить интенсивность теплообмена какой-либо одной ТП, сколько требованием повышения эффективности ТА в целом в условиях режима его функционирования. Элементами таких ТП могут быть ТП классов А и В.

Интенсивность теплообмена в каналах ТП рассмотренных классов оценена с использованием показателей P_2 и $\bar{P}_2$ в зависимости от режима течения и формы теплообменной поверхности. Получены следующие результаты.

ТП класса А. При ламинарном режиме течения показатель интенсивности теплообмена зависит от формы поперечного сечения канала. Наибольшие значения показателя достигнуты в каналах-щелях, поперечное сечение которых не имеет углов (в щелях овальной формы $\max \bar{P}_2 \approx 2,2$, в каналах с треугольной формой поперечного сечения $\max \bar{P}_2 \approx 0,6$).

Полученный результат хорошо отражает физические особенности теплообмена при ламинарном течении: увеличение показателя P_2 в узких каналах-щелях является следствием повышения теплопроводности тонких слоев текучей среды, а его уменьшение в каналах, имеющих углы, происходит из-за менее интенсивного по сравнению с ядром потока теплообмена в углах и образования в них застойных зон.

При переходе ламинарного течения в турбулентное зависимость показателя интенсивности теплообмена от формы поперечного сечения каналов уменьшается и при развитом турбулентном течении не обнаруживается. Этот результат является следствием особенностей турбулен-

тных течений, при которых из-за перемешивания потока создаются одинаковые условия теплообмена в каналах с разной формой поперечного сечения.

III класса В. При ламинарном течении в области малых чисел Re_0 ($Re_0 < 50$) интенсификация теплообмена за счет использования вставок в каналы и выступов на их стенках не происходит. Более того, интенсивность теплообмена в таких каналах может быть ниже чем в гладких из-за образования между выступами застойных зон, повышающих термическое сопротивление передаче тепла.

В ламинарной, переходной и частично турбулентной областях течения ($Re_0 \approx 10^2 - 5 \cdot 10^4$) достигнуто наибольшее увеличение показателя $\bar{P}_0$ в каналах с равномерно расположенными поперечно обтекаемыми вставками-цилиндрами, турбулизирующими поток по всему сечению ($\max \bar{P}_0 \approx 11$ при $Re_0 \approx 2 \cdot 10^3$).

При развитом турбулентном течении в области больших чисел Re_0 ($Re_0 \approx 5 \cdot 10^4 - 10^6$) наибольшее увеличение показателя интенсивности теплообмена достигнуто в каналах с выступами и вставками, турбулизирующими поток в пристеночной зоне канала ($\max \bar{P}_0 \approx 1,8$).

Результаты оценивания по показателю $\bar{P}_0$ разнообразных III класса В выявили важную закономерность: основным фактором при достижении $\max \bar{P}_0$ является не форма вставок и выступов, а их размеры и взаимное расположение.

III класса С. Во всех исследованных областях чисел Re_0 наибольшие значения показателя интенсивности теплообмена для III этого класса несколько ниже величин $\max \bar{P}_0$, достигнутых для III классов А и В.

Более низкие значения $\max \bar{P}_0$ для III класса С, чем для отдельных каналов III классов А и В, вполне закономерны, так как достижение высоких значений показателя интенсивности теплообмена в реальных промышленных аппаратах препятствуют многие факторы, такие как сопрягаемость каналов в данном типе конструкции ТА, особенности технологии изготовления и др.

Области значений показателей интенсивности теплообмена $\bar{P}_0$ и P_0 для множества III всех рассмотренных классов поверхностей в диапазоне чисел $Re \approx 10 - 10^6$ показаны на рис. 2 и 3.

Из анализа графика рис. 2 следует, что наибольший эффект интенсификации теплообмена за счет изменения формы поверхности каналов достигается в интервале чисел Re_0 , соответствующих для гладкого канала переходному режиму течения ($\max \bar{P}_0 \approx 11$). При ламинар-

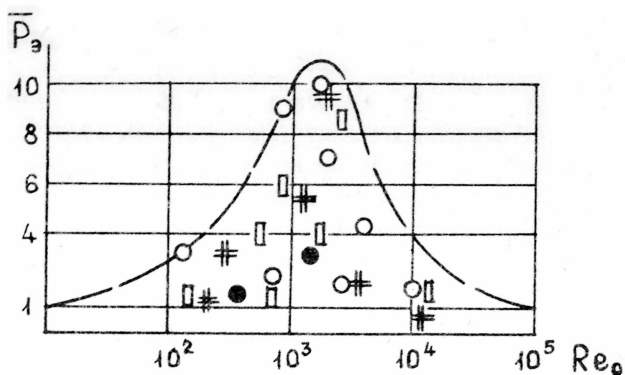


Рис. 2 Наибольшие значения показателя интенсивности теплообмена $\overline{P}_3$, достигнутые в различных типах ТП: ○ - трубчатые; □ - пластинчатые; # - сетчатые; ● - шаровые

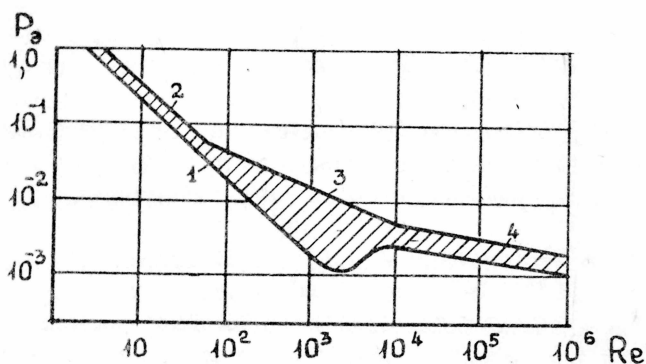


Рис. 3 Область, в пределах которой находятся значения показателя P_3 для ТП, имеющих преимущества перед гладкой прямой трубой:

1 - гладкая прямая труба; 2 - щели; 3 - пучки труб; 4 - трубы с выступами

ном и турбулентном режимах течения эффект интенсификации теплообмена уменьшается. При этом в области малых и больших чисел Re значение показателя P_3 стремится к единице.

На множестве исследованных ТП не обнаружена поверхность с доминирующим значением показателя интенсивности теплообмена во всем рассмотренном диапазоне чисел Re .

Различные типы поверхностей, с геометрическими характеристиками которых достигнут наибольший эффект интенсификации теплообмена, мало отличаются друг от друга по значению $\max P_3$.

Из анализа графика рис. 3 следует, что собственные значения показателя P_3 для всех исследованных ТП увеличиваются с уменьшением чисел Re .

Этот результат свидетельствует о том, что с целью интенсификации теплообмена следует стремиться к уменьшению рабочих чисел Re , т.е. для ТП всех типов выгодно иметь минимально возможное значение характерного линейного размера d_3 . Для всех ТП имеет место зависимость:

$$\text{при } d_3 \rightarrow 0 \quad Re = \frac{d_3 \bar{W}}{\mu} \rightarrow 0 \quad \text{и} \quad \lim_{Re \rightarrow 0} P_3 = \infty.$$

Для каждого типа ТП из-за технологических ограничений существует некоторое предельное наименьшее значение d_3 . Создание каналов с меньшими, чем это значение d_3 , невозможно.

В дополнение к сказанному следует отметить, что при фиксированных характеристиках производственных погрешностей попытка увеличить среднюю величину P_3 за счет повышения компактности ТП (за счет уменьшения d_3) может привести к ее уменьшению. Эта особенность тем существеннее, чем сложнее ТП, т.е. чем большим числом геометрических параметров она характеризуется.

Следовательно стремление к уменьшению d_3 с целью повышения интенсивности теплообмена целесообразно лишь до некоторого значения d_3^* , различного для разных конструкций ТП. К сожалению данные о величинах d_3^* в известной литературе отсутствуют. Очевидно до определения этого значения d_3^* следует проявлять осторожность при создании высококомпактных поверхностей за счет уменьшения d_3 .

Таким образом, во второй главе изложена методика оценивания интенсивности теплообмена в условиях функционирования ТА КГУ (вынужденная конвекция однофазных сред). Ее основу составляет показатель, учитывающий взаимосвязь характеристик теплообмена и гидрав-

лического сопротивления. Получена зависимость показателя интенсивности теплообмена от характеристик режима течения, формы и размеров каналов ТП. Определены наибольшие значения показателя интенсивности теплообмена, достигнутые в каналах различных типов ТП.

Глава 3. Витой из оребренных проволокой труб теплообменник. Выбор структуры и синтез параметров

Приведенные в предыдущих главах результаты исследования позволяют сформулировать положения, которыми следует руководствоваться при выборе структуры ТА КТУ. Они сводятся к следующему.

1. При одинаковой величине характеристики компактности и прочих равных условиях лучшие (в смысле характеристик интенсивности процесса теплообмена при вынужденной конвекции) из известных к настоящему времени типов ТП мало отличаются друг от друга. Это позволяет при выборе ТП для теплообменников КТУ ориентироваться не столько на ее теплогидродинамические свойства, сколько на такие характеристики аппарата в целом (зависящие от типа теплообменной поверхности), как надежность, технологичность, возможность повышения компактности и минимизации вредного влияния различных факторов (особенно погрешностей производства) на величину термодинамического КПД.

2. ТА с изолированными каналами, а также с общим каналом для потока В, конструкции которых создаются из элементов посредством пайки (склеивания), обладают недостатками, основными из которых являются низкая надежность из-за большой длины швов, и значительные погрешности исполнения размеров площадей поперечных сечений каналов, определяемые технологией изготовления элементов ТП и, что особенно важно, соединением элементов, образующих каналы пайкой или склеиванием.

Таким образом, множество ТП, которые можно использовать для создания ТА КТУ, сокращается до совокупности типов, основу которых составляют каналы, не имеющие паяных соединений вообще либо имеющие весьма малую их длину. К указанной совокупности (классу) относятся все типы аппаратов из витых труб. В их конструкциях отсутствуют паяные либо сварные соединения в активной части аппарата, где осуществляется процесс теплообмена. Паяные (сварные) соединения труб с трубной решеткой имеют не только весьма малую протяженность, но и находятся в однородном температурном поле, создающем условия для обе-

спечения высокой надежности швов. Витые трубчатые ТА обладают свойством самокомпенсации температурных напряжений, которые гасятся свободными концами труб, выходящими из намотки.

Все витые ТА характеризуются регулярным расположением труб. Их можно разделить на два типа: с изолированными каналами потока В и с общим для потока В каналом.

С учетом результатов первой главы представляется возможным отдать предпочтение конструкциям с общим для потока В каналом, так как они обеспечивают заведомое преимущество (в смысле возможности обеспечения высоких значений КПД) при создании компактных изделий. Поэтому в дальнейшем рассматривается только этот тип аппаратов.

В идеальных условиях, когда отсутствуют погрешности изготовления труб и дистанционных элементов (проставок), а также погрешности сборки аппаратов, любой из типов конструкций обеспечивает регулярность расположения витков труб. Однако в реальных условиях производства при использовании любой из конструктивных схем витых ТА происходит искажение требуемой геометрии за счет появления нерасчетных отклонений расстояний между слоями труб в сквозных на всю длину намотки каналах. Это приводит к неравномерному распределению потока газа, омывающего каждую трубу, соответствующему нарушению заданных соотношений водяных эквивалентов потоков и снижению КПД аппарата. Попытки повысить регулярную однородность структуры связаны с необходимостью использования прецизионных элементов аппарата и повышения точности его сборки, что вызывает значительное увеличение стоимости ТА и, как правило, не приводит к улучшению ситуации для высококомпактных изделий с большим числом труб малого диаметра, что характерно для ТА КГУ.

Поэтому перспективным представляется поиск решения на пути изменения концепции создания структуры ТА: от стремления к обеспечению строго регулярной равномерности расположения витков труб перейти к созданию статистически однородного (равномерного в среднем) их расположения, при котором независимые от остальных незначительные случайные отклонения расстояний между соседними трубами в отдельных локальных областях сборки были бы статистически незначимы для аппарата в целом.

При такой структуре в результате случайного расположения труб потока А часть общего потока В, приходящаяся на некоторый интервал (например, виток) одной трубы, является случайной. Следовательно случайна и величина термодинамического КПД каждого i -го канала по-

тока А. В главе показано, что если математическое ожидание КПД $m\eta_t$ такого канала близко к КПД канала, соответствующего условию

$$w_{Bi} = \frac{w_a}{n_k} = \text{const}, \quad i = 1, n_k,$$

а среднее квадратическое отклонение σ_{η_t} пренебрежимо мало, то статистически однородная структура взаимного расположения труб обеспечивает создание ТА с высоким термодинамическим КПД.

Оценка выполнимости этих условий осуществлена на разработанной в главе математической модели. Для статистически однородной структуры намотки предполагается, что отклонения соседних труб от любой произвольно выбранной (i -ой) трубы случайны и слабо зависимы для различных участков, расположенных вдоль длины трубы. В результате доля потока В, взаимодействующая с трубой, будет случайной для различных участков трубы. Это позволяет рассматривать определение $m\eta_t$ и σ_{η_t} в рамках модели, представляющей собой систему (гирлянду) последовательно расположенных теплообменников, для которых поток А является постоянным (одна и та же труба), а доля потока В случайна для каждого из последовательно расположенных ТА.

Результаты расчетов, выполненных с использованием рассмотренной модели методом статистического моделирования на ЭВМ для условий функционирования ТА I – КТУ-250/4,5, представлены в виде зависимостей математического ожидания КПД $m\eta_t$ и среднего квадратического отклонения σ_{η_t} от числа элементарных ТА на рис. 4.

Из анализа графика рис. 4 следует, что чем больше число элементарных ТА (n_c), тем при прочих равных условиях выше эффективность аппарата. Следовательно, именно этому условию должна удовлетворять намотка труб аппарата. Иными словами, если рассматривать расстояние L_g между соседними трубами как случайную функцию аргумента (расстояния от начала трубы), то характер намотки должен обеспечивать быстрое убывание автокорреляционной функции по мере увеличения промежутка между соседними сечениями вдоль трубы. Создать подобную статистически однородную структуру взаимного расположения труб можно за счет использования каналов потока А (труб) с предварительно навитой на каждую из них проволоки круглого сечения. Послойная намотка таких оребренных труб на сердечник (без дополнительных дистанционных проставок) образует структуру с переменным случайным зазором между соседними трубами. Проволока в таком аппарате служит одновременно ребром, развивающим теплообменную поверхность, и элементом, повышающим прочность трубы. Технология создания такой структуры

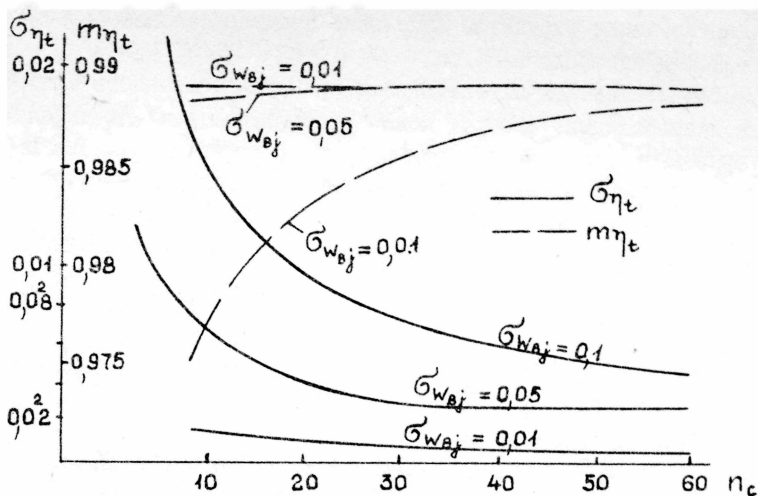


Рис. 4

весьма проста, основные операции изготовления ТА (оребрение и намотка труб) поддаются механизации и позволяют использовать для создания аппаратов трубы малого диаметра и тем самым создавать высококомпактные аппараты.

В главе решена задача оценивания расстояний между двумя трубами в зависимости от диаметров труб, проволоки, шага ее навивки и характера случайного касания соседних труб и навитых проволок. Результаты представлены в виде зависимостей математического ожидания m_c случайного расстояния между трубами и среднего квадратического отклонения σ_c от перечисленных характеристик. Теоретические результаты хорошо согласуются с данными измерений в экспериментальных образцах ТА. Здесь же приведена оценка периода изменения расстояния между соседними трубами. Показано, что оно намного меньше длины одного витка.

Использование при разработке конструкции ТА рассмотренных выше положений позволяет представить структуру аппарата состоящей из навитой на сердечник системы оребренных труб (каналов потока А), помещенной в цилиндрический кожух, образующий канал В.

Для оценки пригодности ТА такой структуры для криогенных гели-

евых установок, определения задач последующих исследований и возможного редактирования структуры выполнено предварительное оценивание эффективности аппарата в целом.

В качестве показателя эффективности принята вероятность пригодности ТА к эксплуатации, которую можно рассматривать и как вероятность его пригодности к эксплуатации в течение всего жизненного цикла изделия, начиная с момента изготовления. Основанием для этого является отсутствие случаев отказа различного типа ТА из витых труб, что позволяет считать вероятность безотказной работы ТА равной единице.

Выражение для $P_{пр}$ имеет вид:

$$P_{пр} = \Phi\left(\frac{\Delta t_B^*}{\sigma_{f_B}}\right) \Phi\left(\frac{\Delta t_A^*}{\sigma_{t_A}}\right) [1 - F_{N_A}(\eta_{t_{TP}})] , \quad (9)$$

где $\Phi(\cdot)$ – интеграл вероятности.

Первый множитель (9) – вероятность того, что отклонение N_B от своего номинала не превысит величины допуска; второй – аналогичная вероятность для потока А, третий – вероятность того, что обеспечиваемая аппаратом величина термодинамического КПД будет не меньше требуемой при условии, что отклонение N_A и N_B не выйдут за пределы допусков.

В результате оценивания показано, что за счет увеличения числа витков труб аппарата $n_{B_{TA}}$ можно свести к минимуму дисперсию коэффициента гидравлического сопротивления $\sigma_{f_B}^2$ при постоянной генеральной дисперсии, характеризующей случайное отклонение расстояний между центрами соседних труб в сечении, проходящем через ось сердечника. Это положение подтверждено результатами гидравлических испытаний серии экспериментальных ТА.

Следовательно, увеличивая число витков труб аппарата, можно достичь значений вероятности $\Phi\left(\frac{\Delta t_B^*}{\sigma_{f_B}}\right)$, весьма близких к единице.

Второй множитель при допусках на изготовление, определенных ГОСТ, и реальных допустимых отклонениях N_A также практически равен единице даже при малом числе каналов, не превышающем десяти.

Относительно третьего множителя необходимо отметить следующее. Согласно данным главы I величина σ_{η_t} резко уменьшается при увеличении числа каналов n_K и функция распределения вырождается в ступенчатую вида

$$F_{N_A}(\eta_t) = \begin{cases} 0, & \text{если } \eta_t < m\eta_t \\ 1, & \text{если } \eta_t > m\eta_t \end{cases} , \quad (10)$$

причем тем быстрее, чем меньше характеристики погрешностей изготовления каналов.

Так как погрешности исполнения диаметров труб весьма малы, а реальное число каналов n_k для высококомпактных аппаратов велико, то функцию $F(\eta_{t_{тр}})$ можно считать ступенчатой и решать задачу в детерминистской постановке, когда величина КПД однозначно определяется характеристикой NTU :

$$F_{NA}(\eta_{t_{тр}}) \begin{cases} 0, & \text{если } NTU > NTU_{тр} , \\ 1, & \text{если } NTU < NTU_{тр} , \end{cases}$$

где $NTU_{тр}$ есть функция (пока неизвестная) аргумента $\eta_{t_{тр}}$.

Таким образом, задача оценки величины $F_{NA}(\eta_{t_{тр}})$ сводится к определению значения

$$NTU_{тр} = NTU(\eta_{t_{тр}}). \quad (II)$$

Определение вида этой зависимости является ключевой задачей, решение которой позволяет оценить возможность и целесообразность создания аппарата из витых оребренных труб с общим для потока В каналом. Сложность ее решения определяется тем, что при большом числе каналов n_k , для одинаковой заходности труб трубы каждого слоя имеют разную длину. Это ограничивает возможность достижения $\eta_{t_{тр}}$ даже при значительном увеличении площади теплопередающей поверхности. К настоящему времени сколько-нибудь надежные способы определения зависимости (II) для большого числа каналов n_k разной длины отсутствуют.

В связи со сказанным в главе сформулирована и решена задача оценки возможности создания ТА с большим числом слоев при постоянной и переменной заходности труб, т.е. задача определения величины η_t с учетом разброса длин труб и оценки способов уменьшения вредного влияния такого разброса. Основу решения этой задачи составляет использование приема рандомизации – искусственного введения случайности, которое упрощает получение результата и обеспечивает необходимую для проектирования ТА точность.

Конечным результатом решения задачи является методика, позволяющая при любом числе каналов n_k определить число слоев труб с одинаковой и разной заходностью и число труб в слоях из условия минимума снижения величины КПД. Это позволяет иметь минимально необходимую величину NTU и, следовательно, наименьшие объем и массу ТА.

Таким образом, при конструировании ТА с учетом сказанного мож-

но обеспечить достаточно высокое (близкое к единице) значение третьего множителя (9).

Полученные результаты позволяют утверждать, что для реальных условий КГУ создание витого ТА из оребренных труб (с постоянной или переменной заходностью) не только возможно, но и целесообразно.

Для рассматриваемого типа ТА весьма важной является задача выбора способа крепления ребра к трубе за счет механического контакта, возникающего при навивке на трубу натянутой проволоки.

Экспериментальным исследованиям в главе уделено большое внимание. Их целью являлось определение тепловых и гидродинамических характеристик ТП рассмотренного типа ТА и оценка правомерности допущений, принятых при теоретических исследованиях.

Для достижения указанной цели разработана совокупность модельных теплообменников с постоянной и переменной заходностью, с припаянным и неприпаянным ребром.

Изготовление модельных образцов ТА, подготовка и проведение эксперимента связаны с большим расходом материальных и временных ресурсов. Поэтому планирование и проведение экспериментальных исследований с варьированием достаточно большого числа факторов (диаметров труб d_T и проволоки d_{np} , шага оребрения t_p) едва ли можно считать оправданным из-за необходимости проведения необозримо большого числа испытаний для нахождения функций отклика. Вследствие этого целесообразно уменьшить число факторов, отыскав такую агрегирующую функцию переменных d_T , d_{np} и t_p , которая адекватно отражала бы влияние их изменения на величину функции отклика.

В качестве такой агрегирующей функции в работе принята и обоснована характеристика компактности Ω , определяемая выражением

$$\Omega = \frac{F}{V} d_T = \frac{2\pi \left(1 + \sqrt{\left(\frac{d_{np}}{d_T}\right)^2 + \frac{\pi^2}{\left(\frac{t_p}{d_{np}}\right)^2}}\right)}{\sqrt{3} \left(\frac{m_e}{d_T}\right)^2 - \frac{\pi}{2} \left(1 + \frac{d_{np}}{d_T}\right) \sqrt{\left(\frac{d_{np}}{d_T}\right)^2 + \frac{\pi^2}{\left(\frac{t_p}{d_{np}}\right)^2}}}. \quad (12)$$

где m_e - математическое ожидание случайного расстояния между соседними трубами.

Основные задачи экспериментальных исследований сводились к следующему:

1) определение поверхности отклика $j(Re, \Omega)$ и $f(Re, \Omega)$ и оце-

нка характеристик погрешностей, связанных с измерением результатов опытов и технологией изготовления аппаратов;

2) проверка теоретических положений о возможности и целесообразности использования неприпаянного оребрения при создании теплообменника из витых труб;

3) оценка правдоподобия гипотезы о малом (статистически незначимом) влиянии переменной заходности на интенсивность процесса теплообмена в аппаратах рассматриваемой конструкции.

В результате обработки данных тепловых и гидродинамических испытаний получены следующие уравнения регрессии:

$$\hat{j} = (0,098 + 0,0169 \Omega) Re^{-(0,227 + 0,0142 \Omega)}; \quad (13)$$

$$\hat{f} = (2,27 + 0,0702 \Omega) Re^{-(0,193 + 0,01085 \Omega)}. \quad (14)$$

Величина среднего квадратического отклонения $\frac{\sigma_j}{\hat{j}}$ является функцией аргументов Ω и Re и ее величина составляет 0,04 - 0,1, причем основной ее составляющей является характеристика погрешностей изготовления модельных ТА.

Среднее квадратическое отклонение $\frac{\sigma_f}{\hat{f}}$ примерно в три раза больше отношения $\frac{\sigma_j}{\hat{j}}$, что объясняется большей чувствительностью коэффициента гидравлического сопротивления к погрешностям изготовления модельных аппаратов.

Так как погрешности измерений в эксперименте пренебрежимо малы, а разброс значений функций отклика определяется погрешностями изготовления реальных аппаратов, то полученную точность результатов следует считать вполне приемлемой для проектных расчетов.

Результаты определения $\hat{j}$ и $\hat{f}$ позволяют найти зависимость показателя интенсивности теплообмена P_0 от величин Ω и Re . При фиксированной величине Re показатель P_0 как функция Ω имеет максимум.

Полученный результат подтверждает важную закономерность, отмеченную во второй главе: показатель интенсивности Π не является убывающей функцией характеристики компактности Ω (иначе d_0), что необходимо учитывать при проектировании теплообменных аппаратов.

Достигнутые значения показателя интенсивности $\bar{P}_0$ находятся в области значений P_0 , характерных для других различных типов высококомпактных Π .

Результаты испытаний модельных теплообменников, которые при прочих равных условиях имели постоянную либо переменную заходность,

припаянное либо неприпаянное ребро, подтвердили гипотезу об однородности их теплопередающих свойств.

Результаты проведенных исследований позволили перейти к процедурам проектирования ТА, выбору совокупности конструктивных параметров, обеспечивающих наибольшую в заданных условиях эффективность аппарата.

Для выбора характеристик конструкции ТА достаточно приемлемым можно считать показатель, введенный в первой главе – стоимость одного пригодного к эксплуатации аппарата с учетом потерь на брак:

$$C_{ТА} = \frac{C_{изТА}}{P_{пр}},$$

где $C_{изТА}$ есть стоимость изготовленного аппарата.

Использование показателя $C_{ТА}$ сводит задачу выбора конструкции ТА к оптимизации по одному скалярному показателю, минимизация которого соответствует интересам производства в реальных условиях, когда брак не подлежит устранению.

Показатель $C_{ТА}$ является в необходимой мере полным, так как отказы витых трубчатых теплообменников при эксплуатации практически отсутствуют. Это позволяет при определении характеристик разработанной конструкции витого теплообменника исходить из условия $\min C_{ТА}$ при заданных параметрах функционирования аппарата и ограничениях, определяемых его использованием в системе более высокого уровня (КТУ в нашем случае).

Совокупность процедур решения рассматриваемой задачи выполнена в манере, обеспечивающей получение результата традиционными методами, основанными на использовании ЭВМ до начала проектных расчетов и представлении разработчику необходимой информации в виде, упрощающем его деятельность, и в то же время позволяет рассматривать ее как основу специального автоматизированного проектирования теплообменной аппаратуры.

Задача выбора параметров решается в схеме целенаправленного поиска и включает следующие этапы:

- 1) тепловой и гидродинамический расчет;
- 2) определение конструктивных характеристик ТА;
- 3) вычисление вероятности пригодности ТА к эксплуатации и оценка стоимости изготовления аппарата;
- 4) поиск решения, обеспечивающего $\min C_{ТА}$.

Методика выполнения вычислений на каждом этапе, приведенная в

работе, включая совокупность известных, а также разработанных в диссертации приемов, обеспечивает решение поставленной задачи.

Синтез параметров ТА из условия $\min C_{\text{ТА}}$ в работе выполнен применительно к режиму функционирования ТА1 криогенной гелиевой установки КГУ-250/4,5 для случая, когда трубы изготовлены из меди и стали.

Таким образом, разработанная методика обеспечивает поиск основных характеристик конструкции ТА из условия обеспечения минимума стоимости пригодного к эксплуатации аппарата при оговоренной системе ограничений.

Это, естественно, не единственно возможное, но, по-видимому, наиболее общее условие синтеза параметров ТА. Разработанная методика может быть достаточно просто адаптирована к изменившимся условиям задачи.

Так, например, можно рассматривать ситуацию создания ТА, когда ограничены расход дефицитных материалов, производственные мощности, время на создание партии аппаратов и т.п. В этой ситуации наиболее важным является не минимизация стоимости ТА, а минимизация числа отбракованных аппаратов либо, что то же самое, максимизация вероятности пригодности изготовленного аппарата к эксплуатации. Здесь методика может быть использована практически без всяких изменений.

Можно полагать, что совокупность процедур решения задачи синтеза параметров ТА, рассмотренная в работе, может быть использована для проектных расчетов и при других критериях и системах ограничений, так как позволяет учесть влияние всех основных характеристик аппарата на показатели эффективности его функционирования.

Заключение

Проблема, сформулированная в начале диссертации как "Разработка методов проектирования теплообменника на основе стохастических моделей, обеспечивающих создание аппаратов, наилучшим образом удовлетворяющих требованиям к эксплуатационным и технологическим характеристикам, соответствующим условиям их функционирования", решена.

Конечным итогом теоретических и экспериментальных исследований, выполненных на единой методологической основе, являлась совокупность процедур, обеспечивающих решение основных задач проектирования теплообменника.

Работа выполнена с использованием системного подхода, когда каждый элемент теплообменного аппарата рассматривается как часть

системы (ТА) и оценивается влияние качества работы данного элемента на функционирование аппарата в целом.

Предварительный анализ случайных факторов, в значительной мере определяющих эффективность теплообменника, показал, что разброс их значений велик настолько, что свести задачу проектирования высокоэффективных теплообменников к традиционной (детерминированной) не удастся. Поэтому в основу разрабатываемых в диссертации методов проектирования были положены приемы, используемые в задачах принятия решений в условиях неопределенности, когда неизвестные факторы являются случайными величинами.

В этих условиях законы распределения случайных факторов (вид и числовые характеристики) представляются в виде функций характеристик структуры аппарата, конструктивных и технологических параметров изделия, характеристик погрешностей определения экспериментальных данных, показателей режимов течения потоков и т.д. Знание законов распределения таких факторов, характера их зависимости от перечисленных аргументов дает возможность целенаправленно выбирать (редактировать) структуру аппарата и значения самих аргументов в угоду максимизации (минимизации) показателей эффективности аппарата, иными словами, позволяет использовать инженерные приемы и способы совершенствования конструкции с таким расчетом, чтобы даже при неизменных исходных условиях (характеристиках погрешностей исполнения аппарата, точности определения исходных данных и т.п.) обеспечивать наибольшую его эффективность.

Такой подход к решению задач проектирования теплообменных аппаратов оказался весьма продуктивным по сравнению с традиционным, основу которого составляют детерминистские методы.

Иллюстрируют это положение следующие данные. Спроектированный по методике, предложенной в настоящей работе, теплообменник из труб, оребренных проволокой, для условий функционирования ТА I КГУ-250/4,5 имеет меньшие массу, объем и стоимость в 2,5; 2,9 и 2,4 раза соответственно, чем промышленный аппарат такой же конструкции, спроектированный по традиционной методике.

На основе выполненного сопоставления можно полагать, что цель создания методики проектирования именно **высокоэффективных теплообменников**, сформулированная во введении, достигнута.

Методика обеспечивает в схеме целенаправленного поиска выбор структуры аппарата, выполнение тепловых и гидродинамических расчетов, определение его конструктивных характеристик, вычисление веро-

ятности пригодности к эксплуатации и, наконец, выбор основных конструктивных и геометрических параметров из условия минимума стоимости пригодного к эксплуатации аппарата при выполнении требований, сформулированных в ТЗ.

О преимуществах разработанной конструкции аппарата в целом свидетельствуют результаты сравнения его с лучшим в смысле эффективности (из числа созданных) теплообменником конструкции Коллинза (США). Спроектированный для тех же самых условий теплообменник конструкции Коллинза имеет объем в 3,3, а массу в 1,4 большие, чем теплообменник, созданный на основе выполненных в настоящей работе исследований.

В работе получены следующие основные теоретические и экспериментальные результаты:

1. Введено понятие эффективности теплообменника как степени его соответствия цели применения. Выбрана и обоснована система показателей и критериев, позволяющих осуществить синтез параметров и определение лучшей (в смысле критерия эффективности) конструкции в условиях стохастической неопределенности.

2. Разработана система математических моделей, реализованных на ЭВМ и обеспечивающих выявление и изучение свойств ТА как системы, исследование существенных связей между элементами конструкции аппарата и их влияния на качество процесса. Эти модели позволяют исследовать законы распределения случайных факторов, сопровождающих процесс создания и функционирования теплообменников, и оценивать их влияние на эффективность аппаратов.

3. Разработан способ сравнительной оценки интенсивности теплообмена при вынужденной конвекции в различных типах теплообменных аппаратов и определен достигнутый уровень интенсификации теплообмена на основе экспериментальных данных, полученных отечественными и зарубежными исследователями.

4. Выполнен выбор структуры и синтез параметров высокоэффективного теплообменника для криогенных систем, проведено экспериментальное исследование его тепловых и гидродинамических свойств.

5. На основе результатов, полученных в настоящей работе, разработаны различные конструкции эффективных теплообменников для других, отличных от рассмотренных, условий применения.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Красникова О.К. Метод сравнительной оценки эффективности теплообменных поверхностей // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1984. - № 6. - С. 32-34.

2. Красникова О.К. Новая концепция создания расчетных моделей теплообменника // Криогеника-87 : Сб. научн. докладов IV Всесоюзной научной конференции. - М., 1987. - Т.2 - С. 232-237.

3. Красникова О.К. Стохастическая модель расчета теплообменного аппарата криогенной установки // Химическое и нефтяное машиностроение. - № 5. - С. 8-II.

4. Красникова О.К. Способы интенсификации теплообмена при вынужденной конвекции в аппаратах криогенных систем. - М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. - 36 с.

5. Трубчатые теплообменники холодильных гелиевых установок / Красникова О.К., Усанов В.В., Мищенко Т.С. и др. // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1975. - № 5. - С. 17-20.

6. Красникова О.К., Кириков Д.А., Мищенко Т.С. Определение потерь тепловых и гидродинамических характеристик теплообменников из труб, оребренных проволокой // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1977. - № 5. - С. 15-17.

7. Красникова О.К., Кириков Д.А. Создание теплообменников из труб, оребренных проволокой, с точными параметрами режима работы // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1981. - № 4. - С. 8-10.

8. Создание высокоэффективных теплообменников криогенных гелиевых установок / Пронько В.Г., Усанов В.В., Красникова О.К. и др. // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1980. - № 7. - С. 9-10.

9. Мартынов В.А., Красникова О.К. Тепловые и гидродинамические характеристики змеевиковых теплообменников дроссельной ступени КТУ // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1987. - № 1. - С. 31-32.

10. Новые компактные испарители газификаторов криогенных жидкостей / Красникова О.К., Оносовский Е.В., Платонова С.Н. и др. // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1988. - № 1. - С. 19-21.

11. Комарова Л.Р., Красникова О.К., Гуревич И.И. Новые эффективные маслоохладители турбодетандерных агрегатов криогенных установок // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1989. - № 2. - С. 17-19.

12. Теплообменники витые криогенных систем. Тепловой гидравлический и конструктивный расчет. РД 26-34-4-87 / ВНИО "Криотехника"; Руководитель О.К.Красникова. Отв. исполнители О.К.Красникова, В.Я.Красносельский, Е.М.Сарматова, Т.С.Мищенко., М., 1988. - 80 с.

13. Красникова О.К. Интенсивность теплообмена при течении газа в каналах различной формы // Тез. докл. науч. практич. конференции Пути интенсификации производства с применением искусственного холода, 24-26 окт. 1989. - Одесса. - С. 61.

14. Beliaikov V.P., Pronko V.G., Yelukhin N.K., Zhuravleva I.N., Krasnikova O.K. Compact heat exchangers for helium refrigeration systems "Progr. in Refrig. Sci. and Technol."

VI. Proc. XIII-th Int. Congress of Refrigeration, U.S. Nat. Committee for IIR NAS-NRC; Washington, DC 1971, AVI Publishing Co. Inc. 1973., P. 101-105, ill. 4, bibl. 5.

15. А.с. 542902 СССР, МКИ F 28 D 7/02. Трубчатый спиральный теплообменник / В.П.Беляков, В.Г.Пронько, В.И.Епифанова, О.К.Красникова, В.Д.Никиткин, Т.С.Мищенко, Г.А.Кондратьева, З.И.Кандауров, А.А.Лаврентьев, А.М.Орехов (СССР). - № 1871186/06; Заявлено 12.11.73; Оpubл. 15.01.77, Бюл. № 2 // Открытия. Изобретения. - 1973. - № 2.

16. А.с. 1262254 СССР, МКИ F 28 D 7/02. Теплообменник. / О.К.Красникова, И.И.Гуревич, Г.А.Пересторонин, В.В.Усанов, А.Б.Давыдов, Т.С.Мищенко, Г.А.Седова, Л.Р.Комарова (СССР). - № 3896975/24-06; Заявлено 17.05.85; Оpubл. 37.10.86, Бюл. № 37 // Открытия. Изобретения. - 1986. - № 37.

17. А.с. 718692 СССР, МКИ F 28 F 1/36. Теплообменная поверхность / О.К.Красникова, И.И.Гуревич, В.А.Мартынов, В.В.Усанов (СССР). - № 2725851/24-06; Заявлено 01.03.79; Оpubл. 28.02.80, Бюл. № 8 // Открытия. Изобретения. - 1980. - № 8.

18. Пат. 4116270 США, МКИ F 28 D 7/02, НКИ 165/162. Витой трубчатый теплообменник и устройства для его изготовления / В.Г.Пронько, В.И.Епифанова, В.П.Беляков, О.К.Красникова и др. (СССР). - № 660268; Заявлено 23.02.76; Оpubл. 26.09.78 Т 974/4. Приоритет 30.07.75, № 2153901 (СССР).

Подписано к печати 21.01.92. Объем 2,25 п.л.

Тираж 100 экз., заказ № 25

Тип. ВА им. Ф. Э. Дзержинского