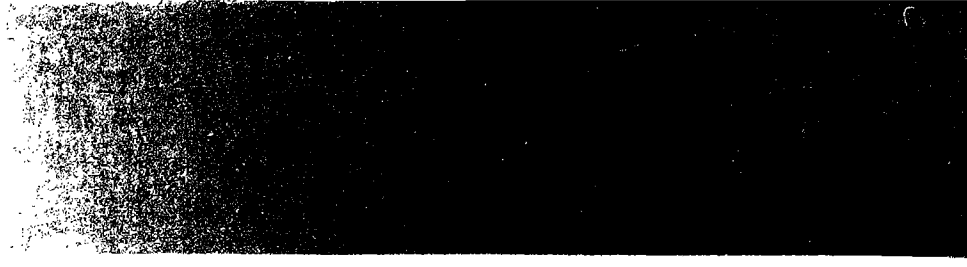


Е.Ф. Адиутори
НОВЫЕ МЕТОДЫ
В ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ





THE NEW HEAT TRANSFER

Eugene F. Adiutory
Stability Consultants

The Ventuno Press
1974

Е.Ф. Адиутори
НОВЫЕ МЕТОДЫ
В ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ

Перевод с английского
Под редакцией
А.И. ЛЕОНТЬЕВА

Издательство "Мир"
Москва 1977

ПРЕДИСЛОВИЕ К РУССКОМУ ИЗДАНИЮ

В США издана книга Е. Адиятори с весьма интригующим названием "Новая теплопередача". Книга выходит в трех томах, причем первые два уже опубликованы.

Предлагаемый вниманию читателя первый том дает общее представление о сущности подхода автора к анализу процессов теплопередачи и демонстрирует решение ряда технических задач с его помощью. Сущность подхода автора кратко можно сформулировать следующим образом:

1. В современной теплопередаче процессы анализируются на основе уравнений типа $y = a_1 x$, которые автор называет пропорциональными. Действительные процессы сложны, и их точнее можно описать линейными уравнениями типа $y = a_2 + b x$ или нелинейными уравнениями.

2. Процессы теплопередачи следует исследовать с помощью уравнения

$$q = f_1 (\text{параметры системы}) \cdot f_2 (\text{термодвижущая сила}).$$

Для теплопроводности термодвижущей силой является dT/dx , для теплообмена излучением $(T_{\text{ист}}^4 - T_{\text{сток}}^4)$ и для конвективного теплообмена $\Delta T = T_{\text{ст}} - T_{\text{жидк}}$. Это позволяет вместо трансцендентного уравнения типа $q = \alpha \Delta T$, используемого в современной теплопередаче, иметь уравнения, в которых исходная величина выражена в явном виде относительно независимых параметров системы.

3. Широко используемые в современной теплопередаче безразмерные величины и критерии, получаемые методами размерностей и подобия, ничего не дают, а лишь усложняют анализ и понимание процессов теплопередачи. Автор предлагает отказать-

В книге излагается и защищается новый подход к анализу и расчету теплопередачи, основанный на отказе от коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи и теплопроводности. Предлагается определять тепловой поток для всех видов теплопередачи в функции от термодвижущей силы и параметров системы. Рассмотрены примеры применения предлагаемого подхода ко многим задачам теплопередачи. Книга дает общее представление о вышедшем в США трехтомнике под названием "Новая теплопередача" и предназначена для научных работников и инженеров, занятых исследованиями и расчетами тепловых устройств.

Редакция литературы по новой технике

© by E. F. Adiatory, 1974

А—30302-152 152-77 © Перевод на русский язык, "Мир", 1977
041 (01)-77

ся от безразмерных величин и в своей книге использует лишь корреляции между физическими параметрами системы.

Выполненное автором широкое исследование достоинств и недостатков отсюда от использования коэффициентов теплоотдачи и теплопроводности при анализе разнообразных процессов теплопередачи представляет несомненный интерес. Нам неизвестно, что такая работа и в таком объеме была выполнена кем-либо ранее, хотя неудовлетворенность использованием коэффициента теплоотдачи при анализе нелинейных процессов теплопередачи хорошо известна. Работа Адигутори содержит данные, позволяющие оценить преимущества отсюда и таким образом содействует выяснению ответа на вопрос "стоит ли игра свеч".

Эта книга не учебник, не монография и не справочник по теплопередаче, а изложение и защита предлагаемого автором нового подхода к анализу процессов теплопередачи. В ней использован элементарно простой аппарат и крайне полемический стиль изложения, который может раздражить читателя. Мы рекомендовали бы не делать поспешных выводов.

Рецензия на книгу опубликована в журнале "Новые книги за рубежом", серия Б, 8, стр. 23, 1976 г.

*Д-р техн. наук, проф. И. Аладьев
Д-р техн. наук, проф. А. Леонтьев*

ПРЕДИСЛОВИЕ АВТОРА

В этой книге предлагается новая концепция теплопередачи, т.е. новый подход к пониманию теплопередачи, обобщению результатов экспериментальных исследований, проектированию теплообменных аппаратов, расчету их характеристик и анализу процессов, происходящих в них. Этот новый подход заменит концепцию Фурье, поскольку он проще, логичнее и значительно эффективнее. Любую задачу, которая может быть решена с помощью концепции Фурье, новая концепция позволяет решить проще, надежнее и точнее. Более того, задачи, не разрешимые с помощью концепции Фурье, можно без особого труда решить с помощью новой теории теплопередачи.

Эта книга предназначена для инженеров и преподавателей, а также для всех, кто интересуется наукой. Это не учебник и не справочник. Я не собираюсь произвести впечатление своей эрудицией или ошеломить читателя математикой. Я хочу ознакомить с новой теорией теплопередачи и ее практическими приложениями инженеров и преподавателей, которым известна старая теория. Я попытался изложить новую теорию в таком виде, чтобы преподаватели могли ее объяснить, а инженеры могли ее применить, пока ученые обсуждают ее достоинства и недостатки.

Я признаю (и мне часто говорят об этом), что мой стиль изложения заметно отличается от научного языка двадцатого века. Однако я предпочитаю именно такой стиль, который, на мой взгляд, наилучшим образом подходит для выполнения поставленной мною задачи. Мне хотелось бы, чтобы меня поняли, а ясное понимание требует ясного простого языка.

Я допускаю, что многие могут счесть себя "обиженными" моим критическим анализом теорий и концепций, применявшихся столь долгое время, особенно если этот анализ показывает, что старые

методы стали неэффективными и от них следует отказаться. Я сожалею об этом: нанесение обид ни в коем случае не входило в мои планы.

В этой книге мне приходилось много раз выбирать между возможностью нанесения обиды, с одной стороны, и наукой – с другой. Каждый раз я выбирал науку. Если в книге и имеются ошибки, то они вызваны искренними заблуждениями: ни единая идея, обобщение, концепция или вывод не сделаны с целью извлечь какую-то выгоду. В книге нет ничего, в чем бы я ни был твердо уверен, и я старался не затрагивать тех областей, где мои знания недостаточны.

Большая часть книги посвящена критическому анализу того, что в течение многих десятилетий считалось неопровержимым научным фактом. В каждом конкретном случае я стремился показать, почему новая теория лучше старой и насколько. Временами может показаться, что я насмехаюсь над старой теорией. Это не так. Моя цель заключалась в том, чтобы одновременно с описанием новой теории показать несостоятельность старой. В науке всегда есть место лишь для одного метода – наилучшего в настоящее время.

Короче говоря, это книга о новой и простой науке, которая заменит старое и очень сложное искусство; я написал ее для инженеров и преподавателей, чтобы они сами могли сделать выбор между подходом Фурье и подходом, предлагаемым мной.

Е.Ф. Адигутори

ЗА СВОБОДУ

Отвергать новую теорию теплопередачи – значит отстаивать утверждение, что нераздельные переменные предпочтительнее раздельных.

ГЛАВА 1. ВВЕДЕНИЕ В НОВУЮ ТЕОРИЮ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

В этой книге излагается новая концепция теплопередачи и перебрасывается мост между "новой" теорией теплопередачи и "старой" теорией, которая применяется в настоящее время. Принципиальное различие между этими теориями заключается в том, что в новой теории не используются коэффициенты теплоотдачи, и это приводит к существенному упрощению практически всех задач, возникающих при расчете характеристик теплообмена и проектировании теплообменных аппаратов.

Основным понятием старой теории является *отношение* теплового потока q к разности температур ΔT . Это отношение называется коэффициентом теплоотдачи и обозначается через h или U . Я выделяю слово "отношение", так как если принять во внимание, что h не является определяющим параметром, а представляет собой просто *отношение* двух величин, то становится очевидным, что введение коэффициента теплоотдачи не продиктовано необходимостью. На самом деле коэффициент теплоотдачи – это не более чем сокращенная запись "*отношения*" теплового потока к разности температур" (подобно тому как "герц" является не более чем сокращенной записью "числа циклов в секунду").

В новой теории теплопередачи вообще не используется *отношение* теплового потока к разности температур. Вместо этого предлагается *раздельное* рассмотрение теплового потока и разности температур, что позволяет полностью отказаться от коэффициента теплоотдачи. Чтобы нагляднее показать различие между старой и новой теориями, приведем цитату, характерную для старой теории теплопередачи [1, стр. 21]:

"Значительная часть этой книги посвящена изучению факторов, от которых зависит коэффициент h , и зависимостям между величинами, позволяющими его рассчитать", которую можно "расшифровать" следующим образом:

"Значительная часть этой книги посвящена изучению факторов, от которых зависит отношение теплового потока к разности температур, и зависимостям между величинами, позволяющими рассчитать отношение теплового потока к разности температур". В новой теории не придается никакого значения отношению теплового потока к разности температур и это отношение не используется вообще. Та же цитата в рамках новой теории имела бы следующий вид:

"Значительная часть этой книги посвящена изучению факторов, оказывающих влияние на соотношение между тепловым потоком и термодвижущей силой, и зависимостям между величинами, позволяющими рассчитать соотношение между тепловым потоком и термодвижущей силой".

Приведенное выше утверждение Мак-Адамса относится, конечно, только к конвективному теплообмену, поскольку в старой теории теплопроводность и излучение рассматриваются совсем иначе, чем конвекция. В то же время соответствующее утверждение в новой теории справедливо для всех трех видов теплопередачи: теплопроводности, излучения и конвекции. В новой теории все три вида теплопередачи рассматриваются одинаково, как процессы переноса, и описываются одним основным уравнением. Это основное уравнение, являющееся краеугольным камнем новой теории теплопередачи, имеет следующий вид:

$$q = f_1 (\text{параметры системы}) \cdot f_2 (TДС), \quad (1.1)$$

где f — функция в широком смысле слова, а $TДС$ — сокращенное название термодвижущей силы¹⁾. Функция f_1 учитывает влияние всех параметров, кроме $TДС$, а функция f_2 — только влияние $TДС$. Другими словами, мы рассматриваем реакцию потока на движущую силу. Для всех трех видов теплопередачи задача состоит в отыскании функциональной связи между тепловым потоком и термодвижущей силой и проведении параметрического исследования влияния характеристик системы.

В случае одномерного процесса теплопроводности $TДС$ равна dT/dx , и нужно найти зависимость $q_{\text{конд}} (dT/dx)$. В случае излучения термодвижущей силой является разность $(T_{\text{ист}}^4 - T_{\text{сток}}^4)$ и нужно

¹⁾ Следует отметить, что в основном уравнении подразумевается независимость влияния характеристик системы и $TДС$. Поскольку это довольно тонкий момент, имеющий второстепенное значение, он рассматривается в приложении.

найти зависимость $q_{\text{изл}} (T_{\text{ист}}^4 - T_{\text{сток}}^4)$. В случае конвекции $TДС$ равна $T_{\text{ст}} - T_{\text{жидк}} = \Delta T$ и нужно найти зависимость $q_{\text{конв}} (\Delta T)$. Поскольку в рамках старой теории уравнения теплопроводности и переноса излучения уже записаны в форме уравнения (1.1), то эта форма записи сохраняется и в новой теории. Уравнение конвективного теплообмена в старой теории отличается по форме от уравнения (1.1), и поэтому нужно найти его новую форму.

В старой теории уравнение

$$q = h \Delta T \quad (1.2)$$

часто считают основным уравнением конвективного теплообмена. На первый взгляд уравнение (1.2) аналогично по форме уравнению (1.1). Однако это всего лишь заблуждение, поскольку уравнение (1.2) не является основным уравнением конвективного теплообмена в старой теории теплопередачи, а служит просто соотношением, определяющим h . В старой теории основное уравнение конвективного теплообмена имеет вид:

$$q/\Delta T = f_3 (\text{параметры системы}) \cdot f_4 (\Delta T), \quad (1.3)$$

где отношение $q/\Delta T$ обычно называют "коэффициентом теплоотдачи" h . Ясно, что уравнение (1.3) по своей форме отлочно от уравнения (1.1): оно не определяет потока, соответствующего движущей силе, и не описывает процесса переноса. Более того, поскольку его нельзя преобразовать к виду уравнения (1.1), оно не может применяться в новой теории теплопередачи и от него приходится отказываться.

В рамках новой теории не существует однозначной функции, описывающей зависимость конвективного теплового потока от разности температур $q_{\text{конв}} (\Delta T)$. Это обусловлено тем, что имеются различные процессы конвективного теплообмена: свободная конвекция, вынужденная конвекция, кипение, конденсация; и, как мы знаем из старой теории, влияние разности температур существенно зависит от особенностей данного процесса. Поэтому функцию $q(\Delta T)$ следует записать в общем виде

$$q_{\text{конв}} = f_1 (\text{параметры системы}) \cdot f_2 (\Delta T), \quad (1.4)$$

а конкретный вид функциональной зависимости для каждого конвективного процесса нужно находить отдельно на основании экспериментальных и (или) расчетных данных.

Хотя на первый взгляд кажется, что рассмотренное нами различие между новой и старой теориями теплопередачи является второ-

степенным, следует помнить как то, что в старой теории практически во всех случаях используются коэффициенты теплоотдачи (эксперименты проводятся для измерения и корреляции коэффициентов теплоотдачи, оптимальные конструкции теплообменных установок находятся с использованием коэффициентов теплоотдачи, расчет характеристик теплообменных установок также проводится с помощью коэффициентов теплоотдачи), так и то, что коэффициент теплоотдачи – это не более чем сокращенная запись "отношения теплового потока к разности температур". Следовательно, при использовании старой теории и экспериментатор, и расчетчик, и конструктор рассматривали в основном отношение теплового потока к разности температур. При использовании новой теории ни один из них вообще не имеет дела с отношением теплового потока к разности температур, т.е. с коэффициентом теплоотдачи. В новой теории мы рассматриваем по отдельности тепловой поток и термодвижущую силу и стараемся не объединять эти две основные динамические переменные в отношение, поскольку это внесет только искусственную сложность и путаницу в науку о теплообмене и делает простые задачи сложными, а сложные – границами с неразрешимыми.

С математической точки зрения различие между новой и старой теориями теплопередачи заключается в том, что в старой теории основные переменные не разделены, а в новой разделены. Читатель должен иметь в виду, что обычно решение уравнений начинается с попытки разделить переменные, поскольку уравнения с разделенными переменными решить значительно проще, чем уравнения с неразделенными переменными. В старой теории введение коэффициента теплоотдачи означало использование неразделенных переменных, поскольку сам коэффициент является результатом объединения основных переменных: теплового потока и термодвижущей силы. В новой теории эти переменные остаются разделенными, что обеспечивает корреляцию экспериментальных данных, проектирование установок и расчет характеристик процессов, происходящих в них. Различие между этими двумя теориями *по существу является* различием между неразделенными и разделенными переменными. Отвергать новую теорию теплопередачи – значит отстаивать утверждение, что неразделенные переменные предпочтительнее разделенных!

Если какую-либо задачу можно решить, применяя неразделенные переменные, то ее значительно проще решить, применяя разделенные переменные, – это аксиома. Следовательно, если с помощью старой теории можно решить какую-либо задачу, то с помощью новой теории

найти ее решение будет еще проще. Кроме того, большая простота решения позволяет не только получать более надежные результаты, но и, как будет показано в следующих разделах, дает возможность решать задачи, которые практически нельзя было решить и которые действительно никогда не были решены в рамках старой теории.

ПОЧЕМУ НОВАЯ ТЕОРИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ?

Прежде чем перейти к изложению новой теории теплопередачи, по-видимому, следует ответить на вопрос:

Почему всем нужно отказываться от старой теории с ее понятием коэффициента теплоотдачи, если это понятие было столь простым и столь успешно применялось в течение долгих лет?

Ответ состоит в том, что понятие коэффициента теплоотдачи не приносит никакой пользы, а просто вносит искусственную сложность и путаницу в науку о теплообмене, которая без этого понятия была бы значительно проще и логичнее. Введение коэффициента теплоотдачи приводит только к тому, что экспериментаторы, конструкторы и расчетчики вынуждены мыслить, обобщать данные, проектировать и вести расчеты, применяя отношение основных переменных вместо самих переменных, причем использование этого отношения затрудняет анализ и не позволяет решать задачу наиболее простым путем. Например, чрезвычайно трудно "увидеть" функциональную зависимость между y и x в следующем уравнении:

$$\frac{y}{x} = \frac{3}{x} + 2,$$

в то время как вообще не возникает никаких затруднений, если просто обойтись без отношения, разделив переменные, чтобы получить эквивалентный результат

$$y = 3 + 2x.$$

Кроме того, решение даже такого простого уравнения в неразделенных переменных значительно труднее: например, если $y = 4$, то значение x из уравнения в разделенных переменных находится сразу, в то время как решение уравнения в неразделенных переменных отнюдь не так очевидно. В действительности если не разделять переменные, то для решения уравнения относительно x потребуется метод последовательных приближений (как в задачах о естественной конвекции, когда в рамках старой теории для определения ΔT при заданном значении q приходится применять метод последовательных

приближений, в то время как при использовании новой теории решение получается прямым путем).

Почему новая теория теплопередачи? Потому что новая теория значительно проще и логичнее старой и потому что новая теория — это наука, в то время как старую теорию с ее коэффициентами теплоотдачи приходится считать искусством, чем она на самом деле и является.

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ НОВОЙ ТЕОРИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Новая теория теплопередачи — это иная, более совершенная и эффективная теория по сравнению со старой теорией. Перечислим некоторые достоинства новой теории.

1. Не используются коэффициенты теплоотдачи, т.е. отношение теплового потока к разности температур не играет никакой роли. Никакие идеи, обобщения, проекты установок и расчеты их характеристик не основаны на отношении теплового потока к разности температур.

2. Теплопроводность, излучение и конвекция рассматриваются с единой точки зрения как процессы переноса, в которых поток связан с движущей силой. Все три вида теплопередачи описываются единым основным уравнением

$$q = f_1(\text{параметры системы}) \cdot f_2(TДС),$$

где ТДС — сокращенное название термодвижущей силы.

3. Результаты измерений параметров теплопередачи не представляются в виде безразмерных критериев зависимости, т.е. не применяются критерияльные соотношения типа

$$N_{Nu, св. конв} = f(N_{Gr}, N_{Pr}), \\ N_{Nu, вынужд. конв} = f(N_{Re}, N_{Pr}).$$

Вместо них используются корреляционные зависимости в виде уравнения, приведенного в п. 2.

4. Значительно меньший упор делается на метод размерностей и так называемые степенные законы. Результаты, полученные с помощью метода размерностей, рассматриваются в качестве первого приближения, т.е. как данные, которые нужно учитывать, но не следует применять до их экспериментального подтверждения.

5. Многие задачи, для решения которых в рамках старой теории требуется применение метода проб и ошибок или метода последовательных приближений, в рамках новой теории решаются прямым путем.

6. Многие задачи, которые никогда не были решены в рамках старой теории, без особого труда решаются с помощью новой теории. Например, проблема устойчивости теплового процесса (тепловой устойчивости¹⁾) никогда реально не ставилась в рамках старой теории и вряд ли могла быть решена ее методами. В рамках новой теории эта проблема является интегральной ветвью науки о теплообмене, и ее решение не вызывает особых трудностей.

7. Кривая кипения в большом объеме при использовании новой теории теплопередачи имеет совершенно иной характер. Новая зависимость получается путем строгого определения кривой кипения при выполнении условия, что кипение происходит во *всех* точках кривой кипения. (Старая кривая определялась чисто феноменологическим способом и содержала участки, на котором кипения не происходило.) Новая кривая кипения в большом объеме получена на основании критического обзора опубликованных экспериментальных данных, согласно которым при пузырьковом и переходном режимах кипения в объеме насыщенной жидкости существует практически линейная зависимость q от ΔT . (В рамках старой теории на основании тех же экспериментальных данных делался вывод, что соответствующая зависимость для пузырькового и переходного режимов кипения является существенно *нелинейной*.) С учетом новой кривой кипения в большом объеме следует пересмотреть старую теорию кипения.

8. Экспериментальные данные по кипению в условиях вынужденной конвекции описываются соотношением, приведенным в

¹⁾ Автор определил понятие "тепловая устойчивость" и вывел основную критерий устойчивости этого типа в работе [2]. Эта статья является частью новой, а не старой теории теплопередачи, хотя она была написана за девять лет до настоящей монографии. Это относится и к нескольким последующим работам, посвященным тепловой устойчивости. Интересно отметить, что, хотя в то время статья подвергалась резкой критике, предложенный автором критерий является теперь "общепринятым" (по словам редактора технического журнала, в котором была помещена упомянутая статья, 1973 г., частное сообщение).

п. 2, что позволяет без труда рассчитать оптимальную конструкцию парового котла. (В рамках старой теории рассчитать оптимальную конструкцию парового котла практически невозможно.) Теперь, когда мы отметили характерные особенности новой теории, вернемся во времена Ньютона и последним за развитием старой теории от Ньютона до наших дней.

НЬЮТОН И ТЕОРИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Во многих американских учебниках введение понятия коэффициента теплоотдачи приписывается Ньютону. Например, Мак-Адамс утверждает ([1], стр. 20):

"В 1701 г. Ньютон [4]¹⁾ предложил следующее уравнение для потока тепла от поверхности твердого тела к жидкости:

$$q_c = h_m A (t_w - t), \quad (1-4)$$

где h_m — коэффициент теплоотдачи от поверхности к жидкости (без учета лучистого теплообмена); A — поверхность тела; t_w — температура поверхности тела; t — средняя температура жидкости".

Кроме того, Розену и Чуа ([3], стр. 92) отмечают:

"Коэффициент теплоотдачи от стенки h был впервые предложен Ньютоном [3] . . . ,

где работа [3] — та же самая статья Ньютона, на которую ссылается Мак-Адамс.

Однако в самой статье Ньютона читатель неожиданно не обнаруживает вообще никакого упоминания о коэффициенте теплоотдачи, и на самом деле никакого понятия коэффициента теплоотдачи в ней не вводится. Чтобы читатель мог сам решить, следует ли приписывать Ньютону идею о коэффициенте теплоотдачи, обсудим подробнее статью Ньютона и приведем цитаты из тех ее частей, которые касаются теплообмена.

Статья Ньютона, опубликованная анонимно в 1701 г., называлась "Шкала градусов тепла" и занимала всего несколько страниц. Основное содержание статьи было связано не с тепловым потоком, а с представлением таблицы, содержащей температурную шкалу, которая предлагалась Ньютоном на основании полученных им эксперименталь-

¹⁾Здесь [4] относится к статье Ньютона, опубликованной в журнале *Phil. Trans. Roy. Soc. (London)*, **22**, p. 824 (1701), на которую ссылается Мак-Адамс.

ных данных. Обратимся к описанию Ньютоном таблицы и методики эксперимента.

"Эта таблица была построена с помощью термометра и куска железа, нагретого до красного каления. С помощью термометра были определены все градусы тепла вплоть до точки плавления олова, а с помощью раскаленного железа — все остальные градусы, поскольку количество тепла, которое железо за определенное время передает соседним холодным телам, т.е. телу, которое теряет железо за определенное время, — это полное тепло железа, и, следовательно, если взять одинаковые промежутки времени охлаждения, то градусы тепла будут изменяться в геометрической прогрессии, и поэтому их легко найти с помощью таблицы логарифмов. . . ."

Обнаружив эти факты, мы продолжили исследования. Довольно толстый кусок железа был нагрет до красного каления, вытаскиваясь из огня щипцами, которые тоже нагревались до красного каления, и помещен в холодное место, где он непрерывно обдувался ветром. На поверхность железа были помещены кусочки нескольких металлов и других плавящихся веществ, что позволило отмечать время его охлаждения до тех пор, пока все кусочки не затвердели и тело железа не стало равнодушным телу человеческого тела. Затем, предполагая, что разности между градусами тепла железа и кусочков, помещенных на него, и градусами тепла атмосферы, измеренными термометром, подчиняются закону геометрической прогрессии, когда время изменяется по закону арифметической прогрессии, определяем несколько градусов тепла. Поскольку кусок железа находился не в спокойном воздухе, а равномерно обдувался ветром, так что воздух, нагретый железом, всегда уносился ветром и сменялся холодным воздухом, в равные промежутки времени нагревались равные количества воздуха, которые получали количества тепла, пропорциональные телу железа. . . ."

Читатель должен заметить, что в противоположность утверждению Мак-Адамса Ньютон ничего не говорит о температуре стенки, площади, излучении или о коэффициенте. Фурье ([4], стр. 458) рассматривает ту же самую статью Ньютона и не приписывает ему понятия коэффициента теплообмена. Фурье просто отмечает:

"Ньютон впервые исследовал закон охлаждения тел в воздухе. Закон, который он получил для случая постоянной скорости движения воздуха, точнее согласуется с результатами наблюдений

ний, когда разность температур становится меньше, и выполняется точно, когда эта разность становится бесконечно малой". На самом деле Фурье, по-видимому, считает себя первым, кто ввел понятие коэффициента теплоотдачи. Он выполняет несколько весьма элементарных упражнений с коэффициентами теплоотдачи и затем отмечает [4, стр. 66]:

"Эти выводы мы должны считать бесполезными, если не лучшим возможностью решать совершенно новые задачи и непосредственно применять полученные результаты".

Соотношение (1-4) Мак-Адамса часто называют законом охлаждения Ньютона. Однако на самом деле закономерность, подмеченная Ньютоном, выражается в математическом виде формулой

$$\frac{dT_{\text{тв. тела}}}{dt} \propto (T_{\text{тв. тела}} - T_{\text{окр. среда}}),$$

и именно эта формула является вкладом Ньютона в науку о теплообмене.

ФУРЬЕ И ТЕОРИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

За столетие, отделяющее Ньютона от Фурье, было получено много отрывочных данных по теплообмену, которые были наконец связаны воедино в работе Фурье [4]. Этот содержательный научный труд явился началом современной теории теплопередачи. Наука о теплообмене, если не считать излучения, не претерпела существенных изменений со времени опубликования трактата Фурье. Вклад Фурье можно выразить его же словами [4, стр. 2]:

"Никакая механическая теория не может описать тепловые явления. Это явления особого вида, которые нельзя объяснить принципами движения и равновесия. В течение долгого времени мы владеем тонкими инструментами, позволяющими измерить многие характеристики; собраны данные ценных наблюдений, но при таком подходе можно получить лишь частные результаты, а не математическое выражение законов, включающих все эти результаты.

Я вывел эти законы после длительного исследования и внимательного сравнения фактов, известных к настоящему времени; все эти факты я проверил вновь в течение нескольких лет с помощью самых точных современных инструментов.

Чтобы обосновать теорию, прежде всего было необходимо распознать и точно определить основные характеристики, характе-

ризующие перенос тепла. Затем я понял, что все явления, зависящие от этого переноса, подразделяются на очень немногие общие и простые факты; таким образом, каждая физическая проблема такого типа сводится к математической задаче. На основании анализа этих общих фактов я сделал вывод, что для расчета самых разнообразных тепловых процессов достаточно рассмотреть каждое тело с трех основных точек зрения. Реальные тела обладают различной способностью *содержать* тепло, *получать или пропускать его через свою поверхность* и *проводить* его через свою массу. Наша теория четко различает эти три основных качества и показывает, как их измерить".

Относительно коэффициента теплоотдачи Фурье писал:

"В качестве меры способности твердого тела к теплоотдаче мы приняли коэффициент h , который выражает количество тепла, отводимое за определенное время (минуту) от поверхности этого тела в атмосферный воздух, если предположить, что площадь поверхности задана (квадратный метр), температура тела постоянна и равна единице, а температура воздуха равна нулю, и что нагретая поверхность омывается воздушным потоком с заданной постоянной скоростью. Эта величина h определяется экспериментально. Количество тепла, выраженное коэффициентом h , состоит из двух различных частей, которые можно измерить лишь в очень точных экспериментах. Одна составляющая представляет собой тепло, передаваемое при контакте с окружающим воздухом, а другая, намного меньшая первой, — излучение, испускаемое телом (стр. 31).

Дифференциальные уравнения движения тепла как математическое выражение физических законов аналогичны уравнениям равновесия и движения и, подобно им, выведены на основании наиболее общих физических свойств.

Коэффициенты c , h и k , входящие в эти уравнения, нужно рассматривать в общем случае, как переменные величины, зависящие от температуры или состояния тела. Но в приложении к реальным задачам, интересующим нас более всего, мы можем считать эти коэффициенты практически постоянными" (стр. 465).

Работа Фурье являлась одним из выдающихся научных трудов XIX в., а сам он был одним из выдающихся математиков всех времен. Интересно, предложил бы он ввести коэффициент теплоотдачи h , если бы знал, что в приложении к реальным задачам, интересующим нас более всего, мы не можем считать h практически постоянной величиной?

СОВРЕМЕННЫЙ ВЗГЛЯД НА КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ h

Самое очевидное отличие между новой ¹⁾ и старой теориями теплопередачи состоит, разумеется, в отношении к коэффициенту теплоотдачи. Если новая теория станет общепринятой, то коэффициент теплоотдачи просто исчезнет, как исчезли в XIX в. флогистон и теплород.

В настоящее время (1973 г.) самое распространенное мнение относительно коэффициента теплоотдачи состоит в том, что он обеспечивает удобный способ изложения макроscopicкой науки о теплопередаче (хотя о другом, менее удобном, способе обычно не упоминается). Например, в работе Розену и Хартнетта [5] утверждалось:

"При анализе процессов конвективного теплообмена между граничной поверхностью и ... потоком жидкости удобно ввести коэффициент теплоотдачи h , определенный соотношением, которое известно как "закон охлаждения Ньютона"

$$q/A = h(T_{\text{жидк}} - T_{\text{ст}}) \quad (1.5)$$

Кроме того, достаточно распространено мнение о том, что хотя понятие коэффициента теплоотдачи обладает некоторыми недостатками, оно обеспечивает выбор лучшего и единственно возможного способа описания макроscopicкой науки о теплопередаче. (Часто мое утверждение, что без коэффициента теплоотдачи теория теплопередачи будет значительно лучше, встречает реакцию: "Но как же мы будем проектировать теплообменные установки без коэффициентов теплоотдачи?")

Практически во всех учебниках, посвященных старой теории теплопередачи, в первой главе признается, что коэффициент теплоотдачи является просто введенным параметром, т.е. h — это просто сокращенное обозначение отношения $q/\Delta T$. Однако в следующих главах коэффициент теплоотдачи рассматривается как фундаментальный параметр, имеющий такое же или даже большее значение, чем тепловой поток и разность температур. Так, в работе Якоба [6], стр. 13) делается вывод, характерный для старой теории теплопередачи:

¹⁾ В 1965 г. в журнале "British Chemical Engineering" была опубликована статья автора "A New and Simple Concept for the Analysis of Nonlinear Heat Transfer Phenomena" (Новая простая концепция для анализа нелинейных явлений теплопередачи). Поскольку эта статья является разделом новой теории теплопередачи, точку зрения, выраженную в этой статье, нельзя считать отражением "современного" взгляда на коэффициент теплоотдачи.

"... основной задачей теории и практики конвективного теплообмена является определение функции h ".

В старой теории теплопередачи основной задачей теории и практики конвективного теплообмена является определение не теплового потока или разности температур, а коэффициента теплоотдачи, который считается фундаментальным параметром, хотя вначале обычно говорится, что параметр h вообще не имеет фундаментального характера. В первых главах большинства учебников тепловой поток и разность температур относятся к важным параметрам, однако в следующих главах все внимание уделяется коэффициенту теплоотдачи и почти не упоминается о тепловом потоке и разности температур.

В учебнике, посвященном новой теории теплопередачи, подход будет совершенно иным: учебник начнется с утверждения, что основными параметрами теплопередачи являются тепловой поток и термодвижущая сила, и это утверждение останется в силе до конца. В новой теории никогда не делается перехода к коэффициентам теплоотдачи, о них вообще не упоминается (разве что в историческом плане).

КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ И НОВАЯ ТЕОРИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Следует отметить, что в новой теории теплопередачи сохраняется понятие коэффициента теплопроводности k , даже если k действительно является коэффициентом, отношением теплового потока к градиенту температуры. Следовательно, в новой теории теплопередачи не исключается использование коэффициентов вообще, не применяется лишь коэффициент теплоотдачи. При такой избирательности возникает вопрос: "Почему один коэффициент остается, а другой нет?" Ответ заключается в разной природе коэффициентов.

Коэффициенты полезно применять в том случае, когда приходится иметь дело с линейными функциями, проходящими через начало координат. В этом случае коэффициент представляет собой производную функции, и, следовательно, известный коэффициент *полностью* определяет функцию и все ее производные. В качестве примера укажем, что все линейные функции, проходящие через начало координат, описываются уравнением

$$y = mx.$$

Следовательно,

$$\text{Коэффициент} = y/x = m = dy/dx = \text{производная}.$$

Таким образом, если известно, что функция $y(x)$ является линейной и проходит через начало координат и что коэффициент равен 3, то функция $y(x)$ полностью определена и можно сделать вывод, что при всех значениях x

$$y = 3x.$$

Коэффициенты ne приносят пользы, если приходится иметь дело с нелинейными функциями, не проходящими через начало координат. В таких случаях коэффициент практически ne дает информации о функции $y(x)$ или ее производных. Например, если известно, что функция $y(x)$ может быть нелинейной, то заданный коэффициент, равный 3, не дает никакой информации о функции $y(x)$ или о ее производных!

Функция, выражающая кондуктивный тепловой поток, является существенно линейной и проходит через начало координат. Следовательно, если известна величина $k = 5 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$, то это значит, что при всех значениях dT/dx функция $q_{\text{конт}} (dT/dx)$ полностью определена соотношением

$$q_{\text{конт}} = 5(dT/dx) \text{ Вт/м}^2.$$

Конвективный тепловой поток часто изменяется по существенно нелинейному закону. Следовательно, если известна величина $h = 5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$, то это ничего не говорит нам о функции $q_{\text{конт}} (\Delta T)$ или о ее производных. Мы только знаем, что при некоторой разности температур отношение теплового потока к разности температур равно $5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$, т.е. практически мы не имеем никакой информации.

Подводя итог, можно сказать, что основная задача новой теории теплопередачи (и ее практических приложений) состоит в определении функции $q (TAC)$. В новой теории сохраняется коэффициент теплопроводности k , поскольку функция, описывающая процесс теплопроводности, является существенно линейной и проходит через начало координат, и поэтому коэффициенты теплопроводности полностью определяют функцию $q_{\text{конт}} (dT/dx)$. В новой теории теплопередачи совершенно не применяется коэффициент конвективной теплоотдачи h , поскольку многие процессы конвективного теплообмена являются существенно нелинейными, и поэтому коэффициенты теплоотдачи практически не дают информации о функции $q_{\text{конт}} (\Delta T)$ и лишь объединяют основные переменные q и ΔT .

Обозначения

f — функция;

h — коэффициент конвективной теплоотдачи, отношение теплового потока к разности температур;

k — коэффициент теплопроводности, отношение теплового потока к градиенту температуры;

N_{Gr} — число Грасгофа;

N_{Nu} — число Нуссельта;

N_{Pr} — число Прандтля;

q — тепловой поток, отнесенный к единице площади, называемый в тексте просто тепловым потоком;

t — время;

T — температура;

$$\Delta T = T_{\text{ст}} - T_{\text{жидк}};$$

U — коэффициент теплопередачи, отношение теплового потока к разности полных температур;

x — линейная координата, а также неизвестная переменная;

y — неизвестная переменная;

TAC — термодвижущая сила, равная в случае теплопроводности dT/dx , конвекции $(T_{\text{ст}} - T_{\text{жидк}})$, излучения $(T_{\text{ист}}^4 - T_{\text{сток}}^4)$.

Литература

1. Мак-Адамс В.Х., Теплопередача, Металлургиздат, 1961.
2. Adiatori E.F., New theory of thermal stability in boiling systems, *Nucleonics*, 22(5), 92 (1964).
3. Rohsenow W.M., Choi H., Heat, Mass and Momentum Transfer, Prentice-Hall, 1961.
4. Fourier J., The Analytical Theory of Heat, Paris, 1822; English edition, Dover, 1955.
5. Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Handbook of Heat Transfer, McGraw-Hill, 1973.
6. Jakob M., Heat Transfer, vol. 1, Wiley, 1949.

называет "прямым" такое решение, при котором получается одно уравнение с одним неизвестным; уравнение может быть линейным или нелинейным, может выражаться графически или аналитически. При рассмотрении примеров различие между прямым и "непрямым" решениями будет очевидно.)

В этой главе рассматриваются три простые задачи с целью

- а) выявить неэффективность коэффициента теплоотдачи с математической точки зрения;
- б) показать, что решение задачи существенно упрощается, если не применять коэффициента теплоотдачи;
- в) найти решение простых задач теплообмена с помощью новой теории, т.е. без использования коэффициентов теплоотдачи.

Каждая задача состоит из четырех частей:

- 1) предпосылки и формулировка задачи;
- 2) описание экспериментальных данных и корреляционного соотношения в рамках старой теории теплопередачи;
- 3) решение задачи в рамках старой теории;
- 4) повторение п. 2 и 3 в рамках новой теории.

Мне хотелось бы, чтобы читатель сам нашел численный результат, прежде чем обратиться к п. 3. Если читатель будет удовлетворен своим расчетом и полученным результатом, нужно заглянуть в п. 3 и сравнить свое решение с решением в рамках старой теории. После этого сравнения полезно потратить несколько минут на ознакомление с решением, полученным без применения коэффициентов (п. 4). (Разумеется, численный результат будет тем же самым, но само решение будет другим.) И, наконец, нужно сравнить "старое" решение с "новым", чтобы самостоятельно и с полной уверенностью убедиться в том, что применение коэффициентов только усложняет и запутывает в общем-то весьма простую задачу.

Заметим, что цель новой теории теплопередачи состоит не только в том, чтобы упростить решение задач, которые можно решить с помощью старой теории, но главным образом в том, чтобы упростить задачи, которые в рамках старой теории настолько усложнились искусственным путем, что их практически нельзя было решить. Как мы увидим в следующих главах, новая теория теплопередачи позволяет без особого труда решать задачи, не разрешимые в рамках старой теории. Я надеюсь, что читатель согласится со мной и изучит эти простые задачи, поскольку это облегчит ему понимание новой теории теплопередачи и решение более трудных задач, которые представляют для нас наибольший интерес.

ГЛАВА 2. РЕШЕНИЕ ПРОСТЫХ ЗАДАЧ

ВВЕДЕНИЕ

В старой теории теплопередачи решение простых задач начиналось с расчета коэффициента теплопередачи U с помощью соотношения

$$U_{\text{местн}} = f_1 (\text{параметры системы}) \cdot f_2 (\Delta T_{\text{местн}}, \alpha_a), \quad (2.1)$$

а затем определялся тепловой поток

$$Q_{\text{полн}} = \int q_{\text{местн}} dA, \quad (2.2)$$

где

$$q_{\text{местн}} = U_{\text{местн}} \Delta T_{\text{местн}}, \alpha_a \quad (2.3)$$

В новой теории те же задачи решаются без U , т.е. величина U (отношение теплового потока к разности температур) не вычисляется и о ней вообще не упоминается. В новой теории соотношения (2.1) – (2.3) заменяются соотношениями (2.4) и (2.5)

$$Q_{\text{полн}} = \int q_{\text{местн}} dA, \quad (2.4)$$

где

$$q_{\text{местн}} = f_a (\text{параметры системы}) \cdot f_b (\Delta T_{\text{местн}}, \alpha_a). \quad (2.5)$$

Преимущество нового подхода состоит в том, что решение практически всех задач теплообмена существенно упрощается. Как показывают примеры, приведенные в этой главе, многие задачи, для решения которых в старой теории приходилось применять метод последовательных приближений или метод проб и ошибок, в новой теории решаются прямым и, следовательно, более простым путем. (Автор

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ОБЗОР ЗАДАЧ

Три задачи, рассматриваемые в этой главе, связаны с определением только статистических характеристик, и поэтому мы называем их "простыми". В следующих главах мы рассмотрим динамические характеристики теплообменных аппаратов. Мы не считаем динамические задачи "простыми", хотя их решение в рамках новой теории теплопередачи не вызывает особых трудностей. Сочетание "статические и динамические характеристики теплообмена" необычно для старой теории, но оно совершенно естественно для новой теории, в которой течение тепла рассматривается как динамический процесс.

Первые две задачи, не относящиеся к области теплообмена, позволяют получить более или менее общее представление о понятии коэффициента. Задача 1 является по существу математическим упражнением в области сопротивления материалов. Она позволяет продемонстрировать решение задач с использованием коэффициентов и без них и показывает, какая получается путаница в том случае, если коэффициент напряжения (модуль упругости E) применяется в "неупругой" области (т.е. в области нелинейной пластической деформации) подобно тому, как в старой теории теплопередачи коэффициент теплоотдачи применяется в нелинейных задачах. В задаче 2 рассматривается общий процесс переноса и показано, как применение коэффициентов вносит искусственные трудности при анализе нелинейных процессов переноса. В задаче 3 рассматривается, по-видимому, самый простейший нелинейный процесс теплообмена — свободная конвекция на поверхности раздела. Результаты анализа показывают, что вследствие применения коэффициента теплоотдачи приходится использовать итерационные методы для решения многих элементарных задач свободной конвекции, которые в новой теории теплопередачи решаются прямым путем.

Прежде чем перейти к решению задач, автор хотел бы еще раз порекомендовать читателю изучать их решение по пунктам. На мой взгляд, проработка этих простых задач позволит по достоинству оценить простоту и ясность новой теории теплопередачи.

ЗАДАЧА 1. СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

1. Предпосылки

Фирма "Фуллер" рассматривает новый материал ARCO-123 для вагонных осей. К сожалению, нет данных о прочностных характеристиках этого нового материала. Поэтому фирма посылает образцы

материала в Джонсоновскую лабораторию по испытанию материалов с просьбой получить необходимые данные и представить в графическом или аналитическом виде диаграмму сопротивления материала ARCO-123.

Формулировка задачи

На основании диаграммы сопротивления, представленной Джонсоновской лабораторией, определить деформацию материала ARCO-123 при напряжении $0,359 \text{ ГН/м}^2$.

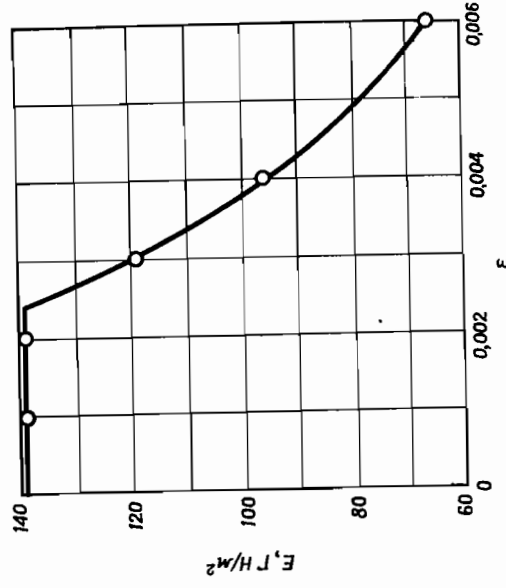
2. Решение старым методом.

Корреляция данных с использованием коэффициентов

Экспериментальные данные были представлены Джонсоновской лабораторией в виде соотношения между нагрузкой и деформацией. Эти данные обрабатываются в виде зависимости E от деформации. Величина E , называемая "модулем упругости", выражается законом Гука

$$\sigma = E\varepsilon. \quad (2.6)$$

(Следует отметить, что величину E можно назвать также коэффициентом напряжения, поскольку она представляет собой отношение



Ф и г. 2.1.

напряжения к деформации.) На фиг. 2.1 графически представлены экспериментальные данные в виде зависимости $E(\epsilon)$. (Эту зависимость можно выразить аналитически, но соответствующая формула имела бы очень громоздкий вид.) Диаграмма $E(\epsilon)$ направляется фирме "Фуллер" и рекомендуется для применения при расчетах деформации материала АРСО-123.

3. Решение старым методом. Анализ задачи

Для решения задачи необходимо по данным, приведенным на фиг. 2.1, найти E , чтобы вычислить деформацию с помощью закона Гука (2.6). Напряжение задано и равно $0,359 \text{ ГН/м}^2$. Следовательно, по закону Гука деформация равна $0,359/E$. Согласно фиг. 2.1, величина E зависит от деформации, а поскольку деформация нам неизвестна, мы не можем найти коэффициент E с помощью фиг. 2.1. Следовательно, нам приходится решать задачу непрямым путем, применяя метод проб и ошибок или метод последовательных приближений. Воспользуемся итерационным методом. Сначала зададим значение E , найдем ϵ по формуле $\epsilon = 359/E$, затем по этому значению ϵ найдем новое значение E с помощью фиг. 2.1. Будем повторять эту процедуру до тех пор, пока не получим достаточно точного результата. Итак,

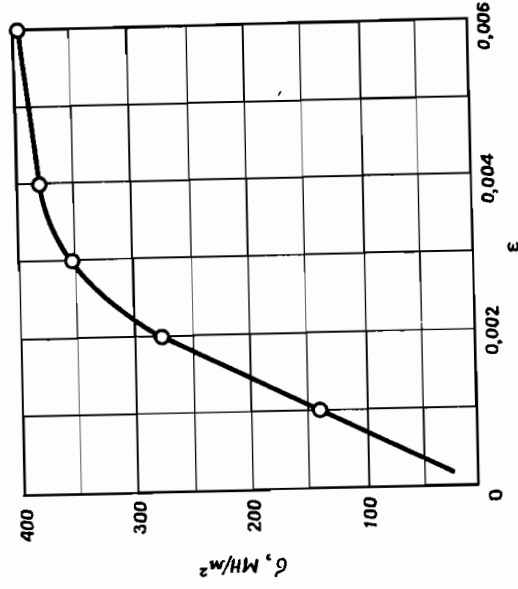
$$\begin{aligned} E_1 &= 138 \rightarrow \epsilon = 0,359/138 = 0,0026 \rightarrow E_2 = 131, \\ E_2 &= 131 \rightarrow \epsilon = 0,359/131 = 0,00274 \rightarrow E_3 = 125, \\ &\quad 0,00286 \quad 122,8 \\ &\text{и т.д.} \\ &\quad 0,00292 \quad 120,1 \\ &\quad 0,00299 \quad 118,6 \\ &\quad 0,00302 \quad 118,0 \end{aligned}$$

Ответ. Согласно диаграмме Джонсоновской лаборатории, напряжение $0,359 \text{ ГН/м}^2$ вызывает относительную деформацию материала АРСО-123, равную $0,00302$.

Затраченное время: 5–20 мин.

4. Решение новым методом. Корреляция данных

Джонсоновская лаборатория представила данные в виде соотношения между нагрузкой и деформацией. Эти данные обрабатываются в виде зависимости напряжения от деформации, и отношению этих величин не придается никакого значения. (Заметим, что $\sigma = \text{Нагрузка/Площадь}$; $E = \text{Нагрузка/Площадь} \times \epsilon$.) На фиг. 2.2 приведена диаграмма $\sigma(\epsilon)$, построенная по обработанным таким



Ф и Г. 2.2

образом экспериментальным данным. Полученная диаграмма направляется фирме "Фуллер" и рекомендуется для применения при расчетах деформации материала АРСО-123.

Анализ задачи

Определение искомых значений по фиг. 2.2

Ответ. Согласно диаграмме Джонсоновской лаборатории, напряжение $0,359 \text{ ГН/м}^2 = 359 \text{ МН/м}^2$ приведет к относительной деформации материала АРСО-123, равной $0,00305$.

Затраченное время: несколько секунд.

Обсуждение задачи 1

Проведенный анализ показывает, что задачи, для решения которых старым способом требуется применять метод проб и ошибок или метод последовательных приближений, с помощью нового способа задачу можно решить прямым путем. Кроме того, наглядно продемонстрировано, что решение подобных простых задач новым способом можно найти примерно в сто раз быстрее, оно надежнее (в том смысле, что применяя старый способ, можно часто получить невер-

ный ответ) и точнее. Следует также отметить, что при корреляции данных старым способом практически невозможно "увидеть" функциональную связь между напряжением и деформацией.

В гл. 1 указывалось, что коэффициенты полезны лишь тогда, когда одновременно являются производными. Отмечалось также, что коэффициенты являются производными *только в том случае*, когда рассматриваемая функция линейна и проходит через начало координат.

В области упругой деформации функция $\sigma(\epsilon)$ линейна и проходит через начало координат. Следовательно, модуль упругости полезно применять в области упругой деформации не потому, что он является коэффициентом σ/ϵ , а потому, что в этой области выполняются условия

$$E = d\sigma/d\epsilon, \quad (2.7a)$$

$$\sigma(\epsilon = 0) = 0. \quad (2.7b)$$

Не формулой (2.6), а соотношениями (2.7) обусловлена польза применения E в области упругой деформации. Как показывает анализ задачи 1, если соотношения (2.7) не выполняются, то применение коэффициента напряжения, определенного формулой (2.6), не приносит пользы и только усложняет очень простую задачу.

Следует отметить, что связь напряжения с деформацией *никогда* не выражается в форме зависимости $E(\epsilon)$ (фиг. 2.1). В сопротивлении материалов применяется "новая" зависимость $\sigma(\epsilon)$ (фиг. 2.2).

И формула (2.6) на самом деле не выражает закона Гука. Закон Гука выражает экспериментально установленный факт, что напряжение пропорционально деформации в области упругой деформации. Он описывается математически формулой (2.6) лишь в том случае, если известно, что E не зависит от ϵ . Другими словами, мы должны поинимать, что формула (2.6) описывает функциональную связь между σ и ϵ в области упругой деформации, а не просто определяет E как отношение напряжения к деформации. (Отметим, что формула $q = h\Delta T$ идентична формуле (2.6), однако она ничего не говорит нам о функциональной связи между q и ΔT — она просто определяет h как отношение q к ΔT .) Утверждение, что данный материал имеет модуль упругости 200 ГН/м^2 , означает, что в области упругой деформации производная зависимости напряжения от деформации равна отношению напряжения к деформации и составляет 200 ГН/м^2 .

По существу, при анализе задачи 1 мы показали, что получится, если применять E как параметр, аналогичный коэффициенту теплоотдачи, в то время как в действительности существует значительно большая аналогия между E и коэффициентом теплопроводности k ,

т.е. E и k используются при рассмотрении существенно линейных явлений.

(Читатели, знакомые с теорией пластического изгиба, знают, что формулой (2.7a) определяется так называемый модуль сдвига. Те, кто знаком с нелинейными электрическими резисторами, знают, что электрический аналог параметра, определяемого формулой (2.7a), обычно называется динамическим электрическим сопротивлением. В старой теории теплопередачи¹⁾ нет аналогичного "динамического теплового сопротивления", поскольку теплообмен не рассматривается в ней как динамический процесс. В новой теории теплопередачи учитывается динамический характер теплообмена, но не содержится динамического теплового сопротивления, поскольку понятие сопротивления в ней не используется. Обсуждение этого вопроса выводит нас за рамки гл. 2, и мы вернемся к нему в одной из следующих глав.)

ЗАДАЧА 2. ПРОЦЕСС ПЕРЕНОСА

1. Предпосылки

Фирма "Маршалл" собирается ввести в строй новую производственную линию. Назначение этой установки — перенос вещества, которое мы назовем Y , из одного потока жидкости в другой. К сожалению, фирма не имеет опыта работы с переносом Y . Известно только, что перенос каким-то образом зависит от разности значений параметра X в двух потоках. Чтобы получить информацию, необходимую для расчета характеристик новой установки, фирма "Маршалл" обращается в Джоуновскую лабораторию, в которой работают специалисты в области переноса Y . Конструкторы фирмы сообщают интересующий их диапазон параметров, и обе стороны достигают договоренности, что лаборатория проведет эксперименты, получит данные, обработает результаты и предложит корреляционную зависимость, необходимую для расчета характеристик переноса Y .

Формулировка задачи

Найти, при каком значении ΔX массовая скорость переноса Y равна 8.

¹⁾ Я еще раз подчеркиваю, что к "старой" теории теплопередачи не относятся две опубликованные мною статьи, а также несколько последующих статей, которые являются разделами новой теории теплопередачи.

2. Решение старым методом.

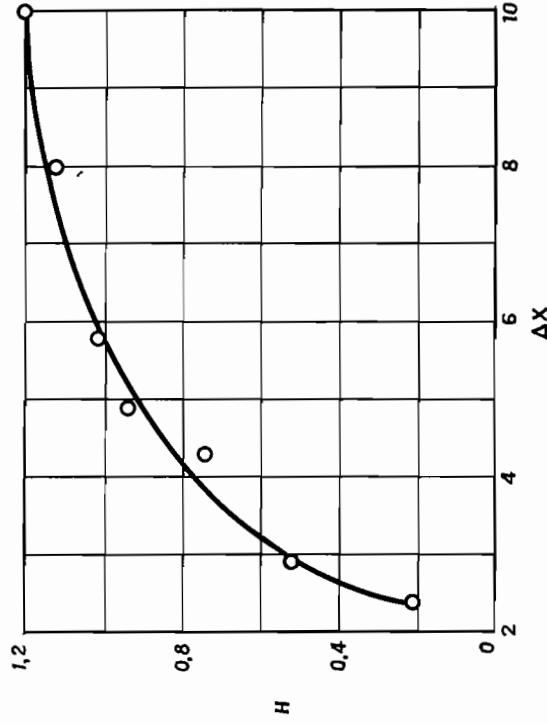
Корреляция данных с использованием коэффициентов

В Джоуновской лаборатории применяется старая теория, и специалисты знают характеристики переноса Y и закон, скажем, Смита, описываемый выражением

$$y = H\Delta X, \quad (2.8)$$

где y — массовая скорость переноса Y ; ΔX — разность значений X в двух потоках; H — коэффициент переноса Y . На экспериментальной установке лаборатории были проведены эксперименты, необходимые для измерения H , коэффициента переноса Y . (Для старой теории теплопередачи типично выражение "измерить коэффициенты теплоотдачи", хотя эти коэффициенты не существуют и, следовательно, их нельзя "измерить".)

По экспериментальным результатам была построена корреляционная зависимость (фиг. 2.3). Эта зависимость направляется фирме "Маршалл" и рекомендуется для применения при расчетах характеристик переноса Y в проектируемой установке.



Ф и г. 2.3.

3. Решение старым методом. Анализ задачи

Мы должны найти ΔX с помощью корреляционной зависимости для коэффициента переноса Y , $H = f(\Delta X)$, представленной графически на фиг. 2.3, и с помощью закона Смита, описанного выражением (2.8). На основании исходных данных и закона Смита (2.8) получаем

$$\Delta X = y/H = 8/H. \quad (2.9)$$

Следовательно, задача сводится к определению H по данным, приведенным на фиг. 2.3. Из рассмотрения фиг. 2.3 следует, что, к сожалению H является функцией ΔX и его нельзя определить непосредственно. Приходится применять метод последовательных приближений или метод проб и ошибок. Проводя итерации, как в задаче 1, получаем

$$H_1 = 0,8 \rightarrow \Delta X = 8/0,8 = 10 \rightarrow H_2 = 1,2$$

$$1,07$$

$$1,12$$

и т. д.

$$1,10$$

$$\Delta X = 7,27 \rightarrow H = 1,11 \text{ (достаточно точное значение).}$$

Ответ. Массовая скорость переноса Y , равная 8, достигается при $\Delta X = 7,27$.

Затраченное время: 5 — 10 мин.

4. Решение новым методом. Корреляция данных

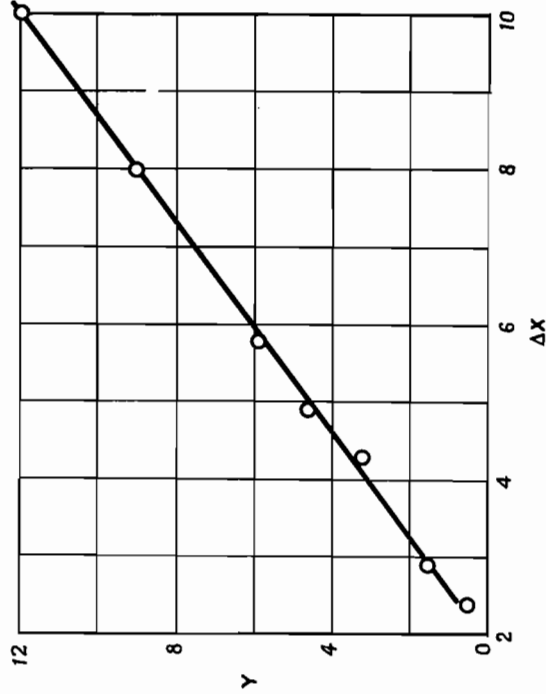
В Джоуновской лаборатории применяется "новая" теория, и специалисты не используют коэффициентов при расчете процессов переноса. На экспериментальной установке лаборатории были проведены эксперименты, необходимые для измерения и корреляции характеристик переноса Y .

Экспериментальные данные представлены графически в виде зависимости $Y(\Delta X)$. Окончательная корреляционная зависимость (фиг. 2.4) направляется фирме "Маршалл" и рекомендуется для применения при расчетах характеристик переноса Y в проектируемой установке.

Анализ задачи

Определение искомого значений по фиг. 2.4.

Ответ. Массовая скорость переноса Y , равная 8, достигается при $\Delta X = 7,30$.



Ф и г. 2.4

Затраченное время: несколько секунд.

Обсуждение задачи 2

Проведенный анализ показывает, какую путаницу в решение обших задач переноса вносит применение коэффициентов переноса. Продемонстрировано, что многие задачи переноса, для решения которых с помощью коэффициентов приходится применять не прямые, сложные методы, решаются непосредственно, если вообще отказываются от коэффициентов.

Кроме того, анализ задачи 2 показывает, что для существования линейной функции, не проходящей через начало координат, коэффициент является существом *нелинейной* функцией. Например, аналитическое выражение зависимости, приведенной на фиг. 2.4, имеет вид

$$y = 1,5 (\Delta X - 2). \quad (2.10)$$

Для этой линейной функции коэффициент переноса $H = y / \Delta X = f(\Delta X)$ получается существом нелинейным

$$H = 1,5 - (3/\Delta X). \quad (2.11)$$

Соотношение (2.11) является аналитическим выражением для кривой, представленной на фиг. 2.3.

Если это соотношение известно, то можно решить задачу 2 непосредственно, подставив соотношение (2.11) в закон Смита (2.8). В таком случае

$$y = H \Delta X = (1,5 - 3/\Delta X) \Delta X, \quad (2.12)$$

$$y = 1,5 (\Delta X - 2). \quad (2.13)$$

Соотношение (2.13) является корреляционным соотношением, типичным для "новой" теории. Оно совпадает с формулой (2.10) и позволяет получить непосредственное решение как для y , так и для ΔX . Однако важно подчеркнуть, что метод прямого решения *с использованием H* является не чем иным, как обходным маневром, осуществляемым с целью *исключения H* ! Действительно, мы исключаем H после выполнения следующих операций:

- 1) получение данных в форме $y (\Delta X)$.
- 2) введение отношения H ,
- 3) преобразование данных к виду $H(\Delta X)$,
- 4) определение математического выражения $H(\Delta X)$, соотношение (2.11),
- 5) подставление математического выражения функции $H(\Delta X)$ в закон Смита (2.8) с целью
- 6) получения математического выражения, *не* содержащего H и имеющего ту же самую форму $y(\Delta X)$, с которой мы начали все наши операции!!!

Следовательно, такой метод "прямого" решения с использованием коэффициентов на самом деле является замаскированным способом исключения коэффициентов.

Перечисленные выше шесть операций показывают, что за введением коэффициентов следует их исключение. Применять коэффициенты — все равно, что лететь из Далласа в Форт-Уорт через Пекин: это можно сделать, но при этом мы напрасно покроем большое расстояние и, возможно, не попадем в конечный пункт нашего путешествия.

В новой теории теплопередачи мы минуем операции 2 — 5 и переходим к операции 6, не интересуясь промежуточными операциями, величиной коэффициента или "законом Ньютона".

Рассмотренный пример показывает, что при использовании старой теории теплопередачи исследователи и экспериментаторы вводят коэффициенты, а конструкторы и расчетчики исключают их. При использовании новой теории теплопередачи исследователи и эксперимен-

таторы получают корреляционные соотношения в наиболее удобном для конструкторов и расчетчиков виде, который правильное отражает законы природы. В итоге теплопередача из искусства становится наукой.

ЗАДАЧА 3. ТЕПЛООБМЕН

1. Предпосылки

Фирма "Эйс электрик" изготавливает линию для производства резисторов С-12, которые должны работать на большой, свободно обдуваемой воздушной панели. Конструкторам надо точно рассчитать тепловые режимы этих резисторов, так как их характеристики существенно зависят от температуры. По мнению конструкторов, обобщенная корреляционная зависимость, позволяющая определить тепловой поток, является недостаточно точной для рассматриваемых условий. Поэтому был заключен контракт с Доусской лабораторией теплообмена, предусматривающий проведение тепловых экспериментов с реальными резисторами на реальной панели, обработку полученных экспериментальных данных и нахождение корреляционной зависимости, которую можно было бы применить для расчета тепловых режимов резисторов С-12 при различных уровнях мощности. В контракте указаны диапазоны исследуемых параметров: тепловой поток от стенки $3 - 300 \text{ Вт/м}^2$; температура окружающей среды $32 - 38^\circ\text{C}$; диаметр резистора $12,7 \text{ мм}$, его длина $25,4 \text{ мм}$; резисторы установлены горизонтально на панели, поставляемой фирмой.

Формулировка задачи

Насколько температура резистора С-12 будет выше температуры окружающей среды в режиме работы при тепловом потоке 220 Вт/м^2 ?

2. Решение старым методом. Корреляция данных с использованием коэффициентов

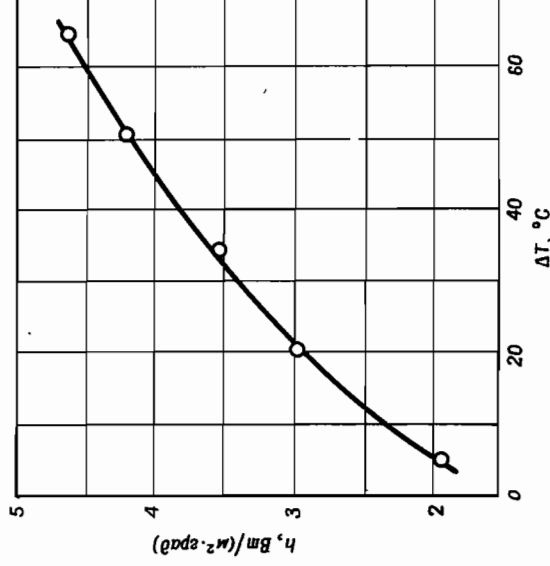
Сотрудники Доусской лаборатории применяют старую теорию теплопередачи; им известно, что результаты измерения теплообмена в условиях свободной конвекции хорошо описываются соотношением

$$N_{Nu} = f(N_{Gr}, N_{Pr}), \quad (2.14)$$

которое можно переписать в виде

$$h = f_1(\text{параметры системы}) \cdot f_2(\Delta T). \quad (2.15)$$

Поскольку параметры системы в рассматриваемой задаче практи-



Ф и Г. 2.5.

чески не изменяются, соотношение (2.15) можно свести к следующему:

$$h = f(\Delta T). \quad (2.16)$$

Сотрудники лаборатории провели экспериментальное измерение коэффициента теплоотдачи при различных значениях ΔT и нашли таким образом зависимость $h(\Delta T)$.

На основании экспериментальных данных получена корреляционная зависимость $h(\Delta T)$, представленная на фиг. 2.5. Эта зависимость направляется фирме "Эйс электрик" и рекомендуется для применения при расчетах тепловых режимов резисторов С-12.

3. Решение старым методом. Анализ задачи

Анализ этой задачи проводится так же, как анализы "старым" методом задач 1 и 2.

Ответ. При тепловом потоке 220 Вт/м^2 , температура стенки на 52°C выше температуры окружающей среды.

Затраченное время: ~5 мин.

4. Решение новым методом. Корреляция данных

Сотрудники Доусской лаборатории применяют новую теорию теплопередачи и не используют коэффициентов теплоотдачи. Были проведены эксперименты с целью измерения q при различных значениях ΔT и найдена зависимость $q(\Delta T)$.

На основании экспериментальных данных получена корреляционная зависимость $q(\Delta T)$, представленная на фиг. 2.6. Эта зависимость направляется фирме "Эйс электрик" и рекомендуется для применения при расчетах тепловых режимов резисторов С-12.

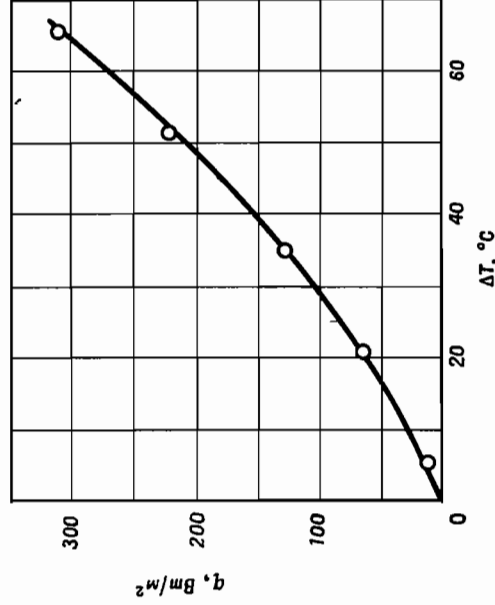
Анализ задачи

Определение искомых значений по фиг. 2.6.

Ответ. При тепловом потоке, равном 220 Вт/м^2 температура стенки на 53°С выше температуры окружающей среды.
Затраченное время: несколько секунд.

Обсуждение задачи 3

Проведенный анализ показывает, что применение коэффициента теплоотдачи только усложняет решение многих задач теплообмена при свободной конвекции, которое в рамках новой теории теплопередачи



Ф и г. 2.6.

можно найти прямым, а, следовательно, более простым путем. С помощью старой теории теплопередачи решение можно получить непосредственно, если известна величина ΔT , но если задано значение q и требуется определить ΔT , то решение находится непрямым путем. Если исключить коэффициент h , как это делается в новой теории теплопередачи, то получается единая корреляционная зависимость, которая позволяет непосредственно определить как q , так и ΔT .

Как и в задаче 2, коэффициент h можно исключить либо вообще не вводя его, либо применяя "обходной маневр", когда h вводится для того, чтобы в итоге быть исключенным. Стоит ли говорить о том, что лучший метод исключить коэффициент h — это совсем не вводить его!

РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Анализ задач, проведенный в этой главе, подтверждает мысль, высказанную в гл. 1:

Многие задачи, для решения которых в рамках старой теории требуется применение метода проб и ошибок или метода последовательных приближений, в рамках новой теории решаются прямым путем.

Как показывает анализ задачи 3, в рамках старой теории задачи теплообмена при свободной конвекции решаются непрямым путем, если задано значение q , а величина ΔT неизвестна. Мы намеревались заимствовать задачу 3 из какого-нибудь учебника, посвященного старой теории теплопередачи, но, к сожалению, ни в одном из многих просмотренных нами учебников не было приведено ни одного примера определения ΔT методом проб и ошибок при известном значении q . В примерах всегда отыскиваются прямые решения относительного q при заданной величине ΔT . В самом деле, как показывают результаты наших поисков, во многих учебниках, посвященных старой теории теплопередачи, не содержится даже намека на то, что целый ряд практических задач теплообмена не имеет прямого решения. Единственным исключением является книга Земанского "Теплота и термодинамика" [1], в которой при рассмотрении задач теплообмена путем свободной конвекции говорится:

"В практических задачах часто приходится рассматривать стенку с постоянной температурой T_w , которая покрыта слоем изолирующего материала толщиной x с коэффициентом теплопроводности k . Внешняя поверхность изоляции находится в контакте с воздухом при атмосферном давлении и температуре $T_a \dots$

Поскольку h изменяется как $(T - T_a)^{1/4}$, проще всего найти T методом проб и ошибок. Предполагая, что температура T равна произвольно выбранному значению, вычисляем величину h и умножаем ее на $(T - T_a)$. Затем определяется величина $(k/x)(T_w - T)$ и сравнивается с $h(T - T_a)$. Если они не равны между собой, выбирается другое значение T и процедура продолжается до тех пор, пока не будет удовлетворяться условие $(k/x)(T_w - T) = h(T - T_a)$.

Если говорить в более широком смысле, то анализ задач, рассмотренных в этой главе, показывает, что введение h не только не вызвано необходимостью, но, наоборот, приводит к тому, что время, необходимое для решения этих простых задач, *возрастает* в 100 раз. Кроме того, можно с полным основанием полагать, что решение более сложных задач в рамках старой теории теплопередачи может оказаться практически невозможным (см. следующие главы).

Проведенный анализ простых задач подсказывает также, как поступать с конвективным теплообменом при переходе от старой теории теплопередачи к новой. Все корреляционные соотношения, в которые входит h , следует пересмотреть. Каждое соотношение нужно преобразовать обратно к виду $q(\Delta T)$ и сравнить с основными экспериментальными данными, обязательно представленными в виде $q(\Delta T)$. Если при этом обнаруживается разброс опорных экспериментальных данных, и они не поддаются обобщению, то нужно серьезно задуматься над тем, не повторить ли эксперименты.

Результаты анализа позволяют сделать вывод, что задача исследователей и экспериментаторов состоит в том, чтобы представить данные измерения теплообмена в удобном для использования виде $q(\Delta T)$, а не в виде $h(\Delta T)$, применяемом в старой теории теплопередачи.

Следует отметить, что со времени появления первой работы Нукиямы [2] по кипению в большом объеме все исследователи в области кипения и конденсации представляли и сравнивали свои результаты измерений в виде $q(\Delta T)$, отвечая требованиям новой теории теплопередачи. Однако важно указать, что в новой теории эта форма представления экспериментальных данных считается удобной не только для сравнения. Основное ее достоинство состоит в том, что она является оптимальной формой для построения инженерных методов расчета процессов кипения, конденсации и *всех* процессов конвективного теплообмена, а также для *проектирования* и *расчета* теплообменных аппаратов.

Переход от $h(\Delta T)$ к $q(\Delta T)$ в соответствии с требованиями новой теории теплопередачи, означает превращение учения о конвективном теплообмене из сложного искусства в простую науку.

Обозначения (см. также обозначения к гл. 1)

A — площадь поверхности;

E — отношение напряжения к относительной деформации;

H — см. задачу 2, п. 2;

Q — тепловой поток;

ΔT_{oa} — разность полных температур;

X — см. задачу 2, п. 2;

Y — см. задачу 2, п. 2;

y — см. задачу 2, п. 2;

ϵ — относительная деформация;

σ — напряжение.

Литература

1. Zemansky, Heat and Thermodynamics, 4th ed., McGraw-Hill, 1957.
2. Nukiyama S., -J. Soc. Mech. Eng. Japan, 37, No.206, 367 (1934).

В новой теории теплопередачи расчеты производятся только в один этап – местный тепловой поток вычисляется с помощью функции $q\{\Delta T\}$. (Далее в этой книге скобки $\{\}$ указывают на функциональную зависимость. Так, выражение $q\{\Delta T\}$ означает, что q является функцией ΔT , и q означает, что q должно быть умножено на ΔT .) Как показано в следующих задачах, касающихся проектирования и расчета теплообменных аппаратов, в новой теории не используются такие понятия, как термическое сопротивление или коэффициент теплоотдачи, она опирается только на зависимость теплового потока от термодвижущей силы.

В большинстве учебников, посвященных старой теории теплопередачи, для лучшего усвоения понятия термического сопротивления проводится аналогия между термическим и электрическим сопротивлением. Обычно в них также демонстрируется возможность использования цепей линейных электрических сопротивлений для решения тепловых задач, особенно если рассматриваются проблемы теплового излучения. Конечно, излучение – это существенно нелинейное явление, которое в первую очередь должно быть "линеаризовано", чтобы можно было применять теорию линейных цепей. (Слово "линеаризован" взято в кавычки, поскольку в данном случае оно не совсем подходящее. Правильнее было бы сказать, что излучение должно быть описано с помощью коэффициентов или отношений, чтобы обеспечить соответствие с теорией линейных цепей. Мы вернемся к этому вопросу в главе, где будем рассматривать теплообмен излучением.)

Крейц¹⁾ несколько подробнее рассматривает аналогию между электрическим и термическим сопротивлениями и правильно оценивает ее значение для развития представления о цепях термических сопротивлений, полезного для решения задач с помощью старой теории теплопередачи. Он достаточно подробно описывает эту известную идею. Читатель, интересующийся историей, может непосредственно обратиться к книге Крейца.

Фактически в старой теории теплопередачи представляет интерес не сам тепловой поток, а *сопротивление*, оказываемое ему. Так, в правильном замечании Якоба, касающемся старой теории, которое мы цитировали в гл. 1, говорится:

¹⁾Kreith, Principles of Heat Transfer, 1st edition, 1958, pp. 18–21, 89, 119–120, 159, 200–211, also the 2nd edition.

ГЛАВА 3. СТАТИКА

ВВЕДЕНИЕ

В гл. 2 мы решили несколько простых задач, используя и старую, и новую теории теплопередачи. Главной целью этих задач было показать, насколько новый способ лучше старого и почему. Мы видели, что новым способом можно эффективно решать простые нелинейные задачи и что старым способом также можно решать те же задачи, хотя и не столь эффективно. Мы видели, что новый способ позволяет получить решение в сотни раз быстрее старого и, кроме того, он гораздо надежнее и точнее.

В этой главе мы рассматриваем более сложные практические задачи, преследуя иную цель: продемонстрировать возможность проектирования и расчета реальных установок с помощью новой теории теплопередачи. В этой главе приведены примеры проектирования и расчета двух теплообменников. В одном из них теплопередача описывается линейной зависимостью, проходящей через точку $q\{\Delta T = 0\} = 0$, в другом – происходят существенно нелинейные процессы. Проектирование и расчет этих теплообменников в задаче 1 проводятся с помощью старой теории теплопередачи, в задаче 2 – с помощью новой теории. Читатели, которые в настоящий момент более не интересуются старой теорией теплопередачи, могут пропустить описание нелинейной части задачи 1.

СРАВНЕНИЕ СТАРОЙ И НОВОЙ ТЕОРИЙ

Определение местного теплового потока q в старой теории теплопередачи производится в два этапа: 1) рассчитывается коэффициент теплоотдачи (h или U) или термическое сопротивление ($1/h$ или $1/U$); 2) вычисляется местный тепловой поток по формулам

$$q = h\Delta T \quad \text{или} \quad q = U\Delta T. \quad (3.1)$$

"... основной задачей теории и практики конвективного теплообмена является определение функции h ".

В новой теории теплопередачи мы не интересуемся коэффициентом h , т.е. сопротивлением тепловому потоку, а рассматриваем только сам тепловой поток. Мы не проводим аналогии между потоками тепла и электричества, поскольку связь между потоком вообще и потоком в цепях настолько очевидна, что устанавливается фактически интуитивно. Изменение потока, теория потока, а также теория потока в цепях хорошо описываются следующим "законом потоков":

Поток, поступающий в некоторый объем, равен сумме потоков, выходящего из этого объема и оставшегося в нем.

Интуитивно ясно, что этот "закон потоков" в равной степени применим к потокам тепла, электричества, газов, жидкостей и т.д. (хотя обычно "закон потоков" формулируется несколько элегантнее, я сомневаюсь, чтобы его можно было выразить проще и удобнее.)

Таким образом, в новой теории теплопередачи мы имеем дело не с термическим сопротивлением, а с тепловым *потоком*. Мы ищем не корреляционные соотношения, которые описывали бы термическое сопротивление, а соотношения, которые описывают тепловой *поток*. Чтобы облегчить решение сложных задач, мы используем не понятия цепей сопротивлений, а понятие *потока* в цепях. Мы не проводим аналогии между тепловым потоком и любым другим потоком, вместо этого мы сознательно признаем, что теплопередача — это *поток* тепла и что этот *поток* так же прост и обладает такой же динамикой, как и любой другой *поток*.

В старой теории теплопередачи ключевое слово — сопротивление (коэффициент теплоотдачи) и камень преткновения — понятие сопротивления (коэффициент теплоотдачи) $h\{\Delta T\}$. В новой теории теплопередачи ключевое слово — *поток* и камень преткновения — понятие потока $q\{TDC\}$. Хотя в теории это различие может показаться неуместным, на практике оно приводит к существенным расхождениям, что мы уже видели на примере простых задач, приведенных в гл. 2, и увидим на примере следующих задач, посвященных вопросам проектирования и расчета теплообменных аппаратов.

СТАТИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ В ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ

Старая теория теплопередачи имеет дело лишь со статическими характеристиками теплообменной установки, и на первый взгляд разделение характеристик на статические и динамические может показаться странным. Чтобы облегчить переход от старой теории к новой, в этой главе рассматриваются только статические характеристики, а в гл. 4 вводится понятие динамических характеристик теплообменной установки.

При анализе статических процессов в теплопередаче мы рассматриваем рабочие характеристики установки как стационарные, т.е. рассматриваем потенциально стационарный рабочий режим установки. Мы не касаемся вопросов динамики, таких, как характер реакции установки на малые изменения (возмущения) в окрестности стационарного рабочего режима, т.е. не рассматриваем вопроса об устойчивости стационарного рабочего режима.

Те, кто знаком со старой теорией теплопередачи, признают, что исследование динамических режимов в ней находится в зачаточном состоянии. Это вполне понятно, поскольку, как мы увидим в гл. 4, строгое решение динамических задач с помощью старой теории теплопередачи было бы столь громоздким и сложным, что это фактически было бы равносильно невозможности его получения.

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Рассматриваются вопросы проектирования и расчета двухкомпонентных теплообменников: A/B , в котором все явления теплопередачи описываются линейной зависимостью, проходящей через точку, где $q\{\Delta T = 0\} = 0$, и A/C , в котором процесс теплопередачи нелинеен на одной из поверхностей раздела.

Как указывалось в гл. 1, старая теория теплопередачи эффективна применительно к процессам, описываемым линейными зависимостями, проходящими через точку, в которой $q\{\Delta T = 0\} = 0$. Таким образом, при проектировании и расчете теплообменника A/B с помощью старой теории теплопередачи трудностей не возникает. Действитель-

но, с помощью старой теории можно спроектировать и рассчитать теплообменник A/V быстрее, чем с помощью новой. Однако следует иметь в виду, что теплообменник A/V рассматривается с целью облегчить понимание новой теории путем применения ее к задаче проектирования и расчета, которая достаточно проста, чтобы ее можно было решить непосредственно с помощью старой теории теплопередачи.

Рассмотрение теплообменника A/V облегчает переход от старой теории к новой путем выбора некоторой "общей области", где обе теории эффективны. В этой общей области новый метод в сравнении со старым может показаться странным, путанным и окольным. Однако следует иметь в виду, что вы сравниваете новый метод, которым пользуетесь впервые, со старым, который вам известен и которым вы пользовались годами. Если вы не можете быстро и просто решить задачу проектирования и расчета теплообменника A/V с помощью новой теории, то, пожалуйста, допустите, что это неумение проистекает из-за плохого знания теории, а не из-за ее недостатков. Во всяком случае, красноречивым подтверждением справедливости такого допущения является задача проектирования и расчета теплообменника A/C . После ознакомления с проблемой большинством читателей, по-видимому, откажутся от проектирования и расчета теплообменника A/C с помощью старой теории на том основании, что им придется выполнять много ненужной дополнительной работы — и это действительно так!

В обоих рассматриваемых жидкостно-жидкостных теплообменниках расходы теплоносителей достаточно велики, а изменение их температуры в установке пренебрежимо мало. Другими словами, распределение температуры в каждом теплоносителе можно заменить одним средним значением. (Последнее, конечно, можно было бы сделать, рассматривая дифференциальный элемент теплообменника. Однако, по мнению автора, процессы в установке проще исследовать в интегральном виде.)

При проектировании и расчете каждой конструкции предполагается, что тепловой поток постоянен по всей длине теплообменника,

тогда

$$Q_{\text{комп}} = qA_{\text{комп}} \quad (3.2)$$

Если рассматривается установка, в которой q изменяется от точки к точке, то следует, конечно, определить $Q_{\text{комп}}$ с помощью выражения

$$Q_{\text{комп}} = \int q \{ A \} dA. \quad (3.3)$$

Как указывалось в гл. 2, это интегрирование приходится выполнять и в новой, и в старой теориях теплопередачи. Так как в обеих теориях интеграл один и тот же, мы не станем рассматривать его подробнее, а только отметим, что интегрирование в уравнении (3.3) необходимо выполнять всякий раз, когда q заметно изменяется от точки к точке в установке.

РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ В НОВОЙ ТЕОРИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Расчет статических режимов в новой теории очень прост. При этом должны выполняться следующие требования.

1. Понимание "закона потоков", сформулированного на стр. 44.

2. Признание факта, что

$$\Delta T_{\text{полн}} = \Sigma \Delta T_i, \quad (3.4)$$

т.е. того, что полная разность температур между источником тепла и его стоком в установке равна сумме разностей температур между поверхностями раздела, перепадов температур в стенках и т.д.

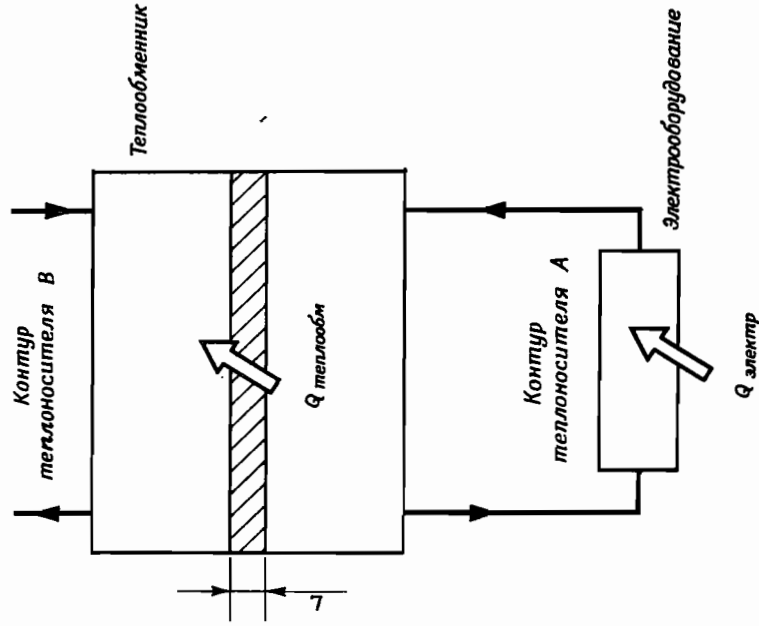
3. Знание функций $q_i \{TDC_i\}$, которые описывают тепловой поток в установке между поверхностями раздела, в стенках и т.д.

В задаче 2 показано, каким образом при проектировании и анализе теплообменных установок с помощью новой теории используются все три условия.

ЗАДАЧА 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КОМПОНЕНТОВ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С ПОМОЩЬЮ СТАРОЙ ТЕОРИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Предпосылки

Фирма "Маршалл эквипмент" планирует изготовление жидкостно-жидкостных теплообменников, используемых для охлаждения электрического оборудования. На рынок будут поставляться два типа таких установок: теплообменники "масерм А" – "масерм В" и "масерм А" – "масерм С" ["масерм" – фирменное название теплоносителя (Marshall's thermal fluids)]. Конструкция теплообменника и тип системы, в которой будут применяться указанные теплоносители, схематически представлены на фиг. 3.1. (Контур теплоносителя "ма-



Фиг. 3.1.

серм В(С)" разомкнут, так как в него обычно нагнетается жидкость из большого резервуара постоянной температуры.) На практике расходы через оба контура достаточно велики, и вследствие этого изменение температуры жидкости при прохождении через установку мало, т.е.

$$T_{\text{теплон. А, подв}} = T_{\text{теплон. А, отв}} \quad (3.5)$$

и аналогично для жидкостей В и С.

На основании предыдущего опыта работы с теплообменниками подобных конструкций известно, что режим работы всей установки существенно постоянен. (В рамках старой теории теплопередачи мы должны были бы сказать, что коэффициенты h_A , h_B и h_C во всей установке постоянны. В рамках новой теории теплопередачи мы должны сказать, что во всей установке постоянны $q_A \{\Delta T_A\}$, $q_B \{\Delta T_B\}$ и $q_C \{\Delta T_C\}$.)

Фирма "Эйс электрик" заказывает один из новых теплообменников. В техническом задании фирмы говорится, что теплоносители "масерм А" и "масерм В" должны поступать из большого резервуара, поддерживаемого при температуре 120°C . Температура теплоносителя "масерм А" не регулируется (она изменяется в соответствии со значением $Q_{\text{электр}}$ и рабочими характеристиками теплообменника), т.е. в установившемся состоянии температура теплоносителя "масерм А" определяется условием

$$Q_{\text{электр}} = Q_{\text{теплообм}}. \quad (3.6)$$

Далее в техническом задании предусматривается блокировка высоких температур T_A , которая отключает электрическое оборудование, как только T_A превысит 265°C , причем в этом случае $Q_{\text{электр}}$ не превосходит 100 кВт ни в системе А/В, ни в системе А/С. Техническим заданием предусматривается также резервный режим для каждой системы. В этом режиме насос теплоносителя В(С) отключен, насос теплоносителя А действует, а вспомогательные нагреватели поддерживают электрическое оборудование и контур жидкости А при температуре 255°C . Оборудование предполагается переводить в резервный режим

каждый вечер и возвращать к нормальному режиму работы на следующее утро.

Исходные данные

1. Приведенное выше техническое задание.
2. Приведенные выше предпосылки.
3. Путем анализа соответствующей литературы конструктор или расчетчик обнаруживают, что тепловой режим теплоносителей "масерм А" и "масерм В" достаточно точно описывается уравнением

$$Nu = 0,023 (N_{Re})^{0,8} (N_{Pr})^{0,4}, \quad (3.7)$$

которое они преобразуют к виду h { параметры системы}. Определив эти параметры теплоносителей применительно к условиям теплообменника при оговоренных в техническом задании расходах, проектировщик или расчетчик находят

$$h_A = 6815 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}), \quad (3.8)$$

$$h_B = 9655 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}). \quad (3.9)$$

4. Путем анализа соответствующей литературы конструктор обнаруживает, что теплоноситель "масерм С" является довольно специфической жидкостью, коэффициент теплоотдачи которой в условиях работы теплообменника представлен на фиг. 3.2.

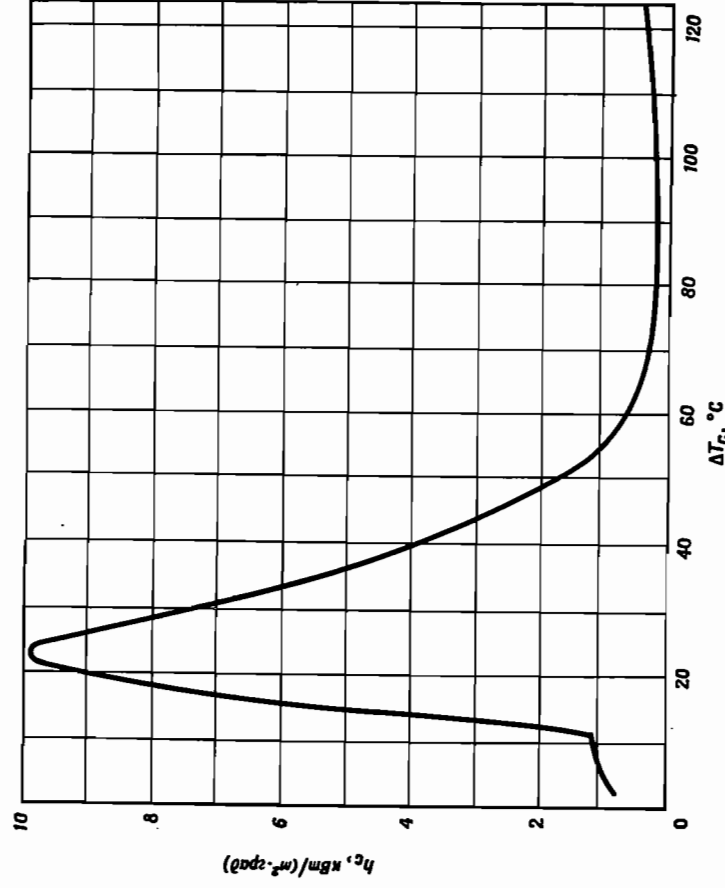
5. Из условий механической прочности стенки, на которой осуществляется теплообмен, должна быть не менее 3,05 мм толщиной и должна быть изготовлена из материалов со следующими значениями коэффициентов теплопроводности:

$$k_{\text{металл 1}} = 1,9 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град}),$$

$$k_{\text{металл 2}} = 10,73 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град}),$$

$$k_{\text{металл 3}} = 41 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град}),$$

$$k_{\text{металл 4}} = 204 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град}).$$



Фиг. 3.2.

Формулировка задачи (на практике)

Спроектировать (по возможности проще) оба теплообменника. Убедиться в том, что теплообменники соответствуют техническому заданию и удовлетворяют запросам фирмы "Эйс электрик".

Замечание 1. В этом месте я рекомендую читателю забыть все о новой теории и, не заглядывая в конец главы, попытаться решить эту практическую задачу с помощью старой теории. У вас не возникнет трудностей при проектировании удовлетворительного теплообменника А/В, однако сомнительно, чтобы кому-нибудь удалось получить удовлетворительную конструкцию теплообменника А/С, не прибегнув к помощи новой теории. В последнее десятилетие я решаю за-

дачи с помощью новой теории, а затем вынужден был переводить эти решения в рамки старой теории, чтобы они были понятны другим.

Замечание 2. Важно отметить, что режим теплопередачи, представленный на фиг. 3.2, имеет огромное практическое значение. Фактически он лежит в основе большинства двигателей девятнадцатого и двадцатого столетий (а возможно, также и двадцать первого). Об этом, на мой взгляд, следует упомянуть, чтобы предостеречь читателя от заключения, будто вопрос о теплообменнике A/C имеет только академический интерес и не связан с практикой. Режим, представленный на фиг. 3.2, мы рассмотрим значительно подробнее в последующих главах.

Формулировка задачи (в учебнике)

Ответьте на следующие вопросы сначала применительно к теплообменнику' A/B, а затем применительно к теплообменнику A/C.

1. Какова минимальная поверхность теплообменника, соответствующая техническому заданию фирмы "Эйс электрик"?
2. Какое значение T_A (в интервале 120 – 265 °C) соответствует максимально возможному значению $q_{\text{теплообм}}$?
3. Установите характер зависимости между толщиной стенки, на которой осуществляется теплообмен, и максимально возможным значением $q_{\text{теплообм}}$
4. Возможны ли какие-либо потенциальные трудности при эксплуатации аппарата? Какие?
5. Как их можно избежать надлежащим проектированием?
6. Если трудности возникли в процессе эксплуатации, то что следует сделать, чтобы избежать или исключить их?

Замечание. Отметим, что некоторые из этих вопросов применительно к теплообменнику A/B тривиальны, так как правильные ответы более или менее очевидны. Однако в случае теплообменника A/C, в котором процессы теплообмена на поверхности раздела нейнейны, сущность задачи полностью меняется, и вы обнаружите, что некоторые из очевидных ответов *ошибочны!* Это один из основных недостатков старой теории – очевидный ответ часто ошибочен, а

правильный ответ получить фактически невозможно, когда мы имеем дело с существенно нелинейными процессами. В то же время почти все практически важные процессы теплопередачи нелинейны!

Если читатель будет все-таки пытаться получить правильные ответы, то окажется, что для нахождения их старыми методами потребуется в 100 раз больше времени, причем с ростом степени трудности вероятность ошибки возрастет настолько, что с достаточным основанием можно будет ожидать неудовлетворительной конструкции теплообменника A/C, даже если затратить на ее проектирование неоправданно много времени.

Проектирование и расчет теплообменника A/B с помощью старого метода

(ответы на вопросы учебника, стр. 52)

1. Минимальная поверхность теплообменника соответствует максимально возможному значению U , которое определяется выражением

$$U = \frac{1}{1/h_A + 1/h_B + L/k} \quad (3.10)$$

Из выражения (3.10) следует, что максимум U соответствует минимуму L и максимуму k . Поэтому, воспользовавшись п. 3 и 5 исходных данных, найдем

$$\begin{aligned} U_{\text{макс}} &= \frac{1}{1/6815 + 1/9655 + 0,00305/204} = \\ &= 3770 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}. \end{aligned} \quad (3.11)$$

Далее

$$Q = UA\Delta T, \quad (3.12)$$

$$A_{\text{мин}} = \frac{Q_{\text{задан}}}{U_{\text{макс}} \Delta T_{\text{макс}}}, \quad (3.13)$$

$$A_{\text{мин}} = 100\,000/3770 (265 - 120) = 0,184 \text{ м}^2.$$

ПЕРЕХОДНЫЙ ПЕРИОД

2. Из выражения (3.13) следует, что максимально возможное значение $q_{\text{теплообм}}$ соответствует максимально возможному значению T_A , которое в указанном интервале равно 265°C .

3. Для данного материала максимально возможное значение $q_{\text{теплообм}}$ обратно пропорционально толщине стенки, на которой происходит теплообмен.

4. Потенциальных трудностей при эксплуатации установки не возникает.

5. Ответа не требуется.

6. Ответа не требуется.

Проектирование и расчет теплообменника A/C с помощью старого метода

(ответы на вопросы учебника, стр. 52)

Я не привожу решения для теплообменника A/C, полученного старым методом, поскольку просто не в состоянии понапрасну тратить много времени на решение методом проб и ошибок, которым здесь необходимо воспользоваться.

Читатели, еще сохранившие веру в старую теорию, должны проделывать эту часть задачи самостоятельно. Это будет лучшим доказательством того, что на проектирование и расчет приемлемой конструкции теплообменника A/C с помощью старой теории потребуются в сотни раз больше времени, если, конечно, читателю удастся довести решение до конца, избежав ошибок. Заметим, что с помощью старой теории можно спроектировать и правильно рассчитать удовлетворительную конструкцию теплообменника A/C, но для этого потребуются много времени и усилий. (Для получения правильного решения с помощью новой теории требуется всего лишь несколько минут и немного усилий.)

Тем, кто не доверяет ни новой, ни старой теориям теплопередачи, рекомендуется еще раз просмотреть гл. 1 и 2.

Те, кто признает, что старая теория является достоянием прошлого и должна быть заменена новой теорией, могут пропустить эту часть задачи 1 и приступить к следующему разделу.

В задаче 2 иллюстрируется использование новой теории теплопередачи применительно к статическим задачам проектирования и расчета установок. В ней также иллюстрируется подход к теплообмену на протяжении переходного периода от старой теории к новой. (Судя по аналогичным переходам в прошлом, длительность данного переходного периода, составит, по мнению автора, от 10 до 30 лет.)

В течение переходного периода из литературы берутся исходные данные, полученные с помощью старой теории. Прежде чем выполнять какие-либо расчеты, их следует привести к виду, соответствующему новой теории. Например, в течение некоторого времени корреляционные соотношения для теплоотдачи будут приводиться в литературе в прежнем виде

$$N_{\text{Nu}} = f(N \dots) g(N \dots). \quad (3.14)$$

Мы будем принимать эти критерияльные соотношения старой теории как лучшие из имеющихся (пока не будут получены корреляционные соотношения новой теории, основанные на фактических данных).

Однако, прежде чем выполнять какие-либо расчеты, мы будем преобразовывать старые соотношения к новому виду $q \Delta T$.

Хотя такое преобразование выполняется легко, следует предостеречь от реальной опасности, заключающейся в том, что исследователь, получивший данное соотношение, просто мог не знать, что h является функцией ΔT , и следует не забывать о том, что придется столкнуться со многими процессами теплопередачи, описанными в литературе в предположении независимости h от ΔT , тогда как в действительности h может существенно зависеть от ΔT .

С моей точки зрения нельзя делать выводов о независимости h от ΔT хотя бы потому, что исследователь обрабатывал данные в *предположении*, что h не является функцией ΔT , даже если полученное соотношение обеспечивало "удовлетворительное согласие". Только после получения и анализа данных и сравнения их с преобразованным критерияльным уравнением можно с доверием отнестись к со-

отношениям, полученным исследователями с помощью старых методов теплопередачи. К сожалению, такое сравнение возможно нечасто, так как в старой теории исходные данные публикуются редко. (В новой теории исходные данные будут публиковаться всегда.)

ОБЛАСТИ ТЕПЛООБМЕНА И МЕТОД РАЗМЕРНОСТЕЙ В НОВОЙ ТЕОРИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ЗАМЕЧАНИЯ

В старой теории исследователи обычно разделяют нелинейные процессы на довольно узкие области (режимы) и получают для каждой из них более или менее линейное корреляционное соотношение. В результате нередко оказывается, что нелинейность в пределах данной области не учитывается таким соотношением и. следовательно, увеличивает разброс экспериментальных данных. Кроме того, размеры каждой области обычно определяются не на основании физических изменений в протекающих процессах, а возможностью или невозможностью согласования экспериментальных данных с заранее полученной моделью, чаще всего с помощью метода размерностей.

В результате такой взаимосвязи между областями и методом размерностей, ширина области оказывается гораздо уже, чем необходимо для отражения того факта, что корреляционное соотношение, полученное с помощью метода размерностей, просто не согласуется с экспериментальными данными. Вместо того чтобы отказываться от такого соотношения, исследователь просто ограничивает ширину области, чтобы обеспечить "удовлетворительное согласие" между полученным соотношением и экспериментальными данными.

Кроме того, если ширина области уже крайне мала, исследование может даже приписать обнаруженное расхождение влиянию неучтенных в эксперименте параметров и заключить, что для обеспечения лучшего согласия между экспериментальными данными и не сколько более сложным корреляционным выражением, полученным с помощью дополнительного анализа с привлечением метода размерностей, необходимо учесть и измерить эти неучтенные переменные в последующих экспериментах.

В заключение заметим, что введение областей теплообмена и соответствующее увеличение числа соотношений, основанных на методе размерностей, во многом препятствует пониманию нелинейных процессов и делает фактически невозможным эффективное проектирование и расчет установок, в которых протекают нелинейные процессы.

В задаче 2 при рассмотрении нелинейного процесса теплоотдачи к теплоносителю "масерм С" мы не вводим ни областей, ни чего либо еще, хотя бы отдаленно напоминающего корреляционные соотношения, полученные на основании метода размерностей. Как мы увидим в последующих главах, новая теория теплопередачи не имеет ничего общего ни с разбиением процессов теплообмена на отдельные области, ни с методом размерностей.

ЗАДАЧА 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КОМПОНЕНТОВ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С ПОМОЩЬЮ НОВОЙ ТЕОРИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Формулировка задачи

Сформулируйте задачу 1 с помощью новой теории теплопередачи.

Преобразование исходных данных

1. Уравнение (3.7) переписывается в виде

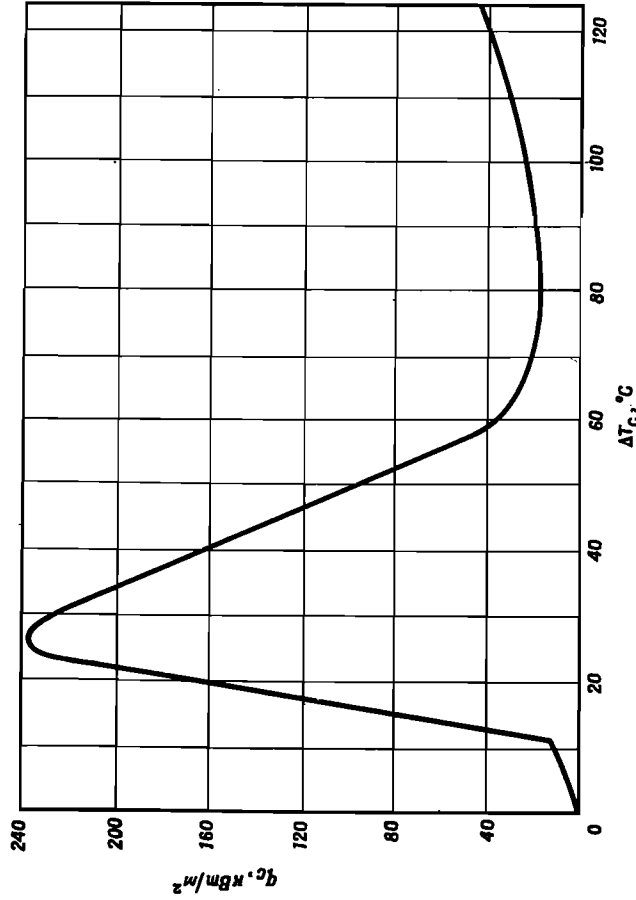
$$q = f(\text{параметры системы}) \Delta T. \quad (3.15)$$

Рассчитав эти параметры для теплоносителей "масерм А" и "масерм В" применительно к условиям теплообменника при расходах, соответствующих техническому заданию, находим

$$q_A = 3780 \Delta T_A \text{ Вт/м}^2, \quad (3.16)$$

$$q_B = 5360 \Delta T_B \text{ Вт/м}^2. \quad (3.17)$$

2. Корреляционная зависимость $h_C \{ \Delta T_C \}$ (фиг. 3.2) приведена к виду $q_C \{ \Delta T_C \}$ (фиг. 3.3).



Фиг. 3.3.

3. Тепловые потоки через стенки, изготовленные из четырех различных металлов, описываются выражениями

$$q_{\text{металл 1}} = (1,9/L)(\Delta T_m) \text{ Вт/м}^2, \quad (3.18 \text{ а})$$

$$q_{\text{металл 2}} = (10,73/L)(\Delta T_m) \text{ Вт/м}^2, \quad (3.18 \text{ б})$$

$$q_{\text{металл 3}} = (41/L)(\Delta T_m) \text{ Вт/м}^2, \quad (3.18 \text{ в})$$

$$q_{\text{металл 4}} = (204/L)(\Delta T_m) \text{ Вт/м}^2. \quad (3.18 \text{ г})$$

Проектирование и расчет теплообменника А/В с помощью нового метода

(ответы на вопросы учебника, стр. 52)

1. Путем анализа фиг. 3.1 и использования закона потоков, сформулированного на стр. 44, а также уравнения (3.4) получаем

$$q_A = q_m = q_B = q, \quad (3.19)$$

$$T_A - T_B = \Delta T_A + \Delta T_m + \Delta T_B = \Delta T_t. \quad (3.20)$$

Из выражений (3.18) следует, что максимальный тепловой поток соответствует минимальной толщине стенки (3 мм), изготовленной из металла 4. Решая совместно (3.16) – (3.20), для этого случая найдем

$$\frac{q}{6815} + \frac{0,00305}{204} q + \frac{q}{9655} = \Delta T_t, \quad (3.21)$$

$$q = 3770 \Delta T_t \text{ Вт/м}^2. \quad (3.22)$$

Далее

$$Q_{\text{теплообм}} = q A_{\text{теплообм}} = Q_{\text{задан}}. \quad (3.23)$$

Объединяя (3.22) и (3.23), получаем

$$A_{\text{теплообм}} = Q_{\text{задан}} / 3770 \Delta T_t \text{ м}^2. \quad (3.24)$$

Согласно уравнению (3.24), минимальная площадь соответствует максимальному значению ΔT_t и равна

$$A_{\text{мин}} = 10\,000 / 3770 \cdot 145 = 0,184 \text{ м}^2. \quad (3.25)$$

2. Из уравнения (3.22) следует, что максимально возможное значение q соответствует максимально возможному значению T_A , которое в указанном интервале равно 265°C .

3. Для данного материала максимально возможное значение q обратно пропорционально толщине стенки, на которой осуществляется теплообмен.

4. Потенциальных трудностей при эксплуатации установки не возникает.

5. Ответа не требуется.

6. Ответа не требуется.

Проектирование и расчет теплообменника А/С с

помощью нового метода

(ответы на вопросы учебника, стр. 52)

1. Анализ кривой, представленной на фиг. 3.3, показывает, что максимально возможное значение теплового потока равно 237 кВт/м². Поэтому минимальная площадь, удовлетворяющая требованиям технического задания, будет равна

$$A_{\min} = Q_{\text{задан}} / q_{\text{макс}} = 100 / 237 = 0,422 \text{ м}^2. \quad (3.26)$$

2. Максимально возможному значению q соответствует то значение T_A , при котором $\Delta T_C = 25,6^\circ\text{C}$ (так как из фиг. 3.3 следует, что это значение ΔT_C совпадает с максимумом q). Можно очень просто определить это значение

$$\Delta T_t \text{ при } q_{\text{макс}} = \Delta T_A + \Delta T_m + 25,6. \quad (3.27)$$

Используя уравнение (3.16), приведенное выше значение $q_{\text{макс}}$ и считая, что стенка, на которой происходит теплообмен в рассматриваемом теплообменнике такая же, как и в теплообменнике А/В, получим

$$\Delta T_t \text{ при } q_{\text{макс}} = 237\,000 / 6815 + 237\,000 \frac{0,00305}{204} + 25,6 = 64^\circ\text{C},$$

$$T_A \text{ при } q_{\text{макс}} = 120 + 64 = 184^\circ\text{C}.$$

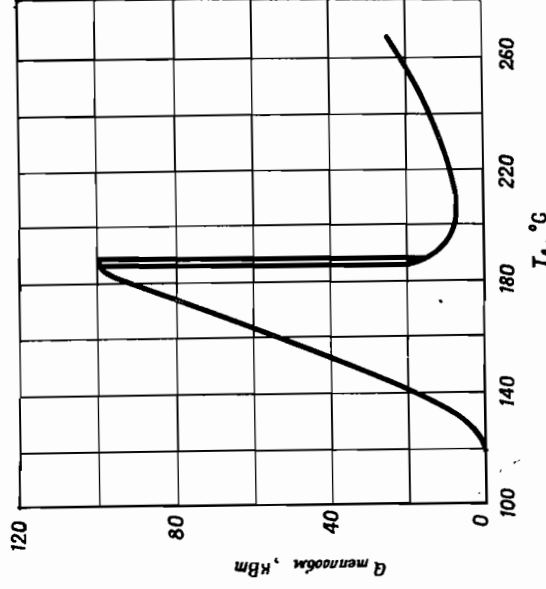
3. Толщину, стенки, на которой происходит теплообмен, можно значительно увеличить. Это приведет к увеличению T_A при $q_{\text{макс}}$ но не повлияет на $q_{\text{макс}}$.

4. При эксплуатации описанной выше конструкции возникают серьезные трудности. Они заключаются в том, что мощность теплообменника заметно уменьшается, как только T_A превышает 188°C . В результате при переводе установки из резервного режима в нормальный (т.е. когда $T_A \approx 255^\circ\text{C}$) теплообменник не в состоянии снять ~ 100 кВт. Следовательно, если электрическое оборудование

работает почти на предельной мощности, то вскоре после перехода к нормальному режиму, теплообменник окажется неэффективным, контур жидкости А и электрическое оборудование будут нагреваться до тех пор, пока при $T_A = 265^\circ\text{C}$ не сработает блокировка, после чего электрическое оборудование автоматически отключается.

Описанная выше трудность может быть отчетливо выявлена при введении функции $Q_{\text{теплообм}} \{T_A\}$, представленной на фиг. 3.4. (Эта функция определяется подобно тому, как это сделано в пп.1, 2.)

Из фиг. 3.4 видно, что теплообменник А/С удовлетворяет техническому заданию, если T_A ниже 188°C , и совершенно не удовлетворяет ему, если T_A составляет $188 - 270^\circ\text{C}$. В этом интервале температур максимальная мощность теплообменника составляет всего 25 кВт! Из фиг. 3.4 также следует, что если $T_A = 204^\circ\text{C}$, то теплообменник может отвести всего лишь 8 кВт! Таким образом, каждое утро, когда операторы переводят установку из резервного режима в нормальный, они имеют дело с системой, эффективная теплоотводящая мощность которой ограничена значением 25 кВт, и единствен-



Фиг. 3.4.

ным способом увеличения этой мощности является снижение T_A до значений, меньших 188°C , а единственный способ снижения T_A ниже 188°C заключается в ограничении $Q_{\text{электр}}$ значениями, меньшими 8 кВт (так что тепло, отбираемое теплообменником, превысит тепло, подводимое от электрического оборудования, а это приведет к отрицательному тепловому балансу и к снижению T_A), но для охлаждения системы таким способом понадобится полдня – не говоря уже о том, что это означает для производственного графика фирмы или администрации фирмы!

5. Эксплуатационных трудностей легко избежать соответствующим выбором теплообменной стенки с целью обеспечения максимального теплового потока ($237 \text{ кВт}/\text{м}^2$) при $T_A = 265^\circ\text{C}$. Итак, $\Delta T_C = 25,6^\circ\text{C}$, когда $\Delta T_i = 144^\circ\text{C}$, и можно записать

$$144 = \Delta T_A + \Delta T_m + 25,6 = 237\,000/6815 + \Delta T_m + 25,6,$$

$$\Delta T_m = 84^\circ\text{C}.$$

Для получения $\Delta T_m = 84^\circ\text{C}$ при $q = 237 \text{ кВт}/\text{м}^2$ необходимая толщина стенки для каждого из четырех возможных металлов, вычисленная с помощью выражений (3.18), равна

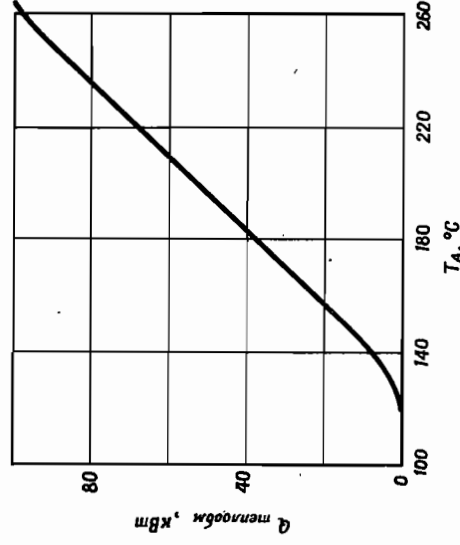
$$L_1 = \frac{1,9 \cdot 84}{237000} = 0,674 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$L_2 = \frac{10,73 \cdot 84}{237000} = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$L_3 = \frac{41 \cdot 84}{237000} = 14,5 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$L_4 = \frac{204 \cdot 84}{237000} = 72,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Металл 1 следует исключить, так как он не обеспечивает требуемого минимума толщины стенки, равного $3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Все остальные металлы имеют подходящие толщины и окончательный выбор материала должен производиться, исходя из механических характеристик и экономических соображений. Улучшение теплового режима установ-



Фиг. 3.5.

ки, обеспечиваемое путем применения стенки с любой из приведенных выше толщин, нагляднее всего видно из графика $Q_{\text{теплообм}} \{T_A\}$, представленного на фиг. 3.5.

Таким образом, просто за счет правильного выбора толщины подводящего материала мы получим теплообменник, полностью удовлетворяющий техническому заданию, не увеличив при этом ни поверхности теплообмена, ни стоимости!

6. Налагаемые ограничения более или менее очевидны. Читатель, знакомый с проблемой, в состоянии назвать не менее трех таких ограничений.

ЗАКЛЮЧИТЕЛЬНЫЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Из рассмотрения задач 1 и 2 следует:

1. Старая теория теплопередачи эффективна при проектировании и расчете только в тех случаях, когда все процессы теплопередачи, протекающие в установке, линейны и соответствующие зависимости проходят через точку, в которой $q \Delta T = 0$.

2. Во всех случаях, кроме простого, описанного в задаче 1, старая теория неэффективна. Эта неэффективность является пря-

мым следствием введения термического сопротивления, т.е. придания важности отношению $q/\Delta T$, т.е. введения коэффициентов теплоотдачи.

3. Новая теория эффективна при проектировании и расчете установок, в которых протекают как линейные, так и нелинейные процессы теплопередачи. Эта эффективность является прямым следствием того факта, что в новой теории мы не вводим термического сопротивления, т.е. *не применяем* значения отношения $q/\Delta T$, т.е. *совершенно не используем* коэффициентов теплоотдачи.

4. В рамках новой теории проектирование и расчет установок, в которых процессы теплопередачи нелинейны, на порядок проще. Это упрощение позволяет значительно расширить возможности оптимизации конструкций, предсказать режимы работы установок, модифицировать и усовершенствовать установки с неоптимальными характеристиками и понять режимы работы реальных установок.

Крайне важно подчеркнуть, что хотя теплообменники A/V и A/C идеализированы, чтобы исключить множество несущественных подробностей, тем не менее оба сохраняют существенные особенности реальных установок. (Те, кто предпочитают более элегантно, но не более строгое математическое описание, могут рассмотреть элементарные участки менее идеализированной установки, проинтегрировать полученные дифференциальные соотношения и таким образом получить конструкцию A/C, дать ответы на вопросы и построить кривые, аналогичные изображенным на фиг. 3.4 и 3.5.)

Хотя об этом и не говорилось ранее, в задаче 2 описывается применение нового метода теплопередачи к проектированию и расчету установок в весьма общем случае. Расчет никоим образом не зависит от того, рассматриваются газы или жидкости, сжимаемая или несжимаемая среда, естественная или вынужденная конвекция, Ньютоновская или неньютоновская жидкости, кипение или конденсация. Не включена лишь одна реальная задача — интегрирование по поверх-

ности установки в случаях, когда плотность теплового потока зависит от координаты. Поскольку такое интегрирование встречается как в новой, так и старой теориях теплопередачи, оно здесь не рассматривалось, а просто упомянуто, что его часто придется выполнять при проектировании и расчете реальных установок.

Важно также отметить, что нелинейный процесс теплопередачи, представленный на фиг. 3.2 и 3.3, имеет большое практическое значение — читатель не должен думать, будто автор выдумал этот процесс для того, чтобы представить новую теорию в наиболее выгодном свете. Если бы моя цель заключалась в этом, то в задачах рассматривался бы теплообменник C/D, в котором процессы на обеих поверхностях, C и D, были бы нелинейными, или я выбрал бы нелинейный процесс, значительно более трудный, чем приведенный на фиг. 3.2 и 3.3.

Затратив много терпения и времени, можно успешно решить задачу проектирования и расчета теплообменника A/C с помощью старой теории, но только потому, что задача была сформулирована для очень простого случая нелинейного процесса. В следующих главах мы рассмотрим более сложные (но действительно практические) задачи, связанные с нелинейными процессами. Что касается этих более сложных задач, то вряд ли кто-либо станет возражать против утверждения, что их правильное решение с помощью старой теории фактически невозможно.

В заключение этой главы хотелось бы отметить (без доказательства), что разбиение процесса теплообмена на области и использование метода размерностей во многом препятствует пониманию нелинейных процессов, а также эффективному проектированию и расчету установок, в которых они протекают. В новой теории не используется ни разбиение на области, ни метод размерностей.

ПРОГНОЗЫ НА ДВАДЦАТЬ ПЕРВОЕ СТОЛЕТИЕ

Так как отказ от термического сопротивления приводит к значительному прогрессу в теплопередаче, то можно предположить возможность подобного прогресса в других областях техники, например вследствие отказа от электрического сопротивления или модуля упругости. Хотя оба эти понятия не являются необходимыми и было бы лучше отказаться от них, тем не менее ожидаемые преимущества не будут соответствовать достигнутым в теплопередаче, по двум причинам.

1. В современной практике нелинейные режимы в электро-технике и сопротивлении материалов не являются столь всеобъемлюще важными, как в теплопередаче. Многие инженерно-электротехники годами не сталкиваются с нелинейными сопротивлениями. Многие инженеры, занимающиеся сопротивлением материалов, никогда не имеют дело с пластическими деформациями материалов. С другой стороны, инженер-теплотехник, не часто сталкивающийся с нелинейными тепловыми процессами, является редким исключением.

2. В электротехнике и сопротивлении материалов в настоящее время весьма эффективно решаются проблемы динамики и устойчивости, в то время как в старой теплопередаче только берутся за эти важные проблемы. В первых двух науках уже давно стало ясно, что концепции линейности не могут быть успешно применимы к нелинейным явлениям, если только они вначале не преобразованы путем введения понятий "динамического электрического сопротивления" и "модуля сдвига". Такой подход не имеет аналогов в старой теории теплопередачи.

В новой теории теплопередачи мы делаем шаг вперед в отношении математического описания динамики и устойчивости по сравнению с электротехникой и сопротивлением материалов, т.е. мы не рассматриваем нелинейные процессы на основе модифицированных концепций линейности. Вместо этого мы полностью отказываемся от концепции линейности и заменяем ее другой концепцией, с помощью которой эффективно исследуются как линейные, так и нелинейные процессы, и в результате значительно расширяются наши возможности решения проблем теплообмена как в теоретическом, так и в практическом смысле.

Хотя отказ от электрического сопротивления и модуля упругости не приведет к столь большим выгодам, как отказ от термического сопротивления, тем не менее, на мой взгляд, трудно представить, чтобы эта или другая концепция линейности перешли в двадцать первое столетие.

Обозначения

A — площадь, m^2 ;

f — функция;

g — функция;

h — коэффициент теплоотдачи, $Вт/(m^2 \cdot град)$;

h_A — коэффициент теплоотдачи к теплоносителю "масерм А";

k — коэффициент теплопроводности, $Вт/(m \cdot град)$;

L — толщина теплопроводящей стенки, m (см. фиг. 3.1);

N — безразмерный критерий;

q — плотность теплового потока, $Вт/m^2$;

$q_A \Delta T_A$ — плотность теплового потока на поверхности раздела теплоносителя "масерм А";

Q — тепловой поток, $Вт, кВт$;

T — температура, $^{\circ}C$;

T_A — среднемассовая температура теплоносителя "масерм А";

ΔT_A — разность между температурой стенки и T_A , $^{\circ}C$;

U — коэффициент теплопередачи.

Индексы

A, B, C — относятся к теплоносителям "масерм" А, В, С соответственно;

i — i -е значение;

Pr — число Прандтля;

Re — число Рейнольдса;

t — полное значение.

ЗАМЕЧАНИЯ

Я не подтвердил документально описания методов, используемых в старой теории теплопередачи, так как не видел в этом необходимости. Читатели, склонные сомневаться в том, что в старой теории для проектирования и расчета установок используются коэффициенты теплоотдачи, что между электрическим и термическим сопротивлением обычно проводится аналогия, что аналоговые цепи термических сопротивлений используются для расчета линейных и нелинейных тепловых режимов, что нелинейные процессы подразделяются на ряд узких областей, что метод размерностей имеет широкое применение, должны обратиться к любому из имеющихся превосходных учебников или справочников или к последним публикациям в научной литературе по теплообмену.

Я не подтвердил документально описанных здесь новых методов теплопередачи, поскольку они не имеют прецедента. Однако если читатель ознакомится с двумя моими статьями, опубликованными почти 10 лет назад, то поймет, что эти методы являются развитием моей более ранней теоретической и методической работы. Те, кого удивит, почему я ждал почти 10 лет опубликования этих приложенных, найдут ответы между строк.

ГЛАВА 4. ДИНАМИКА И УСТОЙЧИВОСТЬ

ВВЕДЕНИЕ

Для понятий "динамики и устойчивости процесса в установке", по-видимому, подходящим является следующее определение:

Под динамикой процесса в установке понимается характер изменения процесса в окрестности потенциально стационарного рабочего режима. В частности, это касается реакции установки на изменение параметров системы, функциональных зависимостей между параметрами системы, которые описывают реакцию установки, и вопроса устойчивости работы установки, т.е. способности установки "сопротивляться" возмущениям относительно потенциально стационарного рабочего режима и, следовательно, возвращаться в этот режим.

Хотя понятие "динамика" относится, конечно, к нестационарным процессам, мы часто будем рассматривать динамические характеристики стационарных процессов. Например, если теплообменник работает в стационарном режиме при нерасчетных значениях $Q_{стац}$ и ΔT_t , можно сформулировать следующую динамическую задачу:

Как изменяется стационарная тепловая нагрузка при снижении ΔT_t на 3°C ? Другими словами, какое изменение стационарной тепловой нагрузки вызовет изменение ΔT_t на -3°C ? Или какое значение $\Delta Q_{уст}$ будет соответствовать величине $\Delta \Delta T_t = -3^\circ\text{C}$?

Таким образом, мы часто сталкиваемся с определением динамических характеристик по известным статическим характеристикам. В таких случаях нам не нужно учитывать переходные характеристики системы, например инерцию или емкость, и, естественно, анализ существенно упрощается.

В этой главе мы рассматриваем такие динамические характеристики, которые можно определить, зная статические характеристики, и совершенно не учитываем действительно стационарные процессы.

Однако, как будет показано в следующих главах, почти все практические задачи динамики и устойчивости процессов в теплообменных установках можно решить с помощью этого весьма упрощенного метода расчета динамических характеристик.

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ ПОНЯТИЯ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

К сожалению, слова "динамика" и "устойчивость" вызывают в нашем воображении образы высшей математики — сложные преобразования и другие запутанные математические приемы, которые в значительной степени затрудняют понимание процессов, происходящих в теплообменных установках. В этой книге мы избегаем сложных понятий высшей математики и рассчитываем динамические характеристики, а также параметры устойчивости очень простым методом, применяя только элементарные математические приемы, которые облегчают, а не затрудняют понимание процессов, происходящих в теплообменных установках.

В рамках новой теории теплопередачи наша основная цель состоит в том, чтобы предложить *эффективный* и удобный для *практического* применения метод расчета динамических характеристик и параметров устойчивости, который к тому же должен быть *максимально простым*. Например, расчет периода и амплитуды колебаний неустойчивых систем — это довольно сложная задача, которую мы будем рассматривать в общем только качественно, поскольку она редко представляет прикладной интерес. Отсутствие практической значимости объясняется тем, что установкам с неустойчивым режимом применения редко. Задача состоит обычно в том, чтобы выявить причины возникновения неустойчивости и найти способы, позволяющие избежать появления неустойчивости и соответствующих колебаний или вообще устранить их.

Таким образом, в новой теории теплопередачи динамика связана количественно с причинами возникновения неустойчивости и качественно с ее проявлениями. Мы понимаем, что расчет количественных характеристик установок с неустойчивым режимом работы имеет второстепенное значение, и поэтому отложим его до более сложного, имеющего меньшее "практическое" значение исследования именно неустойчивых процессов. В рамках новой теории мы количественно исследуем параметрические критерии устойчивости (т.е. определяющие границы области устойчивости соотношения, в которые входят

параметры установок) и только качественно рассматриваем характеристики процессов, возникающих при невыполнении этих критериев.

В последующих главах этой книги мы описываем динамические характеристики процессов в реальных установках, пользуясь лишь следующими математическими понятиями.

1. Понятие функциональной связи

$$y = y\{x\}. \quad (4.1)$$

2. Понятие производной

$$dy/dx = \Delta y / \Delta x \quad \text{при} \quad \Delta \rightarrow 0. \quad (4.2)$$

3. Понятие о том, что производные можно приближенно выразить с помощью малых, но имеющих конечную величину приращений

$$dy/dx \approx \Delta y / \Delta x, \quad (4.3)$$

$$\Delta y \approx dy/dx \Delta x. \quad (4.4)$$

(Это действие называют также линеаризацией.)

Мы покажем, что в рамках новой теории этих простых математических понятий вполне достаточно, чтобы эффективно и в удобной для практических приложений форме рассчитать динамические характеристики и параметры устойчивости процессов в реальных установках.

СРАВНЕНИЕ СТАРОЙ И НОВОЙ ТЕОРИЙ

В старой теории теплопередачи¹⁾ просто не рассматриваются вопросы динамики вообще и устойчивости в частности. Проще всего убедиться в этом, если обратиться к наиболее современному учебнику и справочникам по теплообмену и поискать разделы, посвященные устойчивости процесса теплообмена, так называемой "тепловой устойчивости". Оказывается, что даже в самых последних монографиях и справочниках по теплообмену не приводится количественного анализа тепловой устойчивости; не содержат его и другие работы в разделах с более общим названием. Понятие динамики и тепловой устойчивости просто выходит за пределы "области знаний" старой теории теплопередачи.

В своей статье о тепловой устойчивости [1], которая, разумеется, была разделом новой теории теплопередачи, я предложил термин "тепловая устойчивость" применительно к устойчивости процесса теплопередачи и вывел критерий для устойчивости такого типа.

¹⁾См. сноску на стр. 31. — Прим. перев.

Эта статья была признана "мистификацией" группой, которую я называю "аргонская семерка", поскольку в нее входило семь сотрудников Аргоннской национальной лаборатории. "Аргонская семерка" составила петицию, в которой утверждалось, что моя статья "определенно является мистификацией", и направила эту петицию редактору периодического издания, в котором была опубликована статья. Я упоминаю об этом, поскольку "аргонскую семерку" составляли авторитетные специалисты старой теории теплопередачи. Поэтому их резко отрицательная реакция на мою статью о тепловой устойчивости явилась на самом деле красноречивым свидетельством того факта, что старая теория, видимо, не может описать и, вероятно, никогда не сможет описать динамику и тепловую устойчивость процессов в теплообменных установках.

Старая теория максимально приближается к вопросам динамики и тепловой устойчивости, когда в ее рамках проводится "интуитивный" качественный анализ работы парового котла в так называемом "переходном режиме кипения". В этом режиме тепловой поток уменьшается при возрастании ΔT , т.е. величина $q_i \{\Delta T_i\}$ такова, что

$$\frac{dq_i}{d\Delta T_i} < 0. \quad (4.5)$$

При "интуитивном" анализе обычно рассматривается вопрос о том, почему паровой котел с электрическим подогревом не может работать в этом переходном режиме, а котел с паровым подогревом может. Мы не будем приводить здесь этот анализ, отметим только, что он приводит к существенно неверным результатам и выводам.

В новой теории теплопередачи мы рассматриваем динамику и тепловую устойчивость процессов в теплообменных аппаратах, следуя строгому количественному подходу с использованием элементарных математических понятий. При этом решение практических задач по расчету динамических характеристик и тепловой устойчивости не вызывает особых затруднений.

ДИНАМИКА И СТАРАЯ ТЕОРИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Старую теорию теплопередачи можно применить для количественного исследования динамики тепловых процессов. Однако это связано с большими трудностями, с заметным уменьшением точности и большей вероятностью ошибки. Трудности, возникающие при исполь-

зовании старой теории теплопередачи, можно наглядно продемонстрировать с помощью следующих примеров.

Пример 1

Предположим, что в рабочем режиме теплообменника с площадью поверхности теплообмена $0,68 \text{ м}^2$ достигаются следующие характеристики:

$$U = 1,05 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}),$$

$$\Delta T_i = 78^\circ \text{C}.$$

Динамическая задача формулируется следующим образом: Какую дополнительную тепловую нагрузку нужно подвести, чтобы расчетное значение ΔT_i увеличилось на $2,8^\circ$?

Применяя соотношение (4.4), можно записать

$$\Delta Q \approx \frac{dQ}{d\Delta T_i} (\Delta \Delta T_i). \quad (4.6)$$

Поскольку величина $\Delta \Delta T_i$ задана ($2,8^\circ \text{C}$), задача сводится к определению производной в соотношении (4.6). Согласно старой теории теплопередачи,

$$Q = UA \Delta T_i. \quad (4.7)$$

Применяя формулу (4.7), можно записать

$$\frac{dQ}{d\Delta T_i} = UA. \quad (4.8)$$

Следовательно, на основании соотношений (4.6), (4.8) и исходных данных получаем искомое решение

$$\Delta Q \approx UA \Delta \Delta T_i = 1,05 \cdot 0,68 \cdot 2,8 = 2,0 \text{ кВт}. \quad (4.9)$$

Теперь посмотрим, можно ли получить тот же самый ответ с помощью новой теории теплопередачи. Согласно новой теории, рассматриваемый рабочий режим определяется следующим образом:

$$q \{\Delta T_i = 78\} = 81,7 \text{ кВт}/\text{м}^2.$$

Как и раньше, задача состоит в том, чтобы найти производную в соотношении (4.6). Согласно новой теории теплопередачи, вместо (4.7) применяется выражение

$$Q = q \{\Delta T_i\} A. \quad (4.10)$$

Дифференцируя (4.10), получаем

$$\frac{dQ}{d\Delta T_i} = A \frac{dq}{d\Delta T_i}. \quad (4.11)$$

Из соотношения (4.11) следует, что мы не можем найти величину $dQ/d\Delta T_i$, поскольку у нас нет информации о функции $q\{\Delta T_i\}$, и, следовательно, мы не можем найти значение $dq/d\Delta T_i$. Исходные данные определяют одну точку этой функции, но мы, разумеется, не можем найти производную функции, зная лишь одну ее точку. Поэтому правильный ответ о дополнительной тепловой нагрузке будет состоять в том, что исходных данных недостаточно для нахождения решения. Возрастание ΔT_i на $2,8^\circ \text{C}$ может привести и к увеличению Q , и к уменьшению Q , но может не оказать влияния на величину Q , т.е. у нас просто нет информации, чтобы дать количественный или хотя бы качественный ответ на поставленный вопрос.

Разумеется, правильный ответ должен получиться в любом случае, какую бы теорию теплопередачи мы ни применяли. Но мы получили два различных ответа на поставленный вопрос и это означает, что допущена ошибка при использовании либо старой, либо новой теории теплопередачи. Пересматривая решение, полученное с помощью старой теории, можно заметить, что мы сделали неоправданное предположение при переходе от (4.7) к (4.8). Мы предположили, что U не зависит от ΔT_i , и допустили ошибку, хотя и простительную, если учесть, что соотношение (4.7) представлено в таком виде, как будто и A , и U не зависят от ΔT_i . (Не часто доводится встретить соотношение (4.7), записанное в виде

$$Q = U \{\Delta T\} A \Delta T, \quad (4.12)$$

независимо от того, насколько велика функциональная связь между U и ΔT !) Это еще один недостаток старой теории теплопередачи: в ней как бы предполагается, что U не зависит от ΔT , и это заставляет нас мысленно разделить U и ΔT . Мы утверждаемся в мысли о постоянстве величины U , т.е. о линейной связи между тепловым потоком и ΔT . Поэтому чтобы увеличить тепловой поток, мы увеличиваем ΔT и ожидаем, что величина Q возрастет примерно пропорционально увеличению ΔT . Существенный недостаток такого рассуждения с позиций старой теории состоит в том, что при рассмотрении нелинейного процесса теплообмена (а это часто приходится делать) можно очень легко получить неверный ответ!

Чтобы правильно применить старую теорию для решения этой простой динамической задачи, мы должны использовать соотношение (4.12), из которого следует

$$\frac{dQ}{d\Delta T_i} = A \left(U + \Delta T \frac{dU}{d\Delta T_i} \right). \quad (4.13)$$

Из выражения (4.13) становится ясно, что мы не можем найти величину $dQ/d\Delta T_i$, поскольку у нас нет информации о функции $U\{\Delta T\}$, и, следовательно, мы не можем определить $dU/d\Delta T_i$. Поэтому правильный ответ на вопрос о дополнительной тепловой нагрузке состоит в том, что исходных данных недостаточно для нахождения решения. (Следует отметить, что мы все-таки нашли правильный ответ и с помощью старой теории теплопередачи, но как легко было при этом допустить ошибку.)

Пример 2

Возвращаясь к задаче 3 гл. 2, будем считать, что необходимо найти изменение температуры стенки при возрастании теплового потока к ней от начального значения 220 Вт/м^2 до конечного значения 224 Вт/м^2 . Таким образом,

$$\begin{aligned} T_s \{q = 224\} - T_s \{q = 220\} &= \Delta T \{q = 224\} - \\ &- \Delta T \{q = 220\} = \Delta \Delta T. \end{aligned} \quad (4.14)$$

Согласно соотношению (4.4),

$$\Delta \Delta T \approx \frac{d\Delta T}{dq} \Delta q. \quad (4.15)$$

Поскольку

$$\Delta q = 224 - 220 = 4 \text{ Вт/м}^2,$$

задача сводится к определению $d\Delta T/dq$. Если применить старую теорию теплопередачи, то

$$\Delta T = q/h, \quad (4.16)$$

$$\frac{d\Delta T}{dq} = \left(h - q \frac{dh}{dq} \right) h^{-2}. \quad (4.17)$$

В рассматриваемой задаче при $q = 220 \text{ Вт/м}^2$ $h = 4,23 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$. Используя эти значения, путем совместного рассмотрения соотноше-

ний (4.15) и (4.17) получаем

$$\Delta\Delta T \approx (4,23 - 220 \frac{dh}{dq}) 4,23^{-2} \cdot 4. \quad (4.18)$$

Нужно еще определить dh/dq . Для определения dh/dq придется выполнить следующие утомительные и трудоемкие операции.

1. Преобразовать зависимость $h\{\Delta T\}$, представленную на фиг. 4.5, к виду $h\{q\}$.

2. Построить полученные точки на графике в координатах (h, q) и провести через эти точки кривую.

3. Найти угол наклона кривой в точке $q = 220 \text{ Вт/м}^2$; это и есть производная dh/dq в рассматриваемой точке.

Выполнив все эти операции, можно теперь подставить полученное значение dh/dq в формулу (4.18) и найти величину $\Delta\Delta T$, которая, согласно соотношению (4.14), является также искомым изменением температуры стенки. Если читатель пожелает все это проделать, ему понадобится, по-видимому, не менее получаса, чтобы решить эту простую динамическую задачу. По мнению автора, с которым читатель, вероятно, согласится, вероятность ошибки при таком решении намного больше, чем при решении той же самой задачи с помощью новой теории теплопередачи.

Теперь решим ту же самую простую задачу в рамках новой теории. Как и прежде, задача состоит в том, чтобы найти величину $d\Delta T/dq$ при $q = 220 \text{ Вт/м}^2$. Измеряем угол наклона кривой, представленной на фиг. 2.6, в точке $q = 220 \text{ Вт/м}^2$ и находим

$$\frac{d\Delta T}{dq} = +0,164 \text{ град/}(\text{Вт/м}^2) \text{ при } q = 220 \text{ Вт/м}^2. \quad (4.19)$$

С помощью соотношений (4.15) и (4.19) находим

$$\Delta\Delta T = 0,164 \cdot 4 = 0,66 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (4.20)$$

С помощью формул (4.14) и (4.20) получаем следующий ответ:

при возрастании теплового потока от 220 до 224 Вт/м² температура стенки увеличивается на 0,66 °C.

Затраченное время: 1 мин.

Вероятность ошибки мала.

Итак, решение первого примера показывает, что применяя старую теорию теплопередачи, можно очень легко запутаться и логически, и математически. Из рассмотрения второго примера следует, что ре-

шение простых динамических задач с помощью старой теории во много раз более трудоемко, сложно и менее надежно, чем решение с помощью новой теории. Следует отметить (хотя мы этот вопрос специально не рассматривали), что точность решения, полученного с помощью старой теории, намного ниже, поскольку приходится выполнять множество операций, которые не нужны при решении задачи с помощью новой теории.

ДИНАМИКА И МАТЕМАТИЧЕСКИЙ ПОДХОД, ИСПОЛЬЗУЕМЫЙ В СТАРОЙ ТЕОРИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Изучая проблемы динамики процессов, происходящих в теплообменных установках, мы часто будем рассматривать вопрос о том, как изменится тепловой поток при изменении разности температур, т.е. нам часто нужно определить величину производной $dq/d\Delta T$. Предположим, что мы хотим исследовать динамику тепловых процессов в рамках старой теории теплопередачи. Давайте проследим, как мы будем определять эту важную производную.

1. Проводится эксперимент, в ходе которого измеряются q и ΔT , т.е. находится эмпирическая зависимость $q\{\Delta T\}$.

2. Экспериментальные данные, полученные в форме $q\{\Delta T\}$, преобразуются к виду $h\{\Delta T\}$.

3. Экспериментальные данные обобщаются в форме корреляционной зависимости $h\{\Delta T\}$.

4. Эта корреляционная зависимость применяется для определения $dq/d\Delta T$ с помощью формулы

$$q = h\Delta T, \quad (4.21)$$

из которой следует, что

$$\frac{dq}{d\Delta T} = h + \Delta T \frac{dh}{d\Delta T}. \quad (4.22)$$

Сразу видно, что соотношение (4.22) имеет довольно абсурдную форму, и поэтому старая теория теплопередачи практически не позволяет провести исследование динамики вообще и устойчивости в частности.

В рамках новой теории производная $dq/d\Delta T$ определяется значительно проще и более коротким путем. Обобщение экспериментальных данных производится без их преобразования, т.е. корреляционные зависимости строятся в той же форме $q\{\Delta T\}$, в которой были получены

экспериментальные данные. Поэтому, чтобы найти производную $dq/d\Delta T$, нужно просто продифференцировать корреляционную зависимость $q\{\Delta T\}$. Следовательно, в новой теории теплопередачи аналогом соотношения (4.22) является очевидное выражение

$$\frac{dq}{d\Delta T} = \frac{d(q)}{d\Delta T}. \quad (4.23)$$

Недостатки математического подхода, применяемого в старой теории теплопередачи, можно выявить еще нагляднее, если записать соотношение (4.22) в более подробном виде

$$\frac{dq}{d\Delta T} = \frac{q}{\Delta T} + \Delta T \frac{d(q/\Delta T)}{d\Delta T}. \quad (4.24)$$

Эта формула представляет хотя и правильный, но явно неудачный путь определения $dq/d\Delta T$. (В качестве полезного упражнения читателю рекомендуется доказать, что равенство (4.24) является тождеством.) Можно еще нагляднее показать трудности расчета по формуле (4.22), если отметить, что ее можно записать в виде соотношения

$$\frac{dy}{dx} = \frac{y}{x} + x \frac{d(y/x)}{dx}, \quad (4.25)$$

которое также является тождеством, но вряд ли у кого-либо возникнет мысль вычислять dy/dx таким способом. Например, если задана функция

$$y = 3x^2 + 2x + 4,$$

то, определяя dy/dx с помощью (4.25), найдем

$$\frac{dy}{dx} = \frac{3x^2 + 2x + 4}{x} + x \frac{d(3x^2 + 2x + 4)/x}{dx} \quad (4.26)$$

и после проведения правильных выкладок получаем правильный результат. Следовательно, мы *можем* правильно вычислить производные функций, пользуясь уравнениями, подобными (4.22) или (4.25). Но такой метод вычисления производных, типичный для старой теории теплопередачи, на порядок сложнее, чем в новой теории, в которой используется обычный метод вычисления производных, применяемый уже в течение многих десятилетий

$$\frac{dy}{dx} = \frac{d(3x^2 + 2x + 4)}{dx} = 6x + 2. \quad (4.27)$$

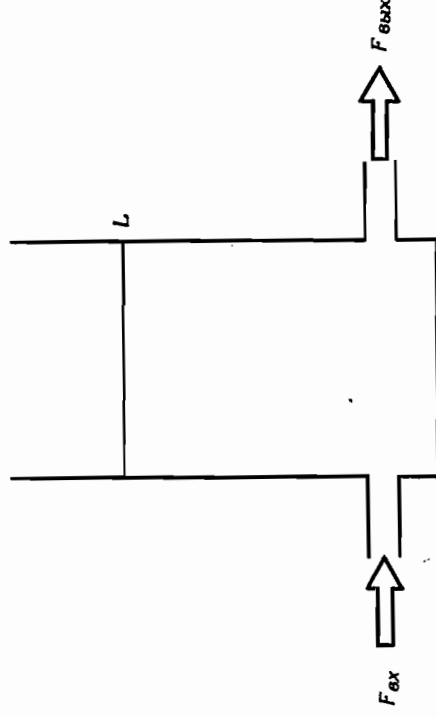
Итак, математический подход, применяемый в старой теории теплопередачи, обладает существенными недостатками: он вынуждает нас вычислять важную производную $dq/d\Delta T$ непрямым, громоздким путем по формулам (4.22) и (4.25) и, следовательно, является ненадежным фундаментом для создания науки о динамике тепловых процессов. Математический подход, применяемый в новой теории теплопередачи, позволяет вычислять производную $dq/d\Delta T$ прямым и математически удобным методом по формулам (4.23) и (4.27) и, следовательно, обеспечивает надежный фундамент для создания науки о динамике тепловых процессов. Само собой разумеется, что непрямым методом старой теории ведет к большим погрешностям и даже при правильном применении позволяет получить менее точные результаты, поскольку приходится проводить лишние расчеты.

ПОНЯТИЕ УСТОЙЧИВОСТИ

Понятие устойчивости проще всего объяснить с помощью несложного примера. Предположим, что имеется водяная система с большим открытым баком. Вода непрерывно втекает и вытекает из бака (фиг. 4.1).

Предположим теперь, что высота уровня воды в баке равна 1,88 м и что при таком уровне

$$F_{\text{вх}} = F_{\text{вых}} = 0,378 \text{ м}^3/\text{мин} \quad \text{при } L = 1,88 \text{ м.}$$



Ф и Г. 4.1.

Следовательно, система является устойчивой. Теперь предположим, что мимо этой устойчивой системы проходил рабочий и, заметив открытый бак, вылил в него ведро воды, так что ее уровень поднялся до 1,9 м. Задача об устойчивости формулируется следующим образом: Вернется ли уровень воды на отметку 1,88 м?

Или останется на отметке 1,9 м?

Или поднимется выше 1,9 м?

Другими словами, может ли система противодействовать этому случайному внешнему воздействию и вернуться в невозмущенное состояние, соответствующее значениям $L = 1,88$ м и $F = 0,378 \text{ м}^3/\text{мин}$? Если да, то мы делаем вывод, что при $L = 1,88$ м и $F = 0,378 \text{ м}^3/\text{мин}$ система устойчива относительно малых возмущений L . Если нет, то при $L = 1,8$ м и $F = 0,378 \text{ м}^3/\text{мин}$ система неустойчива относительно малых возмущений L .

Чтобы ответить на поставленный вопрос об устойчивости системы, необходимо знать, как изменение уровня влияет на величины $F_{\text{вх}}$ и $F_{\text{вых}}$, т.е. мы должны иметь некоторую информацию о функциях

$$F_{\text{вх}} \{L\} \text{ и } F_{\text{вых}} \{L\}$$

или о функциях

$$\Delta F_{\text{вх}} \{\Delta L\} \text{ и } \Delta F_{\text{вых}} \{\Delta L\}.$$

(Применяя функции F , мы проводим анализ статических характеристик системы; применяя функции ΔF , мы проводим анализ динамических характеристик системы.) Теперь предположим, что в этой системе

$$F_{\text{вх}} \{L = 1,9\} = 0,374 \text{ м}^3/\text{мин}, \quad F_{\text{вых}} \{L = 1,9\} = 0,367 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Следовательно, после того как рабочий выльет ведро воды

$$F_{\text{вх}} - F_{\text{вых}} = 0,374 - 0,367 = +0,007 \text{ м}^3/\text{мин} \quad (4.28)$$

и поскольку количество воды в баке начнет увеличиваться, уровень воды поднимется выше отметки 1,9 м. Вследствие того, что уровень перемещается не в сторону невозмущенного значения $L = 1,8$ м, а в *противоположную сторону*, мы делаем вывод, что при $L = 1,88$ м и $F = 0,378 \text{ м}^3/\text{мин}$ система не противодействует малым возмущениям, и, следовательно, в этом состоянии она неустойчива. (Мы не можем утверждать, что система неустойчива вообще, так как она может быть вполне устойчивой при $L = 1,6$ м и при $L = 2,1$ м. Исходные данные позволяют только утверждать, что система неустойчива при $L = 1,88$ м и $F = 0,378 \text{ м}^3/\text{мин}$.)

Если бы у нас имелась информация о $\Delta F_{\text{вх}}$ и $\Delta F_{\text{вых}}$, мы прежде всего отметили бы, что до прихода рабочего выполнялось условие

$$F_{\text{вх}} - F_{\text{вых}} = F_{\text{сум}} = 0 \quad (4.29)$$

(поскольку задано, что в это время $F_{\text{вх}} = F_{\text{вых}}$). Условие (4.29) позволяет записать нам следующее соотношение для возмущенного состояния ($L = 1,9$ м):

$$\Delta F_{\text{вх}} - \Delta F_{\text{вых}} = \Delta F_{\text{сум}} = F_{\text{сум}} \quad (4.30)$$

Теперь нам только известно, что до прихода рабочего $F_{\text{вх}} = F_{\text{вых}}$, т.е. нам не заданы значения $F_{\text{вх}}$ или $F_{\text{вых}}$, и мы должны решать задачу с помощью динамического анализа. Нам задано, что

$$\Delta F_{\text{вх}} \{\Delta L = 0,1\} = -0,004 \text{ м}^3/\text{мин},$$

$$\Delta F_{\text{вых}} \{\Delta L = 0,1\} = -0,011 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Следовательно, согласно соотношению (4.30),

$$F_{\text{сум}} = (-0,004) - (-0,011) = +0,007 \text{ м}^3/\text{мин}. \quad (4.31)$$

Как и прежде, увеличение количества воды в баке свидетельствует, что при $L = 1,8$ м и любом значении $F \{L = 1,8 \text{ м}\}$ система неустойчива.

В рассмотренном примере мы определили устойчивость заданной системы, т.е. способность установки *противодействовать* случайным внешним возмущениям, но следует подчеркнуть, что мы определили устойчивость лишь для одного потенциально установившегося рабочего режима. Следовательно, мы не можем сделать вывод о том, что система неустойчива вообще, мы можем сделать вывод, что система неустойчива *только* при рассмотренных условиях — она может быть как устойчивой, так и неустойчивой при всех остальных условиях. У нас нет достаточной информации, чтобы определить устойчивость системы за пределами окрестности $L = 1,8$ м.

Кроме того, у нас нет достаточной информации, чтобы описать переходные характеристики рассматриваемой системы в окрестности $L = 1,8$ м. Мы знаем, что она неустойчива, но не знаем, как будет вести себя эта неустойчивая система. Известно только, что уровень не будет оставаться на отметке 1,8 м, как это было бы в устойчивой системе. На практике существуют только две возможности: либо уровень воды в баке будет колебаться и никогда не установится, либо найдет другое положение, в котором $F_{\text{вх}} = F_{\text{вых}}$, а функции $\Delta F_{\text{вх}}$ и $\Delta F_{\text{вых}} \{\Delta L\}$ таковы, что возможен устойчивый режим работы.

ТЕПЛОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ

Тепловой устойчивостью называется способность теплообменной установки противодействовать возмущениям, которые стремятся изменить величину теплового потока в ней. Эти возмущения могут быть внешними случайными возмущениями, но следует иметь в виду, что в большинстве процессов имеют внутренние случайные возмущения микроскопического характера, обусловленные, например, турбулентностью потока жидкости или образованием и схлопыванием пузырьков при кипении. Следовательно, установка, обладающая тепловой устойчивостью, должна противодействовать внешним и внутренним возмущениям, которые стремятся изменить тепловой поток в ней.

Внутренние возмущения обычно малы, внешние могут быть как малыми, так и большими. К счастью, на практике редко приходится встречаться с большими возмущениями, и поэтому мы будем рассматривать почти всегда только малые возмущения. Термин "устойчивый" в нашей книге означает "устойчивый по отношению к малым возмущениям".

Чтобы показать на примере, что такое тепловая устойчивость, рассмотрим теплообменник, являющийся частью устойчивой системы. В этом конкретном теплообменнике падение температуры по толщине стенки, на которой происходит теплообмен, мало, и поэтому распределение температуры в стенке можно охарактеризовать одним значением температуры $T_w = 188^\circ\text{C}$. Неожиданно под действием случайного внешнего возмущения температура этой стенки скачкообразно возрастает на $0,2^\circ\text{C}$. Задача о тепловой устойчивости формулируется следующим образом.

Вернется ли температура стенки теплообменника к значению 188°C ?

Или останется на уровне $188,2^\circ\text{C}$?

Или поднимется выше $188,2^\circ\text{C}$?

Если температура стенки стремится вернуться к 188°C , то установка обладает тепловой устойчивостью (термически устойчива). В других случаях установка не обладает тепловой устойчивостью, и мы говорим, что она термически неустойчива. Проблема тепловой устойчивости состоит в следующем.

Как определить, будет ли возмущенная температура стенки теплообменника возвращаться к своему начальному значению?

Чтобы ответить на этот вопрос, нужно знать, каким образом малый прирост температуры стенки влияет на тепловой поток, *подводимый к стенке и отводимый от нее*. Если мы это установим, то путем

сравнения величин рассматриваемых тепловых потоков можно определить знак изменения теплосодержания стенки. Если знак окажется положительным, то температура стенки будет возрастать, и мы сделаем вывод, что в рассматриваемых потенциально установившихся условиях установка является термически неустойчивой. Если знак окажется отрицательным, то температура стенки будет понижаться, возвращаясь к невозмущенному значению, и мы делаем вывод, что в рассматриваемых потенциально установившихся условиях установка является термически устойчивой. Если тепловой поток от стенки равен тепловому потоку к стенке, то мы делаем вывод, что в рассматриваемых потенциально установившихся условиях установка термически неустойчива (поскольку она *не противодействует* возмущениям).

Математически $q_{\text{сум}}$ определяется по формуле

$$q_{\text{сум}} = \Delta q_{\text{подв}} - \Delta q_{\text{отв}}, \quad (4.32)$$

которая получена на основании тех же соображений, что и формула (4.30). Если $q_{\text{сум}} > 0$, то стенка нагревается; если $q_{\text{сум}} < 0$ — охлаждается. Следовательно, критерий тепловой устойчивости можно выразить в виде

$$\Delta q_{\text{подв}} < \Delta q_{\text{отв}}, \quad (4.33)$$

т.е., если случайное возмущение вызвало малый прирост температуры стенки, стенка охлаждается (и наоборот, если возмущение вызвало понижение температуры, то стенка нагревается).

В следующих главах, где мы будем количественно оценивать тепловую устойчивость, мы не станем рассматривать конечное возмущение ΔT , вызывающее конечные изменения $\Delta q_{\text{подв}}$ и $\Delta q_{\text{отв}}$. Мы будем иметь дело только с производными $dq_{\text{подв}}/dT$ и $dq_{\text{отв}}/dT$, считая что

$$\Delta q_{\text{подв}} = \frac{dq_{\text{подв}}}{dT} \Delta T, \quad \Delta q_{\text{отв}} = \frac{dq_{\text{отв}}}{dT} \Delta T. \quad (4.34)$$

Комбинируя соотношения (4.33) и (4.34), можно записать критерий тепловой устойчивости в наиболее употребительной общей форме

$$\frac{dq_{\text{подв}}}{dT} < \frac{dq_{\text{отв}}}{dT}. \quad (4.35)$$

В проведенном анализе мы показали, что условие (4.35) является необходимым для тепловой устойчивости, но еще не показали, что оно является достаточным. Другими словами, если условие (4.35) не

выполняется, то установка является определенно неустойчивой, но если условие (4.35) выполняется, то установка может быть и устойчивой. Однако, как мы увидим в следующей главе, для практических задач условие (4.35) является необходимым и достаточным.

Итак, мы дали вводное описание теории тепловой устойчивости и в элементарной, но строгой форме вывели основной критерий, который, как мы показали, является необходимым условием тепловой устойчивости. Если основной критерий не выполняется, установка не будет работать в устойчивом режиме, т.е. она не будет противодействовать случайным малым возмущениям, которые вызывают в ней изменение теплового потока. Тепловая неустойчивость приводит в итоге к тому, что установка будет работать в одном из двух, в общем не приемлемых режимов.

1. В колебательном режиме, когда температура и тепловой поток пульсируют и не достигают установившихся значений.

2. В режиме гистерезиса, когда при возрастании и снижении температуры источника тепла характеристики установки изменяются по разным законам, приводя к появлению "запретных зон".

ВЫВОД ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КРИТЕРИЕВ ТЕПЛОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

Проще всего выбрать оптимальную конструкцию реальной установки, обеспечивающую устойчивый режим работы, с помощью параметрических критериев устойчивости, т.е. соотношений, определяющих границы области устойчивости через параметры установки. Основной критерий тепловой устойчивости (4.35) получен в форме, удобной для теоретического рассмотрения, но не очень удобной для инженерных расчетов. Чтобы применить условие (4.35) в инженерных расчетах, необходимо привести его к соотношениям, которые позволили бы количественно установить, каким образом совокупность конструктивных параметров установки определяет ее тепловую устойчивость или неустойчивость. Другими словами, мы должны выразить $dq_{\text{подв}}/dT$ и $dq_{\text{отв}}/dT$ через варьируемые конструктивные параметры установок, такие, как толщина стенки, на которой происходит теплообмен, коэффициент теплопроводности, характеристики теплообмена между жидкостью и стенкой, коэффициент возрастания электрического сопротивления по температуре (если он применяется) и целый ряд других параметров, которые могут оказывать и действительно оказывают влияние на величины этих производных в реальных теплообменных установках.

Чтобы нагляднее показать, каким образом из основного критерия получаются параметрические критерии тепловой устойчивости, рассмотрим следующий пример.

Предположим, что нужно сконструировать теплообменник типа показанного на фиг. 3.1, причем известно, что характеристики теплообмена на поверхности стенки, омываемой жидкостью В, существенно нелинейны. Как конструкторы мы естественно стремимся создать термически устойчивый теплообменник и поэтому хотим оптимизировать те параметры установки, которые определяют тепловую устойчивость. Для этого необходимо, чтобы основной критерий (4.35) удовлетворялся повсюду в теплообменнике от источника тепла (жидкость А) до стока тепла (жидкость В). Наиболее опасным местом, где этот критерий может не удовлетворяться, является поверхность, на которой характеристики теплообмена нелинейны, в данном случае поверхность стенки, омываемой жидкостью В. Следовательно, величина T в соотношении (4.35) соответствует температуре поверхности стенки, омываемой жидкостью В (wB), а величина $dq_{\text{подв}}/dT$ определяет характер зависимости теплового потока, подводимого к этой поверхности, от ее температуры. Математически это выражается в виде

$$\frac{dq_{\text{подв}}}{dT} = \frac{dq_{\text{подв}}}{dT_{wB}}. \quad (4.36)$$

С математической точки зрения, мы разрезаем теплообменник по поверхности wB и находим зависимость от температуры поверхности wB теплового потока от жидкости А к жидкости В. Мы не рассматриваем вопрос о том, куда распространяется тепло после того, как оно поступит к поверхности wB . Мы понимаем, что этот "разрез" является просто искусственным математическим приемом, и то обстоятельство, что мы не можем воспроизвести его физически, не имеет значения. Наша единственная цель состоит в определении функции $q_{\text{подв}}\{T_{wB}\}$. Как только эта функция становится известной, простым дифференцированием можно найти производную $dq_{\text{подв}}/dT$, входящую в неравенство (4.35). Оптимальные (с точки зрения устойчивости) параметры установки выбираются таким образом, чтобы эта производная была отрицательной и достаточно большой, как это следует из неравенства (4.35).

Рассматривая "отрезанную" часть теплообменника между жидкостью А и поверхностью wB (фиг. 3.1) можно записать (в рамках

новой теории теплопередачи)

$$q_A = q_m = q_{wB} = q_{\text{подв}} = q, \quad (4.37)$$

$$T_A - T_{wB} = \Delta T_A + \Delta T_m. \quad (4.38)$$

Теперь предположим, что задано

$$q_A = M \Delta T_A, \quad (4.39)$$

$$q_m = (k/L) \Delta T_m. \quad (4.40)$$

Комбинируя соотношения (4.37) – (4.40), получаем

$$T_A - T_{wB} = q(M^{-1} + L/k). \quad (4.41)$$

Дифференцируя (4.41) и используя (4.36), находим

$$\frac{dq_{\text{подв}}}{dT} = -(M^{-1} + L/k)^{-1}. \quad (4.42)$$

Поскольку задано, что T_B не зависит от q , можно записать

$$\frac{dq_{\text{отв}}}{dT} = \frac{dq_B \{ \Delta T_B \}}{d \Delta T_B}. \quad (4.43)$$

Комбинируя соотношения (4.35), (4.42) и (4.43), можно представить критерий тепловой устойчивости в параметрическом виде

$$-(M^{-1} + L/k)^{-1} < \frac{dq_B \{ \Delta T_B \}}{d \Delta T_B}. \quad (4.44)$$

При такой форме представления критерия устойчивости сразу можно отметить, что тепловая устойчивость теплообменника увеличивается, если выбрать величину M максимально большой, а отношение L/k максимально малым. Кроме того, если выбором конструктивных параметров можно оказать влияние на функцию $q_B \{ \Delta T_B \}$, нужно постараться, чтобы производная $dq_B/d\Delta T_B$ была максимально положительной величиной. Из рассмотрения критерия следует также, что тепловая устойчивость обеспечивается при положительном значении $dq_B/d\Delta T_B$, так как левая часть неравенства (4.44) является определенно отрицательной величиной.

Следует отметить, что в рамках старой теории теплопередачи величина M в (4.44) заменяется на h_A и что неравенство (4.44) справедливо *только* в том случае, если h_A не зависит от ΔT_A .

(Я привел основной критерий тепловой устойчивости в статье, опубликованной в мае 1964 г. в журнале *Nucleonics*. Параметрический критерий (4.44), вычисленный в терминах старой теории теплопередачи, был представлен на открытом пленарном заседании 7-й Национальной конференции по теплообмену, состоявшейся в августе 1964 г. Я использовал этот критерий в своем сообщении, опубликованном в журнале *Nucleonics* в декабре 1964 г., и вновь привел его в своей лекции по курсу тепло- и массообмена в двухфазных потоках, прочитанной в Дартмутском колледже в мае 1965 г. Руководитель курса использовал это соотношение в своем сообщении, опубликованном в журнале *Nucleonics* в октябре 1965 г. Я пытался повторно опубликовать в том же журнале этот простой, но важный критерий и привести его вывод. К сожалению, область знаний рецензентов была ограничена старой теорией теплопередачи, и они неизменно не признавали и, вероятно, не могли признать важного значения этого критерия и его вывода. Во всяком случае они не допустили опубликования или представления моей работы в нормальном виде. Несколько лет спустя (в 1968 г.) соотношение (4.44) было опубликовано в работах других авторов.)

РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В этой главе получены следующие основные результаты.

1. Математический подход, применяемый в старой теории теплопередачи, обладает существенными недостатками и не может обеспечить прочного фундамента науки о динамике и устойчивости тепловых процессов.

2. Исследование динамики и тепловой устойчивости процессов в теплообменных установках выходит за пределы области знаний старой теории. Это подтверждается тем, что указанные проблемы не рассматриваются даже в самых современных учебниках и справочниках по теплообмену.

3. Новая теория теплопередачи обеспечивает прочный фундамент науки о динамике теплообмена и тепловой устойчивости.

4. В рамках новой теории понятия динамики, устойчивости и тепловой устойчивости процессов в теплообменных установках являются очень простыми. Задачи динамики теплообмена и тепловой устойчивости легко решаются с помощью новой теории.

Обозначения

- A — площадь поверхности, м^2 ;
 F — расход, $\text{м}^3/\text{мин}$;
 h — коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;
 k — коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$;
 L — высота уровня жидкости, м ;
 M — размерная постоянная, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;
 q — плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$;
 Q — тепловой поток, Вт ;
 T — температура, $^{\circ}\text{C}$;
 ΔT — разность температур или изменение температуры, $^{\circ}\text{C}$;
 $\Delta \Delta T$ — изменение ΔT , $^{\circ}\text{C}$;
 U — суммарный коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$,
 x, y — неизвестные переменные.

Индексы

- B — относится к жидкости B или к поверхности жидкости B ;
 i — относится к i -й или разделяющей поверхности;
 i — полные параметры;
 отв — параметры отводимого теплового потока;
 подв — параметры подводимого теплового потока;
 сум — суммарные параметры;
 стац — стационарные параметры.

Литература

1. Adiatori E.F., New theory of thermal stability in boiling systems, *Nucleonics*, **22** (5), p. 92 (1964).

ГЛАВА 5. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ, ИЗЛУЧЕНИЕ И ТЕРМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

В этой главе мы рассмотрим термическое сопротивление, теплопроводность и излучение в рамках новой теории теплопередачи. Однако предварительно мы должны провести довольно подробное обсуждение, цель которого состоит в том, чтобы выработать точную терминологию и критически проанализировать концепции старой теории, которые в новой теории не используются и заменяются другими.

Обсуждение начинается с обзора очень простых математических понятий. Это делается для того, чтобы уточнить определения. Мне хотелось бы, чтобы читатель точно понимал, какой смысл я вкладываю в такие термины, как пропорционализация, линеаризация, нелинеаризация и т.п. Я подчеркиваю, что смысл, который я вкладываю в эти термины, может несколько отличаться от общепринятого. Такое отличие обусловлено стремлением к точности, возможно, даже приводящим к некоторой причудливости терминологии.

Например, электрические резисторы, обычно называемые "омическими" (поскольку при их работе падение напряжения пропорционально силе тока в соответствии с законом Ома), часто именуют "линейными резисторами", чтобы отличить их от нелинейных резисторов типа вакуумных трубок и транзисторов. Цепи, в которых присутствуют резисторы только такого типа, часто называют "цепями линейных сопротивлений", чтобы отличить их от цепей, содержащих нелинейные резисторы. Однако, на мой взгляд, правильное определение термина "линейный" не позволяет применять его для таких цепей, поскольку это может ввести в заблуждение: получается, что омические резисторы являются "линейными" и цепи такого типа эффективно работают при использовании линейных резисторов, в то время как омические резисторы в общем случае не являются "линейными" и подобные цепи не работают эффективно при использовании

резисторов, которые являются "линейными" в общем случае. Истина заключается в том, что омические резисторы являются пропорциональными резисторами и цепи такого типа работают эффективно только при использовании пропорциональных резисторов, и поэтому их следует называть "цепями пропорциональных сопротивлений", чтобы показать, что такие цепи не могут эффективно работать ни с линейными, ни с нелинейными элементами.

Если это объяснение покажется запутанным, читатель должен вспомнить, что понятие "линейный" включает в себя как частный случай понятие "пропорциональный". Рассматривая общий случай, можно сделать выводы, справедливые в частном случае, но, рассматривая частный случай, нельзя сделать выводы, справедливые в общем случае, если, конечно, мы не хотим допустить большую вероятность ошибки. Следовательно, нельзя сделать вывод, что цепи, эффективно работающие при использовании пропорциональных резисторов, будут столь же эффективно работать при использовании линейных резисторов, хотя можно, конечно, с полным основанием считать, что "линейная" система будет эффективно работать при использовании "пропорциональных" элементов. Последнее утверждение само собой разумеется, поскольку понятие "линейный" включает в себя понятие "пропорциональный".

Для достижения полной ясности при чтении этой и следующих глав читателю следует ознакомиться со всем обсуждением перед изложением концепций новой теории теплопередачи, хотя местами оно может показаться до смешного элементарным. На самом деле это обсуждение играет существенную роль для понимания данной главы и следующих глав, и из него следует ряд важных выводов о теплообмене в частности и инженерном искусстве вообще.

ПРОСТЫЕ УРАВНЕНИЯ

Чтобы сделать обсуждение более понятным, ограничимся рассмотрением только уравнений, которые можно назвать "простыми", т.е. забудем на время о дифференциальных и интегральных уравнениях и будем рассматривать только такие уравнения, которые не содержат ни производных, ни интегралов. Простые уравнения, применяемые в инженерных расчетах, обычно подразделяются на два класса: линейные и нелинейные уравнения. Условимся, что нелинейные

уравнения включают в себя все простые уравнения без исключения и ограничения. Приведем некоторые нелинейные уравнения:

$$y = 7,2x^2 + 3,6x + \sin x + 12,6, \quad (5.1)$$

$$y = \sin x, \quad (5.2)$$

$$y = 3,2x + 14, \quad (5.3)$$

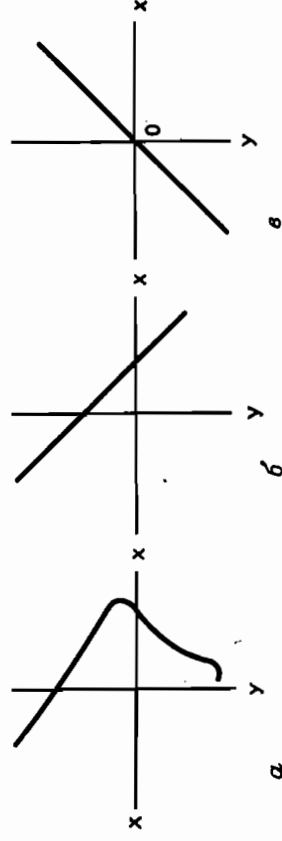
$$y = 1,567x. \quad (5.4)$$

Графики нелинейных уравнений или функций включают в себя все кривые, представленные на фиг. 5.1, и любые другие, какие только можно себе представить. Будем называть линейными уравнениями или функциями все те и только те, которые можно представить в виде

$$y = mx + b. \quad (5.5)$$

Мы допускаем, что коэффициенты m и b могут иметь любые значения без каких-либо ограничений, и потребуем, чтобы показатели степени при x и y были точно равны единице. Таким образом, графики линейных уравнений имеют вид прямых линий, которые могут пересекать ось y при любом значении без ограничений. Функции, представленные на фиг. 5.1, b и v , безусловно, являются линейными.

Следует отметить, что при анализе нелинейных уравнений общего вида мы не исключаем из рассмотрения линейные уравнения: линейная форма является частным случаем более общей нелинейной формы. Таким же образом можно подразделить и линейную форму, выделив из нее частный случай — пропорциональную форму. В рамках такого подразделения линейные уравнения имеют общий вид (5.5),



Фиг. 5.1.

а к пропорциональным уравнениям относятся все те и только те, которые можно представить в виде

$$y = mx. \quad (5.6)$$

Мы допускаем, что коэффициент m может принимать любое значение без ограничения, и потребуем, чтобы показатели при x и y были равны единице. Следовательно, пропорциональными функциями являются линейные функции, проходящие через начало координат. Функция, представленная на фиг. 5.1, в, является пропорциональной.

Заметим, что пропорциональные уравнения относятся к линейным, как линейные к нелинейным, т.е. как частный случай к более общему случаю. Когда мы анализируем линейные уравнения, мы не исключаем из рассмотрения пропорциональные уравнения, которые являются частной формой линейных уравнений.

УРАВНЕНИЯ И КОНЦЕПЦИИ

Теперь возникает вопрос: "Какое значение имеет проведенный выше анализ простых уравнений?" Ответ заключается в том, что пропорциональные уравнения и концепции пропорциональности вида

$$V = IR, \quad (5.7)$$

$$\delta = E\varepsilon, \quad (5.8)$$

$$q = h\Delta T \quad (5.9)$$

составляют фундамент прикладной науки двадцатого столетия. Часто эти соотношения причисляют к "линейным" уравнениям и концепциям линейности, даже если они не более "линейны", чем "нелинейны", — на самом деле это пропорциональные соотношения, описывающие концепции пропорциональности; их можно считать "линейными" или "нелинейными" в том смысле, что они не исключаются из рассмотрения при анализе общих линейных или нелинейных уравнений. Они являются частными случаями линейных и нелинейных уравнений, но это не означает, что их можно называть "нелинейными уравнениями". Они являются пропорциональными уравнениями и выражают концепции пропорциональности; называть их как-то иначе — значит впадать в заблуждение.

Теперь возникает следующий вопрос: к каким последствиям приводит признание факта, что уравнения (5.7) — (5.9) выражают не концепцию линейности, а концепцию пропорциональности? Ответ заклю-

чается в том, что концепции пропорциональности являются очень неэффективными, они не позволяют эффективно рассчитывать ни характеристики линейных, ни характеристики нелинейных процессов. Таким образом, мы приходим к выводу, что инженерная наука XX в. основана на концепциях, которые эффективны только при анализе наиболее тривиальных пропорциональных процессов и совершенно неэффективны при анализе линейных или нелинейных процессов, с которыми мы часто сталкиваемся.

Если мы согласимся с тем, что концепции пропорциональности, составляющие фундамент инженерной науки двадцатого века, неэффективны, легко сделать следующий шаг: отказаться от "старых" концепций и заменить их новыми, которые позволяют эффективно анализировать не только пропорциональные, но и линейные, а также нелинейные процессы. Именно к этому призывает *новая теория теплотрансферов*, т.е. к введению концепций, которые позволяли бы эффективно анализировать нелинейные процессы, и демонстрирует, как подобная концепция применяется в науке о теплообмене. Но это могла быть также *новая теория сопротивления материалов*, или *новая электротехника*, или *новая гидрометаллургия*.

Можно с уверенностью предположить, что в течение будущих нескольких десятилетий закон Ома будет отвергнут и заменен соотношением

$$V = f\{I\}, \quad (5.10)$$

закон Гука — соотношением

$$\sigma = f\{\varepsilon\}, \quad (5.11)$$

а "закон Ньютона" — соотношением

$$q = (f_1 \text{ параметры системы} \cdot f_2(T, D, C)) \quad (5.12)$$

и что многие другие концепции пропорциональности, составляющие фундамент инженерной науки XX в., также будут отвергнуты и заменены новыми концепциями, которые, подобно соотношениям (5.10) — (5.12), позволяют эффективно анализировать все без исключения процессы. И именно эти новые концепции составят фундамент инженерной науки двадцать первого века.

МЕТОДЫ

При дальнейшем изложении мы будем различать три типа уравнений: пропорциональные, линейные и нелинейные, — и будем применять данные выше определения. Согласно этим определениям, пропорциональное уравнение представляется графически прямой, проходящей через начало координат; линейное уравнение — прямой без ограничения, что она должна проходить через начало координат; нелинейное уравнение — любой кривой без каких-либо ограничений.

Теперь объясним сущность понятий "пропорционализация", "линеаризация" и "нелинеаризация". Пропорционализация — это аппроксимация функции $y\{x\}$ пропорциональной функцией вида

$$y = mx = (y_1/x_1) x, \quad (5.13)$$

где (y_1, x_1) — координаты точки, через которую проходит функция $y\{x\}$. Например, если нам задано, что функция $y\{x\}$ проходит через точку $(y = 7, x = 3)$, мы можем аппроксимировать $y\{x\}$ пропорциональной функцией

$$y = (7/3) x = 2,333x. \quad (5.14)$$

Для этого приближения находим

$$\dot{y} = 2,333, \quad (5.15)$$

$$\ddot{y} = 0. \quad (5.16)$$

Следовательно, если мы аппроксимируем функцию $y\{x\}$ с помощью метода пропорционализации, то достаточно знать координаты одной только точки этой функции, чтобы полностью описать аппроксимирующую функцию и все ее производные. Разумеется, аппроксимирующая функция и ее производные могут совершенно отличаться от функции $y\{x\}$ и ее производных, но это и есть цена, которую приходится платить за такое "упрощение".

Линеаризация — это аппроксимация функции $y\{x\}$ линейной функцией вида

$$y = y_1 x + (y_1 - \dot{y}_1 x_1), \quad (5.17)$$

где (y_1, x_1) — координаты точки, через которую проходит функция $y\{x\}$, а $\dot{y}_1$ — производная функции $y\{x\}$ в этой точке. Следовательно, чтобы использовать метод линеаризации, необходимо знать

координаты одной точки функции и первую производную функции в этой точке. Например, если задано, что в точке $(y = 7, x = 3)$ производная $\dot{y} = -1,3$ то мы аппроксимируем функцию $y\{x\}$ линейной функцией

$$y = -1,3x + (7 + 1,3(3)) = -1,3x + 10,9 \quad (5.18)$$

и из уравнения (5.18) следует

$$\dot{y} = -1,3, \quad (5.19)$$

$$\ddot{y} = 0. \quad (5.20)$$

Нетрудно видеть, что линеаризация позволяет аппроксимировать функцию $y\{x\}$ линейной функцией, имеющей с этой функцией общую точку (y_1, x_1) и, кроме того, общую производную. Именно благодаря совпадению первых производных линеаризация значительно эффективнее пропорционализации. В то время как пропорционализация неэффективна при анализе линейных и нелинейных функций, линеаризация является эффективным методом анализа всех линейных функций и нелинейных функций в окрестности точки (y_1, x_1) .

Нелинеаризация — это нечто противоположное линеаризации. Поэтому условимся, что нелинеаризация — это аппроксимация линейной функции некоторой нелинейной функцией. Конечно, это выглядит парадоксальным — казалось бы, вряд ли можно извлечь какую-либо пользу, применяя такой метод. Хотя термин "нелинеаризация" используется редко, процесс нелинеаризации может совершенно естественно следовать (и следует) из метода размерностей и применения способа построения графиков в логарифмических координатах в статистической теории теплопередачи. Этот вопрос мы рассмотрим подробнее в гл. 7.

КОНЦЕПЦИИ

Следует указать, что пропорционализация — настолько слабый математический метод, что он редко применяется в математике, хотя часто используется в инженерных расчетах XX в. Если он применяется при анализе пропорциональных функций, то вреда это не приносит. Например, концепция пропорциональности статического электрического сопротивления $(R = V/I)$ эффективна при применении омических резисторов. С другой стороны, эта концепция несостоятельна применительно к вакуумным трубкам или транзисторам, поскольку их характеристики нельзя представить пропорциональными

ми функциями. В этом случае требуется знать не только статическое электрическое сопротивление, но и "динамическое электрическое сопротивление", определяемое формулой

$$R_{\text{дин}} = \frac{dV}{dI} \quad (5.21)$$

Концепция динамического сопротивления является, конечно, концепцией линейности, т.е. мы описываем функцию $V\{I\}$ линейной функцией (поскольку считаем первую производную постоянной величиной) и не накладываем никаких ограничений на значение V при $I = 0$. Применяя статическое сопротивление и динамическое сопротивление, т.е. применяя концепции пропорциональности и линейности, мы получаем возможность описать нелинейные характеристики вакуумных трубок и транзисторов, однако следует отметить, что теперь нам приходится использовать *две* концепции, т.е. два вида сопротивления.

В старой теории теплопередачи аналогом статического электрического сопротивления является термическое сопротивление, но нет аналога динамического электрического сопротивления. Следовательно, в действительности старая теория все еще не совершила перехода от концепции пропорциональности к концепции линейности. В итоге в старой теории мы пытаемся применить концепцию пропорциональности термического сопротивления к анализу нелинейных тепловых процессов, чего просто нельзя эффективно сделать.

В старой теории теплопередачи очень часто применяются цели термических сопротивлений. Если тепловые характеристики всех элементов цепи являются пропорциональными, т.е. для каждого элемента $q \sim \Delta T$, то применение цепей термических сопротивлений позволяет правильно решить задачу. Но если некоторые элементы цепи имеют линейные или нелинейные характеристики, как, например, в случаях естественной конвекции, кипения, конденсации или теплового излучения, то применение цепей термических сопротивлений неэффективно. Их можно использовать при анализе, но они не облегчают решение, а просто усложняют и запутывают его.

В рамках старой теории теплопередачи многие практические задачи приходится решать методом проб и ошибок. Применение этого неудовлетворительного метода обусловлено не особенностями самих задач, а использованием концепций пропорциональности для анализа нелинейных процессов. Другими словами, именно с концеп-

цией термического сопротивления в старой теории связана необходимость применения метода проб и ошибок. Более того, даже если мы введем динамическое термическое сопротивление, нам все равно придется искать решения с помощью того же метода проб и ошибок, и единственное приобретенное преимущество будет состоять в том, что удовлетворительный результат будет достигаться при меньшем числе проб. Следовательно, наша беда состоит не в том, что мы имеем статическое сопротивление, но не имеем динамического, а в том, что нам приходится иметь дело с сопротивлением вообще.

ПРИМЕР ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДА ПРОПОРЦИОНАЛИЗАЦИИ

Мы отметили, что пропорционализация — очень слабый математический метод. В самом деле, он настолько слаб, что совершенно не применяется в новой теории теплопередачи, и мы рассматриваем его подробно только затем, чтобы иметь четкое представление о том, от чего мы отказываемся. Следующий пример наглядно демонстрирует неэффективность пропорционализации в сравнении с более мощным методом — линеаризацией. В примере мы будем рассматривать связь между y и x , но могли бы совершенно так же рассматривать связь между q и ΔT , V и I , σ и ϵ или какой-либо другой парой переменных.

Рассмотрим функцию $y\{x\}$, представленную на фиг. 5.2. Известно только, что функция проходит через точку A с координатами ($y = 4$, $x = 6$) и производная dy/dx в точке A равна -3 . Предположим, что на основании этой информации мы хотели бы оценить значение $y\{x = 5,5\}$. Сделаем эту оценку сначала с помощью метода пропорционализации, а затем с помощью более мощного метода — линеаризации.

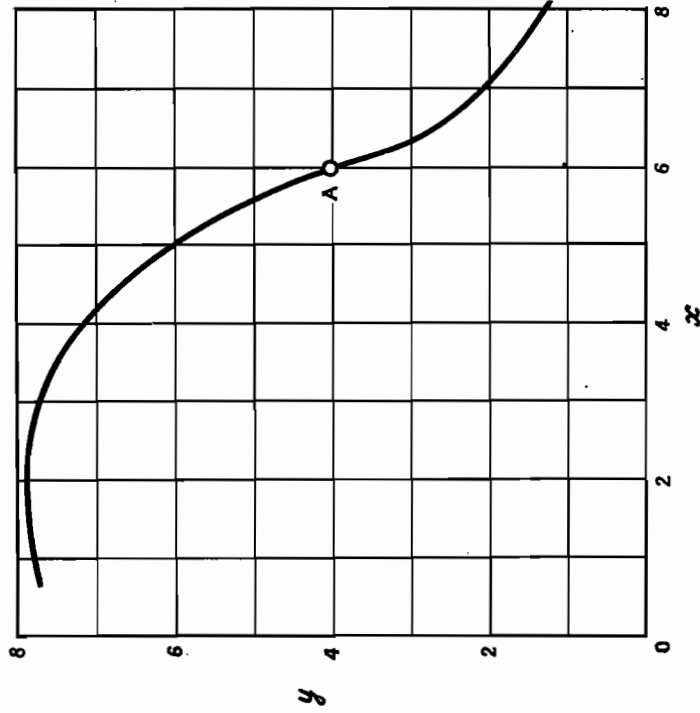
Применяя метод пропорционализации, аппроксимируем функцию $y\{x\}$ пропорциональной функцией

$$y = (4/6)x = 0,667x \quad (5.22)$$

и получаем, что $y = 3,67$ при $x = 5,5$. С точки зрения динамики *уменьшение* x на $0,5$ относительно начального значения в точке A вызывает *уменьшение* y на $0,33$.

Применяя метод линеаризации, аппроксимируем функцию $y\{x\}$ линейной функцией

$$y = -3x + (4 + 3(6)) = -3x + 22 \quad (5.23)$$



Фиг. 5.2.

и получаем, что $y = 5,5$ при $x = 5,5$. С точки зрения динамики *уменьшение* x на $0,5$ относительно начального значения в точке A вызывает *возрастание* y на $1,5$.

Обращаясь к фиг. 5.2, можно видеть, что истинное значение $y\{x = 5,5\} = 5,2$. С точки зрения динамики *уменьшение* x на $0,5$ относительно начального значения в точке A вызывает *возрастание* y на $1,2$.

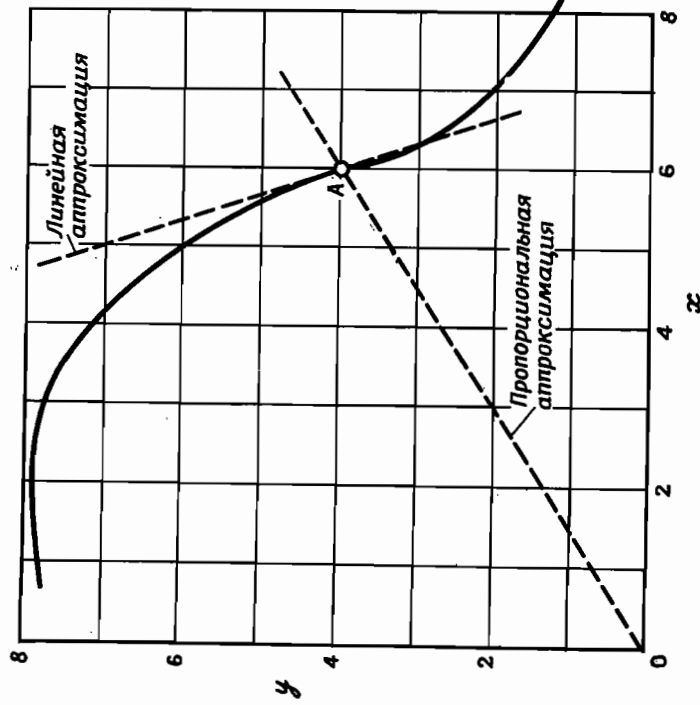
Истинное значение $y(x)$ сравнивается с вычисленными при помощи методов пропорционализации и линеаризации, в табл. 5.1.

Данные, приведенные в табл. 5.1, показывают, что пропорционализация является настолько плохим методом, что результаты, полученные с ее помощью, неправдивы не только количественно, но даже качественно. Получается, что с уменьшением x величина y уменьшается, в то время как на самом деле она возрастает.

Проведенный анализ, разумеется, можно проиллюстрировать графически. Когда мы проводим пропорционализацию функции $y\{x\}$,

Таблица 5.1

	Истинное значение	Приближенное значение	
		пропорционализация	линеаризация
$y\{x = 5,5\}$	5,20	3,67	5,50
$y\{x = 5,5\} - y\{x = 6,0\}$	+1,20	-0,33	+1,50



Фиг. 5.3

мы аппроксимируем ее прямой, соединяющей точку A с началом координат (фиг. 5.3). При линеаризации $y\{x\}$ мы аппроксимируем ее прямой, являющейся касательной к графику этой функции в точке A (фиг. 5.3). Следует отметить, что линейная аппроксимация достаточно точно описывает $y\{x\}$ в окрестности точки A , в то время как пропорциональная аппроксимация *нигде* не соответствует $y\{x\}$ — ни в окрестности точки A , ни в окрестности любой другой точки!

Важно отметить, что мы рассматриваем не отвлеченный математический прием, не имеющий никакой связи с практикой, а основы математического подхода, применяемого в инженерных расчетах в XX в. Аппроксимация, полученная с помощью пропорциональной зависимости, является аналогом статического электрического сопротивления, термического сопротивления, модуля упругости и т.д. Аппроксимация, полученная с помощью линейной зависимости, является аналогом динамического электрического сопротивления, модуля сдвига и т.д.

В итоге мы приходим к выводу, что инженерные расчеты в XX в. основаны на концепциях пропорциональности, которые лишь в некоторых случаях "усилены" концепциями линейности. Применение концепций пропорциональности неизбежно ведет к решениям, основанным на пропорционализации, которая настолько неэффективна, что само это слово заслуживает полного забвения и исключения из божинства словарей.

СТАТИЧЕСКОЕ ТЕРМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ В НОВОЙ ТЕОРИИ

Понятие статического термического сопротивления в новой теории не применяется.

Применяя новую теорию, мы осознаем, что понятие статического термического сопротивления отражает концепцию пропорциональности и поэтому не позволяет провести правильного анализа линейных или нелинейных процессов. Из старой теории мы знаем, что очень многие тепловые процессы являются линейными и нелинейными. Поэтому мы делаем вывод, что процесс теплообмена слишком сложен, чтобы его можно было описать с помощью концепции пропорциональности статического термического сопротивления, и настаиваем на применении более эффективной концепции.

ДИНАМИЧЕСКОЕ ТЕРМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ В НОВОЙ ТЕОРИИ

Понятие динамического термического сопротивления в новой теории не применяется.

Я не предлагаю концепцию динамического термического сопротивления, которое определяется формулой

$$h_{\text{дин}} = \frac{dq}{d\Delta T} \quad (5.24)$$

Это сопротивление является выражением концепции линейности, которая может дополнить, но не заменить концепцию статического термического сопротивления, определяемого формулой

$$h_{\text{статич}} = \frac{q}{\Delta T} \quad (5.25)$$

Совершенно справедливо, что введение динамического термического сопротивления позволит существенно усовершенствовать старую теорию теплопередачи, но не позволит анализировать нелинейные процессы, описываемые соотношением (5.12). Насколько мне известно, в моей статье о "тепловой устойчивости" впервые был проведен количественный анализ динамических характеристик теплообмена, впервые была выявлена важная роль производной dq/dT , которая, разумеется, является эквивалентом производной $dq/d\Delta T$ при малых значениях ΔT . Я не называю производную $dq/d\Delta T$ "динамическим термическим сопротивлением", поскольку в новой теории теплопередачи это понятие является естественным *следствием* основной концепции (см. (5.12)) и само по себе не играет фундаментальной роли. Другими словами, производная $dq/d\Delta T$ в новой теории является не основным понятием, а естественным следствием единой концепции, составляющей основу новой теории теплопередачи.

К моему крайнему удивлению, в петиции "аргоннской семерки" (гл. 4) выявилось непонимание математического подхода, лежащего в основе этой простой линейной концепции динамики. "Аргоннская семерка" утверждала в *печати (Nucleonics, декабрь, 1964, стр. 4, где была опубликована петиция "аргоннской семерки", подписанная четверьмя из семи авторов; по некоторым причинам трое авторов остались неизвестными; мой ответ на эту петицию был направлен против слова "мистификация", употребленного в оригинале петиции; однако, к моей досаде, слово "мистификация" изъято из опубликованного варианта петиции "аргоннской семерки", причем без моего ведома, что мне показалось весьма нечестным)*:

"Систематической ошибкой в статье является признание *температуры независимой переменной*",

т.е., выходит, *нельзя* брать производную по температуре, так как температура может не быть независимой переменной!!!

Мне очень трудно понять, почему эти широко известные специалисты в области старой теории теплопередачи так мало знают математику вообще и динамику в частности, что не смогли увидеть близкую аналогию между dq/dT и концепцией динамического сопротивления,

Это утверждение "аргонской семерки" конкретно подтверждает часто повторяемую мной мысль о том, что старая теория теплопередачи не в состоянии описать линейные и нелинейные тепловые процессы.

ЧТО ЗАМЕНЯЕТ ТЕРМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ В НОВОЙ ТЕОРИИ?

В новой теории термическое сопротивление является введением (вовсе не обязательным), которое в лучшем случае приводит к использованию концепций пропорциональности и линейности. Новая теория в отличие от старой не должна быть основана на концепции пропорциональности или комбинации концепций пропорциональности и линейности, как в электричестве или сопротивлении материалов. Она должна быть основана на так называемой "нелинейной концепции", которая позволяет эффективно проанализировать все процессы без ограничений. Именно на этой концепции и основана новая теория теплопередачи: нелинейная концепция содержится в основном уравнении новой теории теплопередачи

$$q = f_1 \{ \text{параметры системы} \} \cdot f_2 \{ TDC \}. \quad (5.26)$$

Это уравнение, или эта концепция, позволяет эффективно анализировать тепловые процессы *любой* *типа*, поскольку оно не диктует форму теплового процесса, т.е. не требует от нас и даже не позволяет нам заключать характеристики теплового процесса в жесткие рамки типа

$$q = h_{\text{статич}} \Delta T \quad (5.27)$$

или

$$dq = h_{\text{динамич}} d\Delta T. \quad (5.28)$$

Новая теория отвергает оба эти жесткие требования и вместо них допускает использование для каждого процесса теплообмена такого соотношения, которое наиболее точно описывает его характеристики.

В новой теории понятие термического сопротивления не применяется. Оно заменяется концепцией, выраженной соотношением (5.26). Я назвал эту новую концепцию "концепцией теплового режима".

Заменяя старую концепцию термического сопротивления новой концепцией теплового режима, мы совершаем переход от концепции пропорциональности старой теории к концепции нелинейности новой

теории и существенно расширяем наши возможности в сфере анализа тепловых процессов как с теоретической, так и с практической точек зрения.

ЦЕПИ ТЕРМИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ В НОВОЙ ТЕОРИИ ЧТО ЗАМЕНЯЕТ ЦЕПИ ТЕРМИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ В НОВОЙ ТЕОРИИ?

В новой теории цепи термических сопротивлений не применяются.

В новой теории цепи термических сопротивлений заменяют цепи тепловых потоков. Цепь тепловых потоков является не чем иным, как "бухгалтерским аппаратом", учитывающим распределение тепловых потоков. Это просто линейная диаграмма "закона потоков", рассмотренного в гл. 3.

КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ В НОВОЙ ТЕОРИИ

В новой теории коэффициент теплопроводности не применяется.

В гл. 1 мы кратко проанализировали понятие коэффициента теплопроводности k и показали, что в новой теории не исключается возможность использования k , хотя в старой теории k обычно считается коэффициентом. На самом деле анализ, проведенный в гл. 1, был чересчур упрощенным, и теперь мы рассмотрим k с более реальных позиций.

В рамках старой теории соотношение

$$q = h \Delta T \quad (5.29)$$

не означает, что величина q пропорциональна ΔT ; оно означает только, что h определяется как $q/\Delta T$. Следовательно, соотношение (5.29) представляет собой тривиальное равенство

$$q = h \Delta T = \frac{q}{\Delta T} (\Delta T) = q. \quad (5.30)$$

Аналогичным образом, формула Фурье в старой теории

$$q = k \frac{dT}{dx} \quad (5.31)$$

не означает, что величина q пропорциональна dT/dx , а является просто определением k . Следовательно, формула Фурье представляет со-

бой тривиальное равенство

$$q = \frac{q}{dT/dx} \cdot (dT/dx) = q. \quad (5.32)$$

Итак, если формула Фурье действительно выражает тот факт, что процесс теплопроводности был, есть и всегда будет "пропорциональным", то сохранение формулы Фурье и понятия коэффициента теплопроводности не причинит вреда. Однако есть ли в настоящее время доказательства того, что величина q всегда пропорциональна dT/dx ? Действительно, результаты экспериментальных исследований теплопроводности обычно представляются в таком виде, как будто величина q бесспорно пропорциональна dT/dx , но сам факт представления экспериментальных данных в таком виде вряд ли можно считать доказательством того, что функциональная связь между q и dT/dx исследовалась или даже рассматривалась. Фактически в старой теории теплопередачи считалось само собой разумеющимся, что величина q пропорциональна dT/dx , и экспериментаторы редко заботились о том, чтобы провести измерения k в широком диапазоне значений q , и даже о том, чтобы указать диапазон значений q , в котором проводились измерения k . В итоге в старой теории теплопередачи предполагается, что k не зависит от q , т.е. что величина q действительно пропорциональна dT/dx , независимо от того, оправдано такое предположение или нет. В старой теории такое предположение считается общепринятым, и это лучше всего подтверждается тем фактом, что вопрос о его справедливости редко даже поднимался, не говоря уже о том, чтобы серьезно рассматривался.

В итоге мы считаем формулу Фурье выражением концепции пропорциональности, которая в настоящее время может применяться или не применяться для анализа линейных или нелинейных тепловых процессов, а в новой теории мы ее отвергаем. Если даже для всех известных в настоящее время материалов теплопроводность является "пропорциональным" процессом, то одной вероятности появления в будущем материалов с "непропорциональными" характеристиками достаточно, чтобы отказать от формулы Фурье и коэффициента теплопроводности.

ЧТО ЗАМЕНЯЕТ ФОРМУЛУ ФУРЬЕ И КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ В НОВОЙ ТЕОРИИ?

В рамках новой теории формула Фурье и понятие коэффициента теплопроводности заменяются соотношением (концепцией)

$$q = f_1 \{ \text{параметры системы} \} \cdot f_2 \{ dT/dx \}. \quad (5.33)$$

Методику применения этого соотношения (концепции) нагляднее всего показать на следующем примере.

Предположим, что мы хотим знать характеристики теплопроводности материала X . И в старой, и в новой теории эти характеристики определяются эмпирически, т.е. экспериментально находится функция $q \{ dT/dx \}$. В рамках старой теории мы должны представить экспериментальные данные в виде соотношения (5.31) даже в том случае, если величина q не пропорциональна dT/dx . Либо нам всегда придется оговаривать, что измерения характеристик теплопроводности приведены только при одном значении q в предположении, что эти характеристики (имеется в виду k) не изменяются при всех остальных значениях q (это обычно и делается в старой теории теплопередачи).

Применяя новую теорию теплопередачи, мы не заключаем экспериментальные данные в жесткую форму, наоборот, мы используем очень гибкую форму, наиболее подходящую для описания данных. Мы позволяем экспериментальным результатам описывать функциональную связь между q и dT/dx , а затем подбираем соотношение (5.33) (гибкую форму) таким образом, чтобы она соответствовала полученным экспериментальным результатам. Именно благодаря гибкой, нежесткой, свободной форме соотношение (5.33) становится выражением "концепции нелинейности", которая позволяет эффективно анализировать любые тепловые процессы без ограничений.

Допустим, что, согласно экспериментальным данным, полученным при температуре 177°C , характеристики теплопроводности материала X описываются выражением

$$d = a(dT/dx)^{0.8}. \quad (5.34)$$

В рамках старой теории мы должны были привести выражение (5.34) к виду (5.31) и, естественно, получили бы переменный коэффициент теплопроводности k , который зависел бы от q . В рамках новой теории выражение (5.34) является конечным результатом эксперимен-

та, конечной формой представления экспериментальных данных; оно записано именно в том виде q ($TДС$), к которому мы стремимся, в котором наиболее точно описываются характеристики теплопроводности материала X и который наиболее удобен для нас, поскольку обеспечивает наиболее простой анализ тепловых характеристик материала. В рамках старой теории мы должны были бы изменить эту форму представления данных и привести ее к форме соотношения (5.31), но в рамках новой теории мы понимаем, что изменить форму выражения (5.34) таким образом, чтобы характеристики материала X были "подобны" характеристикам всех других материалов, значит сделать шаг назад, и мы отказываемся от такого шага.

Разумеется, может оказаться, что на практике все материалы обладают пропорциональными характеристиками теплопроводности. И что же тогда? Возвращаться назад к формуле Фурье и коэффициенту теплопроводности? Нет! Такой ответ обусловлен по меньшей мере двумя причинами. Во-первых, мы просто не знаем, какие материалы будут созданы в будущем и (или) какие значения будут иметь тепловые потоки в будущих установках. Кто может хотя бы мысленно представить себе характеристики материалов, которые еще не созданы? Кто может поручиться, что современные материалы будут иметь "пропорциональные" характеристики теплопроводности при уровнях теплового потока завтрашнего дня? Мы не можем предсказать будущее, но можем готовиться к нему — и именно в этом состоит различие между формулой Фурье и соотношением (5.33), между коэффициентом теплопроводности и тем, что, на мой взгляд, можно назвать "пропускательной способностью тепла". Формула Фурье позволяет анализировать "пропорциональные" процессы, соотношение (5.33) — все процессы без ограничений.

Формула Фурье позволяла вести исследования в прошлом, соотношение (5.33) позволяет вести исследования в будущем при любых тенденциях развития науки.

ТЕПЛОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ В НОВОЙ ТЕОРИИ

Тепловое излучение рассматривалось в гл. 1 чересчур упрощенно, теперь мы рассмотрим его более внимательно. В старой теории при анализе теплового излучения применяется концепция пропорциональности, т.е.

$$q_{\text{испуск. изл}} = \epsilon \sigma T^4. \quad (5.35)$$

Эта концепция весьма эффективна для серых и абсолютно черных тел, т.е. для тел, испускаемые способности которых не зависят от температуры. Причина этого заключается, естественно, в том, что такие тела обладают пропорциональными характеристиками теплового излучения, т.е. формула (5.35) справедлива для абсолютно черных и серых тел, но несправедлива для нечерных и несерых тел. В рамках старой теории теплопередачи мы должны были бы выразить характеристики излучения нечерных и несерых тел в форме соотношения (5.35). В рамках новой теории теплопередачи мы заменяем формулу (5.35) новым обобщенным соотношением для теплового излучения

$$q_{\text{испуск. изл}} = f\{T\}, \quad (5.36)$$

которое для серых и абсолютно черных тел сводится к соотношению (5.35), а для несерых и нечерных тел — к соотношению, описывающему экспериментальные результаты.

В настоящее время большинство инженерных методов расчета основано на использовании упрощающего предположения об излучении серого тела. Если это предположение выполняется достаточно точно, то соотношение (5.35) справедливо как в новой теории, так и в старой. Однако даже в случае излучения серого тела практические задачи в рамках новой теории решаются совершенно иначе ввиду отсутствия термического сопротивления и цепей термических сопротивлений.

Например, в монографии Крейца "Основы теплопередачи" приводится задача совместного воздействия конвекции и излучения на экранированную термопару. Эта задача, рассматриваемая в главе 5—9 на стр. 209 первого издания монографии, решается при помощи старой теории теплопередачи методом проб и ошибок с применением цепи термических сопротивлений. (Эта же задача рассматривается и во втором издании.) В обсуждении, предшествующем этой задаче, Крейц отмечает:

"Чтобы учесть излучение в тепловом процессе, включающем конвекцию и теплопроводность, удобно ввести единичную проводимость для теплового излучения, или коэффициент радиационной теплоотдачи h_r ...

Введение коэффициента радиационной теплоотдачи, аналогичного коэффициенту конвективной теплоотдачи, удобно потому, что тепловой поток будет линейно зависеть от разности температур и может быть непосредственно включен в термичес-

кую цепь, для которой движущим потенциалом является температура. Кроме того, знание величины h_r существенно для определения суммарного коэффициента теплоотдачи h поверхности, к которой подводятся (или от которой отводятся) конвективные и радиационные тепловые потоки, так как

$$h = (h_c + h_r).$$

Следует отметить, что применение описанной методики не приводит к тому, что "тепловой поток будет линейно зависеть от разности температур", т.е. тот факт, что мы используем пропорциональное приближение для описания потока теплового излучения, не оказывает абсолютно никакого влияния на действительный характер изменения теплового потока, который в этом случае остается нелинейным. На самом деле в рамках старой теории проводится пропорционализация потока теплового излучения, чтобы попытаться затем использовать пропорциональные цепи для решения нелинейных задач.

В рамках новой теории та же самая проблема решается прямым путем, т.е. мы сводим задачу к решению одного уравнения с одним неизвестным, а затем извлекаем квадратный корень из решения. При этом выполняются следующие операции.

1. Составляется простая цепь тепловых потоков, чтобы наглядно учесть все компоненты теплового потока.
2. Записываются соотношения, в которых тепловые потоки выражены через температуры, как было сделано при рассмотрении примеров в гл. 3.
3. Эти соотношения сводятся к одному уравнению с одним неизвестным, из решения которого извлекается квадратный корень.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В этой главе мы показали, что все концепции, связанные с термическим сопротивлением, цепями термических сопротивлений, коэффициентам теплопроводности и испусканием теплового излучения, являются концепциями пропорциональности. Мы отметили, что концепции пропорциональности эффективны только при анализе "пропорциональных" процессов, но неэффективны при анализе линейных и нелинейных процессов.

Поскольку многие процессы теплообмена являются линейными и нелинейными, мы отказались от концепции термического сопро-

тивления. В новой теории мы заменили ее концепцией нелинейности, выраженной соотношением (5.26), которую я назвал "концепцией теплового режима".

Поскольку многие процессы теплообмена являются линейными и нелинейными, мы отказались от концепции цепей термических сопротивлений. В новой теории мы заменили их простыми цепями теплового потока, применяя "закон теплового потока", описанный в гл. 3. Эти цепи являются не чем иным, как линейными диаграммами, которые позволяют визуально учесть распределение теплового потока в рассматриваемой задаче.

Поскольку течение тепла в материалах может быть нелинейным в настоящее время и почти наверняка будет нелинейным в будущем, мы отказались от формулы Фурье и соответствующего понятия коэффициента теплопроводности. В новой теории мы заменили их соотношением (5.33) и концепцией, которую я назвал "режимом пропускания тепла".

Поскольку все тела не являются серыми или абсолютно черными, т.е. поскольку тепловое излучение в общем случае не является пропорциональным процессом, мы отказались от пропорционального закона Стефана-Больцмана и соответствующей концепции пропорциональности. В новой теории теплопередачи мы заменили их соотношением (5.36) и соответствующей концепцией, которую я назвал "режимом теплового излучения".

ПРОГНОЗЫ НА ДВАДЦАТЬ ПЕРВОЕ СТОЛЕТИЕ

Инженерная наука XXI в. будет существенно отличаться от современной (1973 г.). Например, будут отвергнуты

закон Гука,

"закон Ньютона",

закон Ома,

закон Фурье,

закон Стефана-Больцмана,

коэффициенты теплоотдачи,

коэффициенты массообмена,

коэффициенты теплопроводности,

термическое сопротивление,

цепи термических сопротивлений,

испускательная способность теплового излучения,

поглощательная способность теплового излучения,

статическое электрическое сопротивление,
динамическое электрическое сопротивление,
цепи электрических сопротивлений,
модуль упругости,
модуль сдвига,
коэффициенты трения в жидкости,
коэффициенты сопротивления,
коэффициенты подъемной силы,
метод размерностей,
режимы.

Короче говоря, будут отвергнуты все пропорциональные соотношения и концепции, применяемые в настоящее время для анализа линейных и нелинейных процессов, вместе с множеством коэффициентов, сопротивлений, факторов и модулей.

Вместо них будут применяться простые нелинейные концепции типа представленных соотношениями (5.10) – (5.12), (5.33), (5.36), которые создадут фундамент простой и логичной инженерной науки, способной свести неразрешимые ныне проблемы к простым упражнениям.

Обозначения

a, b, m – постоянные;
 f – функция;
 h – коэффициент теплоотдачи;
 h_c – коэффициент конвективной теплоотдачи;
 h_r – коэффициент радиационной теплоотдачи;
 I – сила тока;
 k – коэффициент теплопроводности;
 q – плотность, теплового потока;
 R – сопротивление;
 T – температура;
 V – напряжение;
 x, y – неизвестная переменная;
 ϵ – деформация или степень черноты;
 σ – напряжение или постоянная Стефана–Больцмана;
 $T_{ДС}$ – термодвижущая сила.

ГЛАВА 6. КОНВЕКЦИЯ И МЕТОД РАЗМЕРНОСТЕЙ ВВЕДЕНИЕ

В этой главе мы прежде всего рассмотрим теплопередачу в однофазной среде при вынужденной и свободной конвекции с точки зрения новой теории теплопередачи. Обсудим новую форму соответствующих корреляционных зависимостей и некоторые ее преимущества.

Затем перейдем к общему обсуждению и критической оценке "метода размерностей", под которым будем подразумевать

- 1) введение безразмерных комплексов или чисел;
- 2) априорный вывод безразмерных корреляционных соотношений;
- 3) использование безразмерных комплексов или чисел.

Основная наша цель – представить четкое описание сущности метода размерностей и рассмотреть некоторые его особенности, из которых следует, что данный метод не приносит пользы.

После этого достаточно подробно будет описана проблема пленочного охлаждения. Ясно, что столь большое внимание, уделяемое этому виду охлаждения, непропорционально его практическому значению. Он рассматривается здесь лишь в качестве примера, показывающего, что метод размерностей может привести и действительно приводит к результатам, которые не соответствуют действительности: корреляционные соотношения не зависят от большинства обобщаемых параметров; несущественные параметры становятся определяющими; появляется несколько режимов, хотя в действительности существует лишь один; затрудняется понимание природы исследуемого явления; кроме того, в значительной степени из-за применения метода размерностей в современной (1973 г.) научно-технической литературе фактически не приводятся исходных данных.

На примере пленочного охлаждения мы приходим к неизбежному выводу, что применение метода размерностей, подобно пропорционализации и коэффициенту теплоотдачи, которые в сущности мало отли-

чаются друг от друга, может увести нас и действительно уводит от глубокого понимания явления и эффективного анализа его. Исходя из этого, мы делаем вывод, что безразмерные комплексы и корреляции не заслуживают доверия. Минувало то время, когда они были полезны, и от них следует отказаться. Они, несомненно, не будут использоваться в новой теории теплопередачи и инженерной практике.

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ В ОДНОФАЗНОЙ СРЕДЕ. СТАРЫЙ И НОВЫЙ МЕТОДЫ

В старой теории теплообмен при вынужденной конвекции в любой однофазной среде обычно описывается критериальной зависимостью вида

$$N_{Nu} = a N_{Re}^b N_{Pr}^c \quad (6.1)$$

за исключением жидких металлов, для которых справедливо следующее корреляционное соотношение:

$$N_{Nu} = e (N_{Re} N_{Pr})^f \quad (6.2)$$

Если считать, что корреляционные соотношения, подобные (6.1) и (6.2), правильно описывают теплообмен при вынужденной конвекции в однофазной среде (что весьма сомнительно), то в новой теории теплопередачи соотношение (6.1) примет вид

$$q = a (k/D) N_{Re}^b N_{Pr}^c \Delta T, \quad (6.3)$$

или в более развернутом и, следовательно, более полезном виде

$$q = ak^{1-c} D^{b-1} G_p^b \mu^c - b C_p \Delta T. \quad (6.4)$$

Аналогично можно преобразовать соотношение (6.2)

$$q = ek^{1-f} C_p^f D^f - 1 G_p^f \Delta T. \quad (6.5)$$

На примерах соотношений (6.4) и (6.5) можно показать действительную роль метода размерностей: Если мы согласимся с тем, что теплопередача в однофазной среде описывается соотношением

$$q = ak^m D^n G_p^p \mu^l C_p^s \Delta T, \quad (6.6)$$

то, исходя из основных положений метода размерностей, нет необходимости искать величины всех пяти показателей степени в соотношении (6.6), так как все они определяются двумя неизвестными b и c в соотношении (6.4). И это поистине замечательный метод, поскольку

он существенно экономит усилия, необходимые для получения "универсальной" корреляционной зависимости. Например, нужно получить универсальную корреляционную зависимость, исходя из соотношения (6.6). Применяя метод размерностей для его "упрощения", получаем соотношение (6.4). Теперь можно определить влияние геометрических размеров на теплоотдачу, не проводя соответствующих экспериментальных исследований! Можно получить "универсальную" корреляционную зависимость, не проводя исследований при различных значениях диаметра, т.е. не исследуя различных геометрических форм и не создавая более одного измерительного участка! Из соотношения (6.4) следует, что в экспериментах требуется изменять только величину комплекса G , чтобы определить b , и тем самым будет полностью определено влияние комплекса D , так как показатель степени при D равен $b - 1$. Таким образом, путем правильного и классического применения метода размерностей, можно экспериментально "определить" влияние геометрических размеров на теплопередачу, даже не проводя специальных экспериментов!

Пока в новой теории теплопередачи не получены другие корреляционные соотношения, уравнения, подобные (6.4) и (6.5), будут составлять основу для расчета теплообмена при вынужденной конвекции в однофазной среде. Каким образом уравнения, подобные этим, используются при расчетах и проектировании, было показано в гл. 3.

ТЕПЛООБМЕН ПРИ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ В ОДНОФАЗНОЙ СРЕДЕ. СТАРЫЙ И НОВЫЙ МЕТОДЫ

В старой теории теплообмен при свободной конвекции в однофазной среде обычно описывается следующей критериальной зависимостью:

$$N_{Nu} = f(N_{Gr} N_{Pr}), \quad (6.7)$$

которую в более развернутом и, следовательно, более полезном виде можно записать следующим образом:

$$\frac{qD}{\Delta T k} = f(\rho^2 g \beta \Delta T D^3 C_p / \mu k). \quad (6.8)$$

Если в старой теории функциональная зависимость, выраженная соотношением (6.8), задается аналитически, то обычно достаточно

просто разделить q и ΔT :

$$q = (k\Delta T/D)f(\rho^2 g\beta \Delta T D^3 C_p / \mu k), \quad (6.9)$$

$$q = (k/D)f_1(\rho^2 g\beta D^3 C_p / \mu k)f_2(\Delta T). \quad (6.10)$$

Если же функциональная зависимость задана графически, так как аналитическое ее представление очень громоздко, то выполнить разделение q и ΔT несколько труднее. В этом случае было бы удобно ввести безразмерный параметр, который я назвал "числом Дженнера":

$$N_{Je} = qD^4 \rho^2 g\beta C_p / \mu k^2. \quad (6.11)$$

Существенное преимущество числа Дженнера состоит в том, что при корреляции данных по теплообмену в условиях свободной конвекции q и ΔT разделены

$$N_{Je} = f_3(N_{Gr} N_{Pr}). \quad (6.12)$$

(Еще раз отметим, что в (6.7) q и ΔT не разделены, и поэтому даже очень простые задачи, как например, определение ΔT по заданной величине q (задача 3, гл. 2), приходится решать, применяя метод проб и ошибок.) С помощью (6.12) можно сразу найти ΔT , если задано значение q , и наоборот, даже если зависимость, описываемая соотношением (6.12), представлена графически.

То, что соотношение (6.12) является тождеством и описывает теплообмен при свободной конвекции столь же хорошо, как и соотношение (6.7), можно показать, отметив что

$$N_{Je} = N_{Nu} N_{Gr} N_{Pr} \quad (6.13)$$

и записав (6.12) в виде

$$N_{Nu} N_{Gr} N_{Pr} = N_{Gr} N_{Pr} f(N_{Gr} N_{Pr}), \quad (6.14)$$

идентичном (6.7).

Чтобы определить величину N_{Je} { $N_{Gr} N_{Pr}$ } при графическом представлении соотношения (6.7), требуется лишь определить координаты нескольких точек на графике и умножить каждое значение N_{Nu} на соответствующее значение $N_{Gr} N_{Pr}$ и таким образом получить координаты зависимости $N_{Je} N_{Gr} N_{Pr}$, для построения графика искомой функции. В книгах Мак-Адамса¹⁾ и Крейца²⁾ приводятся графические вы-

¹⁾ Мак-Адамс В.Х., Теплопередача, Металлургиздат, М., 1961.

²⁾ Kreith, Principles of Heat Transfer, 1st ed., International, 1958, p. 305.

ражение функции (6.7) для определения теплоотдачи от горизонтальных цилиндров. Чтобы преобразовать его к виду, соответствующему соотношению (6.12), в котором переменные q и ΔT разделены, выберем несколько точек из тех, которые правильно нанесены на графике (необходимо отметить, что 5 точек очевидно указаны неверно), и преобразуем их координаты следующим образом:

N_{Nu}	$N_{Gr} N_{Pr}$	$N_{Je} = N_{Nu} N_{Gr} N_{Pr}$
1,51	10	$1,51 \cdot 10$
2,11	10^2	$2,11 \cdot 10^2$
3,16	10^3	$3,16 \cdot 10^3$
5,37	10^4	$5,37 \cdot 10^4$

Построив график зависимости N_{Je} от N_{Nu} , получим искомую функцию N_{Je} { $N_{Gr} N_{Pr}$ } с разделенными переменными q и ΔT .

Интересно отметить, что число Дженнера, по-видимому, является первым безразмерным комплексом, содержащим величину теплового потока q , а не h или k . Так, например, в справочнике Розенау и Хартнета¹⁾ представлены 19 безразмерных комплексов, которые являются определяющими в теплопередаче. Из них нет ни одного, содержащего q .

Пока в новой теории теплопередачи не получены корреляционные зависимости для обобщения данных по теплообмену при свободной конвекции в однофазной среде, соотношения, подобные (6.10) и (6.12), должны быть основой для этого типа теплопередачи. Как используются такие уравнения при проектировании и расчетах, было описано в гл. 3.

МЕТОД РАЗМЕРНОСТЕЙ В СТАРОЙ ТЕОРИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

"Методом размерностей" называют образование и применение безразмерных комплексов и уравнений в безразмерном виде. Исходя из этого, мы как можно шире рассмотрим потребность в методе размерностей, т.е. обсудим не только вопрос о целесообразности приведения уравнений к безразмерному виду, но и о необходимости применения безразмерных комплексов вообще и уравнений в безразмерном виде в частности.

Приведение уравнений к безразмерному виду основано на необходимости согласования размерностей всех его членов, т.е. нельзя

¹⁾ Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Handbook of Heat Transfer, McGraw-Hill, 1973, pp. 1-8.

записывать уравнение, если члены в левой его части имеют размерность $[м/ч]$, а в правой $[Дж/кг]$. (В то же время следует отметить, что подобные явления часто встречаются в инженерной практике и мы преодолеваем это противоречие, приписывая такую размерность константам пропорциональности, которая необходима для того, чтобы уравнение стало "согласованным по размерности". В рассмотренном примере константа пропорциональности в правой части уравнения должна иметь размерность $[(м \cdot кг)/(Дж/ч)]$, хотя не совсем ясно, как изменится уравнение или насколько оно станет лучше из-за того, что мы приписали размерность константе, не имеющей физического смысла.)

Приведение уравнений к безразмерному виду с помощью метода размерностей основано на предположении, что объединив все определяющие параметры процесса в минимальное число безразмерных групп (при условии, что ни одну группу нельзя разделить на две или более безразмерных частей), можно использовать эти группы вместо отдельных параметров. Преимущество такого метода состоит в том, что число безразмерных групп меньше числа исходных параметров, и это существенно упрощает проблему. Наиболее распространенным примером является теплообмен при вынужденной конвекции в однофазной среде, для которого определяющими являются семь параметров:

$$h, D, k, V, \rho, \mu, C_p.$$

В соответствии с положениями метода размерностей нет необходимости рассматривать все семь параметров, если их можно объединить в три, т.е. упростить проблему, рассматривая только три безразмерных "параметра"

$$N_{Nu}, N_{Re}, N_{Pr}.$$

В результате мы сократили число неизвестных от семи до трех. Это не только упростило задачу отыскания универсальной корреляционной зависимости для теплообмена этого типа, но и в значительной степени уменьшило количество необходимых экспериментальных исследований. Например, можно определить влияние геометрических размеров без проведения соответствующих экспериментов, т.е. можно определить теплоотдачу в трубах любого диаметра, выполнив измерения в трубе лишь одного диаметра, и все благодаря тому, что

уравнения должны быть "согласованы по размерности" и мы соответствующим образом применили метод размерностей.

Конечно, существуют определенные ограничения для применения метода размерностей, которые учитываются в старой теории теплопередачи. Например, Мак-Адамс в книге "Теплопередача" утверждает:

"...результаты, полученные при помощи теории размерностей, ограничиваются обоснованностью и полнотой предположений, положенных в основу этого анализа. Наиболее надежным методом установления правильности и полноты сделанных предположений остается экспериментальное исследование. Если предположения оказываются правильными и полными, то результаты, полученные при помощи теории размерностей (т.е. логическая группировка переменных в критерии), могут быть приняты без колебаний".

Без колебаний!!! Таким образом, метод размерностей нельзя применять, если известно, что предположения были "правильными и достаточно полными". Только когда мы уверены в своих предположениях, мы можем применять его без колебаний.

Воспользовавшись однажды "логической группировкой переменных в критерии", и теоретикам и экспериментаторам уже нет необходимости иметь дело с реальными параметрами. Теперь задача состоит в отыскании связи не между физическими параметрами процесса, а между воображаемыми параметрами – безразмерными комплексами. В связи с этим исследователи уже могут не приводить значений физических параметров, исследованных в эксперименте, поскольку они не важны. Не важно, какими были плотности теплового потока, диаметры, разности температур, коэффициенты теплопроводности и т.д., важным параметром теперь является лишь число Нуссельта, и, следовательно, требуется привести только его значение. Обычно нам нужна одна величина из четырех, и такое "упрощение" проблемы действительно достойно удивления.

Конечно, благодаря подобному "упрощению" становится *невозможным* определить, при каких значениях параметров был проведен эксперимент: была ли разность температур ΔT равной 3 или 300°C , скорость равной 1 или 30 м/с, диаметр равным 0,01 мм или 0,5 м. Разве эти данные не интересуют конструкторов или других исследователей, которые пытаются использовать опубликованные "результаты"? Почему вместо значений исследованных физических параметров

следует публиковать значения воображаемых параметров? Потому что этого требует от нас метод размерностей!!!

При этом предположения, на которых основан метод размерностей, должны быть "правильными и полными" (Пурист мог бы поинтересоваться, можно ли вообще говорить о "предположениях", если известно, что предположения, на которых основан метод размерностей, правильные и полные. Кроме того, он мог бы отметить, что в современной научной литературе очень редко встречаются предупреждения типа: "предположения, использованные в данном анализе, являются неправильными и неполными, а поэтому приведенные результаты не рекомендуются использовать".)

Другое преимущество метода размерностей состоит в том, что для получения общего представления о каком-либо процессе требуется совсем немного экспериментальных данных. С помощью метода размерностей можно без колебаний обобщить несколько экспериментальных точек на всю вселенную. В самом деле, что может помешать такому обобщению? Например, можно получить универсальную корреляционную зависимость для теплообмена при вынужденной конвекции в однофазной среде, применимую по существу ко всем жидкостям и всем газам при любых диаметрах и любых расходах турбулентных потоков, любых величинах тепловых потоков и перепадов температур, имея лишь несколько экспериментальных точек, полученных только для одной жидкости при постоянных значениях упомянутых выше параметров. И все это можно делать "без колебаний" с помощью метода размерностей и старой теории теплопередачи!!!

Критическая оценка метода размерностей

Метод размерностей выявляет очень нежелательную особенность коэффициента теплоотдачи. По существу он очень мало отличается от безразмерных комплексов. Безразмерный комплекс представляет собой группу физических параметров, выбранных таким образом, что их отношение не имеет размерности, а коэффициент теплоотдачи является отношением физических параметров q и ΔT , имеющим размерность $[Вт/(м^2 \cdot град)]$. Кроме размерности, коэффициент теплоотдачи ничем существенно не отличается от безразмерного комплекса. Действительно, коэффициент теплоотдачи вполне можно рассматривать как "размерный комплекс". В сущности каждый аргумент против

коэффициента теплоотдачи относится в равной мере и к методу размерностей.

В одной главе было бы невозможно подробно рассмотреть все или хотя бы большинство нежелательных последствий, обусловленных непосредственно применением метода размерностей. Вместо этого я предлагаю обсудить в общих чертах лишь некоторые из них. Затем на примере пленочного охлаждения, мы увидим подробнее, какими могут быть нежелательные результаты применения метода размерностей, а именно: как мало сходства могут иметь выводы экспериментальных исследований с действительностью, если данные вписываются в жесткие рамки идей старой концепции, известной под названием "метод размерностей".

Метод размерностей вводит в заблуждение

Используя метод размерностей, мы отказываемся от реального мира физических параметров и заменяем его воображаемым миром безразмерных комплексов. В этом воображаемом мире введенные нами безразмерные комплексы (названные числами Нуссельта, Прандтля и Дженнера) заменяют физические параметры (метры, градусы, часы и т.д.) подобно тому, как в старой теории теплопередачи h заменяет q и ΔT . Коэффициент теплоотдачи отдаляет нас от q и ΔT . Используя метод размерностей, мы имеем дело с параметром, еще более удаляющим нас от q и ΔT , так называемым "числом Нуссельта", которое представляет собой отношение q к ΔT , умноженное на отношение D к k .

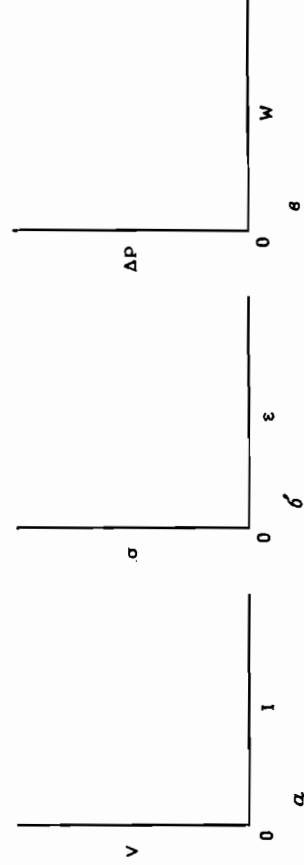
До тех пор пока переход от воображаемого мира безразмерных комплексов к реальному миру физических параметров, и наоборот, осуществляется с легкостью, введение безразмерных комплексов может рассматриваться как безобидное упражнение. Другими словами, если бы этот переход был достаточно легким и не имел ограничений в обоих направлениях, т.е. был легко обратимым, то применение безразмерных комплексов было бы просто незначительным неудобством, с которым можно примириться. К сожалению, этот переход часто связан с большими трудностями, и поэтому решение проблемы в воображаемом мире *не* означает ее правильного решения в мире реальных физических переменных, так как требуется столь много усилий для осуществления этого перехода, что утрачивается возможность связать одно решение с другим. В этом случае мы обычно

ограничиваемся отысканием элегантного решения в безразмерных переменных, несмотря на отсутствие единственно необходимого решения в физических переменных.

Короче говоря, мы создали мир безразмерных комплексов, чтобы облегчить понимание реальности, а в результате он лишь препятствует этому.

Чтобы наша дискуссия не была абстрактной, обратимся к конкретному примеру. Каждый читающий эту книгу должен быть хорошо знаком с гидродинамикой или по крайней мере с ее простейшей и фундаментальной проблемой. Так, например, я полагаю, что фундаментальной проблемой в электротехнике является определение вида функциональной зависимости между V и I для омического резистора (фиг. 6.1,а); в сопротивлении материалов — определение функциональной зависимости между σ и ϵ для обычных металлов (фиг. 6.1,б); в гидродинамике — определение функциональной зависимости между ΔP и W для потока несжимаемой однофазной жидкости в канале постоянного сечения заданной длины (фиг. 6.1,в). Я не изображал графики на фиг. 6.1, так как мне хотелось бы, чтобы это сделал сам читатель, прежде чем будет продолжено обсуждение.

Выполнение предложенного упражнения должно показать, что читатель, гораздо более осведомленный в области гидродинамики, чем в областях электротехники и сопротивления материалов, легко построит кривые на фиг. 6.1,а и 6.1,б, но столкнется с гораздо большими трудностями, пытаясь представить вид кривой на фиг. 6.1,в.



Фиг. 6.1.

а — зависимость $V\{I\}$ для омического резистора; б — зависимость $\sigma\{\epsilon\}$ для обычных металлов; в — зависимость $\Delta P\{W\}$ для течения однофазной несжимаемой жидкости в канале постоянного сечения.

Я сомневаюсь, что кто-нибудь правильно справится с этой задачей даже в течение 5–10 мин, хотя для построения кривых на фиг. 6.1,а и 6.1,б ему понадобится несколько секунд. Основанием для моих сомнений послужил тот факт, что я предлагал решить эту задачу многим инженерам и преподавателям с большим стажем преподавания гидродинамики и опытом преподавательской работы, но никто не смог справиться с ней даже за 10 мин, хотя это можно сделать за 10 с.

Тогда возникает вопрос, почему так трудно изобразить кривую на фиг. 6.1,в, в то время как два первых графика без промедления строятся людьми, имеющими очень малую практику в соответствующих областях науки? Причина этого может заключаться в том, что в электротехнике и сопротивлении материалов при решении рассмотренных фундаментальных проблем используются физические параметры. В гидродинамике для той же цели используются безразмерные комплексы, а перейти к размерным физическим параметрам не так просто, во всяком случае за 10–15 мин.

Как же фактически решается эта проблема в гидродинамике?

Вводятся безразмерные параметры — коэффициент трения и число Рейнольдса. В предположении, что коэффициент трения является функцией числа Рейнольдса и другого безразмерного параметра, называемого относительной шероховатостью поверхности, решается воображаемая задача определения зависимости между этими параметрами. Ее решение приводится во многих учебниках, но это не решение реальной задачи определения зависимости ΔP от W для простого случая несжимаемой однофазной жидкости. Читателю придется потратить немало времени на поиски учебника, содержащего решение данной задачи в реальных физических переменных.

Большинство читателей без труда справились бы с поставленной задачей, если бы нужно было найти вид зависимости на графике с координатами $\lg f - \lg Re$. В том же случае, когда на графике по осям откладываются физические параметры, задача становится трудной, даже если обратиться за помощью к технической литературе.

Ответы, полученные мной, можно разделить на три группы: к первой группе я отношу те неправильные ответы, в которых утверждается, что потери давления ΔP пропорциональны W ; ко второй — те, в которых утверждается, что потери давления ΔP пропорциональны W^2 , и наконец, к третьей — те неправильные ответы, в которых вообще не

построено никакой кривой, так как опрашиваемый не знал, как и где ее начать. После получения неправильного ответа, я делал разъяснение, которое, по моему мнению, содержит 99% ответа.

Основная трудность в решении этой задачи заключена в том, что нужно состыковать ламинарный и турбулентный режимы течения, получив таким образом общее представление о физических параметрах течения несжимаемой жидкости.

Даже после такого разъяснения я *ни разу* не получил правильного ответа, хотя эта простая задача решена много лет назад в безразмерных параметрах и трудность состоит лишь в том, что надо перейти к реальным физическим параметрам.

Коэффициент трения и число Рейнольдса используются, по-видимому, для того, чтобы помочь нам понять законы гидродинамики. Если они не оправдывают своего назначения, то какой же смысл в дальнейшем их использовании? Как показывает рассмотренный пример, они действительно не помогают понять даже простейшего вида течения однофазной жидкости в канале постоянного сечения. А если они не оправдывают своего назначения даже в простейшем случае, то как они могут помочь в более сложных случаях, таких, как течение двухфазных жидкостей?

Из сказанного можно сделать вывод, что применение безразмерных коэффициентов трения и числа Рейнольдса не помогает, а, наоборот, *затрудняет* понимание простейших видов течений. Именно это я имел в виду, утверждая, что "анализ размерностей вводит в заблуждение". Даже если бы не было других действенных аргументов против метода размерностей вообще и безразмерных комплексов в частности, я полагаю, что приведенного выше примера достаточно, чтобы полностью отказаться от метода размерностей и решать все проблемы в реальном мире физических параметров, а не создавать другой, воображаемый мир, в котором их "легче" решить.

Метод размерностей является ненаучным

Давайте отвлечемся от метода размерностей, в частности, и рассмотрим, что такое наука и научный метод вообще. Вспомним, что по этому поводу написал Азимов, хорошо знакомый с историей и наукой¹⁾:

"Греки считали экспериментирование совершенно излишним. Оно

мешало и умаляло красоту чистого дедуктивного вывода. Более того, можно ли было утверждать, что эксперимент верен, если он не соответствовал дедукции? Мог ли несовершенный реальный мир быть в полном согласии с совершенным миром абстрактных идей? Если нет, то следовало ли подгонять совершенство к несовершенству? Чтобы проверить безупречную теорию с помощью несовершенных инструментов, не стоит привлекать методы греческих философов как обоснованный путь познания.

... именно Галилей опроверг представления греков и совершил революцию... Он описывал свои эксперименты так живо и ясно, что одержал победу над обществом европейских ученых. Они признали и его методы, и его результаты.

...революция (Галилея) состояла в том, что он поставил "индукцию" над дедукцией как логический научный метод познания. Вместо построения выводов на основе предполагаемой системы обобщений, индуктивный метод начинается с наблюдений, на основе которых делаются обобщения".

Индуктивный, или так называемый научный, метод Галилея *начинается* с наблюдений (*получения экспериментальных данных*), на основе которых делаются обобщения (корреляции).

Только не имея никакого воображения, можно рассматривать метод размерностей как индуктивный, или научный, метод. Это дедуктивный метод: при его использовании делаются обобщения (корреляции) без учета результатов наблюдений (экспериментальных данных) и независимо от них. Он допускает наблюдения (эксперименты) только для того, чтобы по их результатам, представленным в безразмерном виде, определить величины нескольких констант, которые невозможно получить с помощью метода размерностей.

Короче говоря, метод размерностей — это дедуктивный, а не научный метод, и он не должен применяться в новой теории теплотеплопередачи. Отказ от него будет большим шагом вперед как для теории теплопередачи, так и для инженерной практики.

Метод размерностей снижает ценность научной литературы

Наиболее важной частью любого научного исследования являются экспериментальные данные, т.е. экспериментально наблюдаемые значения физических параметров, которые следует рассматривать

¹⁾Asimov I., Guide to Science, p. 12.

как основное содержание исследования, как то, без чего не может существовать ни само исследование, ни экспериментальное оборудование, ни процесс измерений, ни безразмерные комплексы, ни безразмерные корреляционные зависимости, ни научные публикации. Экспериментальные данные являются первоосновой, все остальное зиждется на них. Без экспериментальных данных наука превращается в абстрактное теоретизирование. Так что вопрос об их первостепенной важности, на мой взгляд, не подлежит обсуждению. Однако из основных положений метода размерностей следует, что экспериментальные данные не важны, т.е. не имеет значения, был ли тепловой поток равен 0,5 или 500 Вт, диаметр — 0,0001 или 0,1 м, разность температур — 5 или 175°C. Важны лишь значения безразмерных чисел Нуссельта, Грасгофа, Рейнольдса. Тогда зачем загромождать публикации значениями ненужных физических параметров, если можно "описать" физическое явление гораздо короче, "проще" и элегантнее с помощью безразмерных параметров, которые мы должны получить до проведения эксперимента. Зачем анализировать множество экспериментальных данных, чтобы получить корреляционные зависимости, если их можно вывести в основном с помощью метода размерностей?

К чему же привело отрицание первостепенной важности экспериментальных данных? К тому, что в современной научно-технической литературе публикуются подробные сведения об экспериментальном оборудовании и методике эксперимента, приводятся сложнейшие математические выводы, безразмерные параметры и безразмерные корреляционные зависимости, но фактически *отсутствуют какие-либо экспериментальные данные*. Причем это отсутствие данных не просто допускается, но и поощряется в соответствии с сущностью метода размерностей и сопутствующих ему безразмерных комплексов.

К чему же приводит отсутствие экспериментальных данных и за силье безразмерных комплексов в научно-технической литературе? К тому, что в большинстве случаев не сообщается о том, какие параметры действительно исследовались в эксперименте, что именно было получено, где кончаются знания и начинаются предположения, где кончается наука и начинается искусство. Что же касается конструктора или расчетчика, которые хотят воспользоваться опубликованными данными, такими, как величины безразмерных комплексов, корреляционные зависимости в безразмерном виде, т.е. результатами при-

менения метода размерностей, то им приходится делать такое множество несостоятельных предположений, что любой полученный вывод будет весьма сомнительным. Именно это я и имел в виду, утверждая, что метод размерностей снижает ценность научной литературы.

ПЛЕНОЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

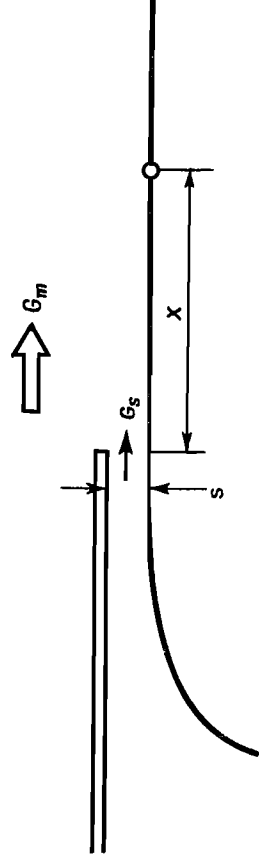
"Пленочное охлаждение" является одним из методов тепловой защиты поверхности путем инъекции в ее пограничный слой более холодной жидкости. Сущность данного метода состоит в том, что более холодная жидкость, оставаясь в пограничном слое на некотором расстоянии ниже по потоку от места инъекции, защищает таким образом поверхность от более горячего основного потока. Относительно практического применения пленочного охлаждения Хартнет, Биркебак и Эккерт [1] пишут:

"Один из прогрессивных методов защиты поверхности, подвергающейся воздействию высокотемпературной среды, заключается во введении охлаждающей жидкости или газа через отдельные щели, расположенные вдоль рассматриваемой поверхности... Эта схема охлаждения, обычно называемая пленочным охлаждением, уже нашла применение в газовых турбинах и ракетных соплах и в будущем может быть использована для охлаждения передних кромок гиперзвуковых летательных аппаратов".

Охлаждающая жидкость часто инжেকтировалась в пограничный слой через щель, с помощью которой пытались направить охладитель более или менее параллельно охлаждающей поверхности. Расстояние вниз по потоку от щели обычно обозначают буквой x , высоту щели буквами h или s , а отношение массовых расходов через щель и в основном потоке (т.е. G_s/G_m) буквой M . Степень охлаждения обычно описывают условным безразмерным параметром, называемым "эффективностью", который определяется следующим образом:

$$\eta = \frac{T_m - T_{aw}}{T_m - T_s} \quad (6.15)$$

Таким образом, если температура основного потока 93°C, температура охлаждающей жидкости 38°C, а температура теплоизолированной стенки в интересующей точке 60°C, эффективность η равна 0,65. Схема пленочного охлаждения приведена на фиг. 6.2.



Фиг. 6.2. Схема пленочного охлаждения.

Метод Кэйса [2]

Кэйс [2] приводит краткое описание пленочного охлаждения (стр. 302 и далее):

"Существует ... значительное количество опытных данных, результаты которых могут быть представлены в простом виде. ... Установлено, что η зависит в основном от параметра вдува M , ... ширины (или высоты) щели, через которую вдувается охлаждающая, h и координаты x .

... Вигхарт [3] предложил следующую зависимость для эффективности охлаждения путем вдува воздуха... в основной воздушный поток с постоянной скоростью вне пограничного слоя:

$$\eta = 21,8(x/Mh)^{-0,8} \quad (6.16)$$

при $0,22 < M < 0,74$, $x/h > 100$ ".

Метод Хартнега, Биркебака и Эккерта [1]

Хартнет, Биркебак и Эккерт [1] исследовали пленочное охлаждение. При описании своих исследований они сообщают:

"Скорость основного потока во всех экспериментах составляла 50 м/с. Исследования были ограничены одним размером щели и одним значением расхода вдуваемого газа".

Эта единственная высота щели в экспериментах составляла 3,1 мм, а расход вдуваемого газа был таков, что безразмерный параметр M был равен 0,28 при скорости основного потока 51 м/с.

По поводу исследования пленочного охлаждения авторы пишут:

"... нагретый вторичный воздух вдувался через щель, и бы-

ло получено соответствующее распределение температуры адиабатической стенки. Для обработки экспериментальных данных были выбраны обычные параметры. Те же самые параметры использовались в полуэмпирическом анализе, представленном в приложении.

... Распределение температуры адиабатической стенки показано на фиг. 24 в зависимости от безразмерного расстояния от передней кромки щели x/Ms Опытные данные при $x/Ms > 60$ представлены соотношением

$$\eta = 16,9(x/Ms)^{-8/10} \quad (6.17)$$

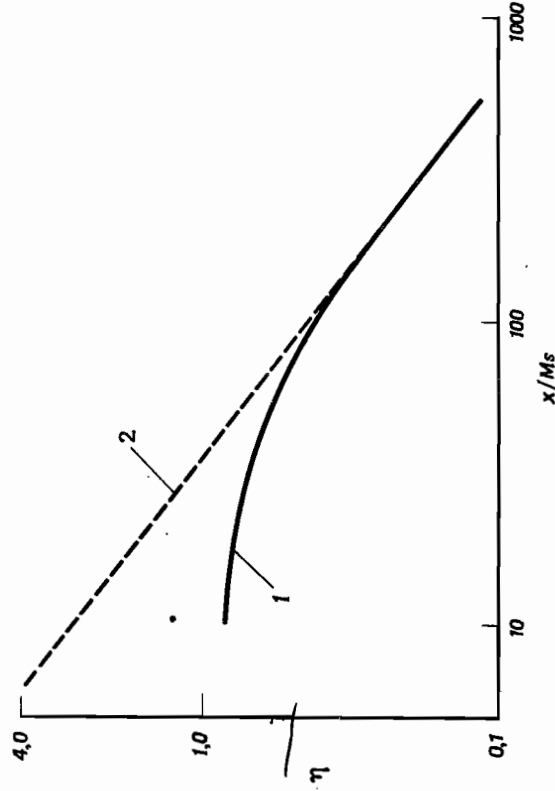
В приложении приводится в значительной степени дедуктивный вывод уравнения

$$\eta = K'(x/Ms)^{-9/10}(N_{Re,s})^{2/40}, \quad (6.18)$$

которое, как указывают авторы, согласуется с результатами теоретического исследования Клайна и Трайбуса... Авторы также указывают:

"... совпадение представленных результатов измерений с результатами Вигхарта [3], вполне удовлетворительное. Результаты обоих исследований не противоречат выводу, сделанному в приложении, а именно: на достаточно большом расстоянии от щели эффективность пропорциональна $(x/Ms)^{-0,8}$ "

Авторы приводят свои экспериментальные результаты на фиг. 24 в виде зависимости $\eta\{x/Ms\}$, представленной в логарифмических координатах, что подсказано степенным видом уравнения (6.18). На фиг. 24 экспериментальные данные имеют очень малый разброс, и кривая, проведенная через эти точки, показана на фиг. 6.3. На этой же фигуре для сравнения приведена кривая, соответствующая соотношению (6.17). Видно, что это соотношение хорошо описывает результаты измерений только при $x/Ms > 100$. Поскольку в анализе, представленном в приложении, предполагается, что данные должны обобщаться с помощью степенной зависимости от x/Ms , расхождение между расчетом и результатами измерений приписывается изменению режима. В связи с тем, что результаты измерений не согласуются с анализом при $x/Ms < 100$, авторы ограничивают область применения соотношения (6.17) значениями $x/Ms > 60$, т.е. режимом, соответствующим степенному закону, который они ожидают "далеко



Фиг. 6.3. Эффективность охлаждения η в зависимости от параметра x/Ms .

1 — кривая построенная по результатам измерений при $M = 0,28$;
2 — соотношение (6.17).

внизу по течению от места вдува". Значение x/Ms , при котором происходит изменение режима, определено не на основе какого-либо физического изменения в явлении пленочного охлаждения, а единственно из того факта, что результаты измерений не согласуются с ранее полученными теоретическими результатами.

Авторы сравнивают свою корреляционную зависимость (6.17) с соответствующей зависимостью Вигхардта (6.16), который использовал подобную геометрию щели и подобные параметры потока и провел исследования при нескольких значениях M . По поводу этого сравнения авторы пишут:

"... можно ожидать, что постоянная Вигхардта будет меньше значения, полученного в настоящем исследовании (т.е. 16, 9)... Это несоответствие, возможно, является результатом неточного определения Вигхардтом входной температуры подаваемого в щель воздуха... Несмотря на расхождение в величине постоян-

ной ..., совпадение результатов данных измерений с экспериментальными результатами Вигхардта вполне удовлетворительное". На фиг. 26 авторы сравнивают свою графическую корреляцию, перенесенную с фиг. 24, с результатами некоторых других исследований, которые получены для щелей подобной геометрии и представлены в виде зависимости $\eta \{x/Ms\}$ в логарифмических координатах. Относительно фиг. 26 авторы пишут:

"Значения эффективности, полученные этими исследователями, представлены на фиг. 26 в зависимости от наиболее важного параметра x/Ms ...

... Возможно даже провести одну лишь кривую, которая будет представлять результаты опубликованных работ с точностью $\pm 40\%$. В настоящее время невозможно четко определить конкретные причины такого отклонения. Для выяснения этих причин необходимо провести более тщательные эксперименты, в которых основные параметры будут меняться систематически в заранее определенных пределах. В настоящее время лучшим способом оценки эффективности для практических целей является использование фиг. 26".

Следует отметить, что кривая, представленная на фиг. 26, построена на основе экспериментальных результатов, полученных авторами при одной скорости и одном давлении основного потока, одном значении расхода охладителя, неизменных высоте и геометрии щели и нескольких малых значениях разностей температур охлаждающей жидкости и основного потока.

Необходимо также отметить, что авторы не рекомендуют пользоваться их аналитической корреляцией (6.17), которая справедлива только в режиме, описываемом степенным законом. Вместо этого они предлагают использовать графическую корреляцию, построенную по экспериментальным точкам, которая применима в обоих режимах, как на малом расстоянии от щели, так и далеко от нее. Более того, эта двойственность режимов не позволила авторам обобщить их экспериментальные данные единой корреляционной зависимостью, которая описывала бы эффективность пленочного охлаждения на любом расстоянии от щели.

Метод Себана [4]

Себан [4] провел эксперимент по исследованию пленочного охлаждения, в котором:

9-I063

"Вдвух осуществлялся через единственную тангенциальную щель, расположенную вблизи передней кромки пластины, причем размер щели менялся. Оба потока были турбулентными, а скорости течения изменялись в широких пределах: от много меньшей скорости основного потока до много большей... поскольку ранее для систем такого рода были необходимы разные корреляционные зависимости, соответствующие скоростям вдува, большим и меньшим скорости одного потока".

Ссылаясь только на свои результаты, полученные при $M < 1$, Себан находит, что его данные для различных M нельзя обобщить с помощью безразмерного комплекса x/Ms . Он считает, что влияние каждого из параметров x/s и M следует рассматривать отдельно. (Заметим, что x/Ms состоит из двух безразмерных комплексов x/s и M .) Анализируя свои данные с использованием трех безразмерных комплексов η , x/s и M , Себан получает следующую корреляционную зависимость:

$$\eta = 25(M)^{1,2}(x/s)^{-0,8}, \quad (6.19)$$

или, что то же самое,

$$\eta = 25(x/Ms)^{-0,8}(M)^{0,4}. \quad (6.20)$$

Относительно своей корреляции Себан пишет:

"На фиг. 5 представлена корреляция результатов, полученная на этой основе, и такой способ представления данных является наилучшим для рассмотрения влияния различных параметров системы. Например, наилучшей для данного массового расхода охлаждателя является наименьшая высота щели, поскольку при постоянном значении x и фиксированном расходе охлаждателя G_s эффективность охлаждения изменяется пропорционально $s^{-0,4}$ в той области, где применим степенной закон. Естественно, максимальная эффективность достигается при

$$G_s \approx 0,9 G_m. \quad (6.21)$$

Другими словами, в соответствии с корреляционными соотношениями (6.19) или (6.20), высота щели должна быть как можно меньшей, но эксперимент этого не подтверждает, т.е. при наименьшей высоте не обеспечивается наилучшее охлаждение при заданном расходе охлаждателя. Эксперимент показывает, что оптимальным значением s является любое значение s , которое удовлетворяет соотношению (6.21),

однако этому соотношению не удовлетворяет минимально возможное значение s . Другими словами, корреляция и эксперимент не согласуются при оценке влияния высоты щели на эффективность пленочного охлаждения, по крайней мере при оценке оптимальной величины s . При определении оптимальной высоты щели следует полагаться на эксперимент, а не на корреляционные зависимости (6.19) и (6.20), записанные в безразмерном виде.

Относительно эффективности пленочного охлаждения при $M > 1$ Себан отмечает:

"Увеличение эффективности с возрастанием массовой скорости вдува прекращается при величине относительной массовой скорости вдува порядка 0,9 (фиг. 3). При больших ее значениях эффективность практически постоянна до $M \approx 1,1$, а затем начинает уменьшаться... На фиг. 10, б показано, что при более высоких массовых скоростях вдува ($M > 3$) эффективность все еще имеет тот же порядок, как и при $M = 0,6$ ".

Себан указывает, что корреляция результатов, полученных при $M > 1$, в виде $\eta \{x/Ms\}$ неудовлетворительна. Поэтому он использует другие безразмерные комплексы и приводит результаты в безразмерном виде на фиг. 11, откуда следует, что существуют различные режимы течения на малом и большом расстоянии от щели. Себан предлагает корреляцию (12) для обобщения экспериментальных данных на большом расстоянии от щели, где справедлив степенной закон.

Представление данных по пленочному охлаждению

Обработанные экспериментальные данные по пленочному охлаждению должны содержать подробное описание геометрии системы, а также

значения массового расхода охлаждателя, его температуры и давления;
значения массового расхода основного потока, его температуры и давления;

$$T_{aw} \{x\}.$$

К сожалению, я не смог найти в литературе ни одной статьи, в которой описание результатов исследований пленочного охлаждения хотя бы приближалось к этой крайне желательной форме, несмотря на то что ни один исследователь (и это совершенно очевидно), не

должен публиковать свои результаты и приводить корреляционные зависимости без подтверждающих данных – единственного доказательства того, что результаты надежны и их можно с уверенностью использовать. По моему мнению, ни один журнал и ни один редактор не должны даже рассматривать вопрос о публикации статьи с описанием экспериментальной работы, не содержащей обработанных данных в табличной форме и ссылок на доступные документальные материалы с исходными данными.

Чтобы немного отвлечься, вспомним, как в начале XX в. весь мир был взволнован, услышав о том, что человек скоро сможет летать в аппарате тяжелее воздуха, послушном его воле, а не находящемся во власти ветров. Университеты и институты всего мира изучали и публиковали все, что относилось или могло относиться к решению этой проблемы. Братья Райт были первыми из тех, кто решил эту трудную задачу, и поэтому вполне уместны следующие вопросы: Какую помощь оказала им научная литература того времени? Обсудили ли они вместе части проблемы, решение которых уже было известно из публикаций, или первые решили отдельные вопросы, а затем объединили их, независимо от содержания существующей научной литературы? Лучший ответ на эти вопросы содержится в словах самих братьев Райт.

"Сначала мы безоговорочно перили существующей научной информации, но затем стали сомневаться то в одном, то в другом. Наконец, через два года мы все отбросили и решили полагаться на собственные исследования. Достоверные и ошибочные данные всюду так тесно переплетались, что были неразличимы". Если бы у кого-нибудь нашлось время для ознакомления с научной литературой, опубликованной на рубеже двух столетий, то он нашел бы, что научные данные были не то чтобы ошибочными, а скорее просто отсутствовали (литература так была насыщена размерными и безразмерными комплексами, что, по существу, она не содержала никаких данных). Это положение по-прежнему господствует и сейчас (1973 г.), более чем через 300 лет после открытия Галилеем важности экспериментальных данных.

Вернемся снова к пленочному охлаждению. Результаты обычно преобразуются в безразмерные комплексы и представляются в виде графиков в логарифмических координатах, подсказанном степенным

характером зависимостей, которые в свою очередь получены в апробированных аналитических исследованиях. Очень редко безразмерные комплексы бывают представлены в виде достаточно подробных таблиц, хотя бы для определения $\eta(x, M, s)$, т.е. обычно табличные данные либо неполные, либо параметры так сгруппированы, так запутаны, что очень трудно или совершенно невозможно их однозначно разделить, чтобы определить влияние каждого.

Итоги обзора старых методов исследования пленочного охлаждения

Общепризнано, что для режима, характеризуемого низкими скоростями и температурой основного потока, массовой скоростью вдува, меньшей, чем массовая скорость основного газа и щелевым способом подтеков основной и охлаждающего газа и щелевым способом подвода охладителя, важнейшими параметрами являются M , x и s , т.е. эти параметры влияют на величину эффективности и пленочного охлаждения и в значительной степени определяют ее. Также общепризнано (или скорее было общепризнано в начале шестидесятых годов), что в упомянутых выше условиях экспериментальные данные хорошо обобщаются выражением

$$\eta = a (x/s)^b (1/M)^c, \quad (6.22)$$

причем часто $b = c$, а это позволяет представить выражение (6.22) в простом виде

$$\eta = a (x/Ms)^b. \quad (6.23)$$

С другой стороны, признано, что возможна более точная корреляция и нужны более качественные эксперименты и большее число безразмерных параметров. Кроме того, эти корреляционные соотношения применимы только на большом расстоянии от щели, а на близком расстоянии от нее требуется другое соотношение.

Критическая оценка старых методов исследования пленочного охлаждения

Мне хотелось бы пояснить, что я *не допускаю* мысли о некорректном использовании старых концепций при исследовании пленочного охлаждения. Я отлично сознаю, что Вигхарт, Себан, Хартнет, Бирке-

бак и Эккерт являются широко признанными авторитетами в старой теории теплопередачи и что они компетентно используют старые концепции и методы. Они *правильно* применили метод размерностей и провели априорные аналитические исследования, *правильно* ввели различные режимы и степенные законы. Но в то же время, я полагаю, что *правильное* применение этих старых методов, приводит к существенно неверным *результатам*, поскольку они имеют либо очень малое отношение к действительности, к действительному характеру явления, известного под названием "пленочное охлаждение", либо не имеют к нему никакого отношения.

Такие результаты порочат методы, с помощью которых они получены. Они позволяют сделать вывод, что подобные методы бесполезны, и от них следует отказаться в новой теории теплопередачи и соответственно в инженерной практике.

Например, Хартнет и др. получили универсальную корреляционную зависимость на основании результатов исследований при постоянных значениях массового расхода и температуры основного потока, массового расхода охлаждающей жидкости, высоты и геометрии щели, используя старые методы на совершенно законном основании, поскольку в приложениях в значительной степени априорно было сделано заключение о том, что важным параметром является комплекс x/Ms . В связи с этим они проводят измерения при различных значениях "важного параметра x/Ms " и не рассматривают влияние несущественных физических параметров. После того как на основании предварительного анализа "без колебаний" была признана важность параметра x/Ms ("логической группировки переменных"), поскольку априорное аналитическое исследование было основано на предположениях, которые не были ни неполными, ни неправильными, уже не было необходимости менять параметры x , M и s , чтобы определить влияние каждого на η . Нужно было только менять x/Ms любым на более простым способом. Поэтому не проведено экспериментов, которые позволили бы установить, как влияют на эффективность пленочного охлаждения параметры x , M и s . Результаты предварительного аналитического исследования показывают, как эти параметры влияют на η . Эксперимент был необходим лишь для того, чтобы определить константу 16,9 в соотношении (6.17), которую к сожалению нельзя априорно получить аналитически.

Следует отметить, что в соответствии с соотношениями (6.16), (6.17) и (6.19) $\eta = \infty$ при $x = 0$, что противоречит физическому смыслу, так как η не может превышать 1. Таким образом, создается ненормальная ситуация — мы пытаемся обобщать экспериментальные данные с помощью функции, которая дает значение $\eta = \infty$, хотя на самом деле η не может превышать 1! Другими словами, результаты расчета эффективности с помощью соотношений (6.16), (6.17) и (6.19) не соответствуют действительности на малых расстояниях от щели.

Как же все это объясняется с помощью старых концепций? Как объясняется то, что мы обобщаем экспериментальные данные функцией, которая противоречит физическому смыслу? Мы вводим режимы, которые освобождают нас от обязанности описывать явление в целом, за исключением очень узкой области, т.е. мы вводим режим для окрестности щели и режим на удалении от нее. Ввиду того что при достаточно больших значениях x экспериментальные точки на графике в логарифмических координатах можно обобщить прямой линией, мы концентрируем внимание именно на этом режиме, хотя с точки зрения практического применения все режимы имеют одинаковую ценность.

Но как определить, где кончается один режим и начинается другой? Существует ли какое-нибудь изменение физической картины течения, которое можно было бы наблюдать? Нет, такого изменения не существует. Утверждение, касающееся изменения режима, основано на нелинейности экспериментальных данных. Там, где эти данные больше не соответствуют степенному закону, который следует из априорного анализа для режима на больших расстояниях от щели, начинается область режима на малых расстояниях от щели. Другими словами, режим меняется там, где нелинейность функции $\eta(g(x/Ms))$ так велика, что ее нельзя представить прямой линией, соответствующей степенному закону на большом расстоянии от щели.

Должны ли мы согласиться с тем, что предположение о необходимости существования двух режимов, *вероятно*, вызвано лишь *невозможностью* обобщения экспериментальных данных с помощью параметра x/Ms (или x/s и M)? Что применение степенных законов и "логической группировки переменных" x/Ms (или x/s и M) делает *заведомо невозможным* обобщение всех данных единой корреляционной зависимостью, предполагающей только один режим? Нет, для этого

нет никаких оснований, если только априорный анализ не был основан на предположениях, которые были неправильными и неполными, и даже не стоит выражать сомнений по этому поводу.

Анализ старых результатов с помощью новых методов

Теперь с помощью новых методов внимательно рассмотрим, как меняется эффективность пленочного охлаждения в реальном мире размерных параметров. По-видимому, прежде всего мы должны применить новые концепции к обобщению уже опубликованных данных по пленочному охлаждению. Но, к сожалению, сделать это невозможно из-за того, что при использовании старых методов не требуется и даже не предполагается публикование первичных данных. Действительно, их нет ни в статье Себана, ни в статье Хартнета и др., а также ни в одной из многих других рассмотренных мной статей по пленочному охлаждению.

При таком отсутствии данных мы сможем только весьма приблизительно представить характер изменения эффективности пленочного охлаждения в рамках новой теории теплопередачи, но и этого будет достаточно, чтобы показать, как мало общего между пленочным охлаждением, исследуемым с помощью новых методов, и теми результатами, которые уже были получены при применении безразмерных комплексов и предварительных аналитических исследований.

Мы будем рассматривать только те вопросы пленочного охлаждения, по которым нет (или не было) существенных разногласий. Принято считать, что при $M < 0,9$, $s < 0,0076$ м, $V_m \approx 50$ м/с, $T_m \approx 38^\circ\text{C}$, $(T_m - T_s) \approx 55^\circ\text{C}$.

1. η является в основном функцией M , s и x . Другими словами, эффективность η зависит главным образом от M , s и x .
2. Из соотношений (6.16), (6.17) и (6.19) следует, что η главным образом зависит от M , s и x .
3. Существуют два режима пленочного охлаждения — один на малых расстояниях от щели, другой на больших. Поэтому невозможно описать характер изменения эффективности с помощью одной зависимости.
4. На основе анализа экспериментальных данных можно предположить, что на значительном расстоянии от щели эффективность описывается степенным законом.

Анализируя данные по пленочному охлаждению в рамках новой теории теплопередачи, можно видеть, что изменение эффективности имеет весьма мало общего с любым из этих широко признанных выводов в старой теории теплопередачи. Мы увидим, что:

1. На основании результатов своих экспериментов Себан и Хартнет должны были заключить, что η никоим образом не зависит от M . Но, поскольку они использовали старые методы, они пришли к выводу, что η существенно зависит от M , в то время как на основании своих корреляционных соотношений (6.17) и (6.19) они должны были сделать вывод, что η тождественно не зависит от M .
2. На основании результатов своих экспериментов Хартнет и др. должны были заключить, что η не зависит от s . Но, поскольку они использовали старые методы, они пришли к выводу, что η существенно зависит от s , в то время как на основании своего корреляционного соотношения (6.17) они должны были сделать вывод, что η тождественно не зависит от s .
3. Из соотношений (6.16) и (6.17) следует, что η не зависит ни от M , ни от s . Другими словами, кажущаяся зависимость η от M и s , следующая из этих уравнений, обусловлена призрачными достоинствами безразмерных комплексов. Аналогично, из соотношения (6.19) следует, что η не зависит от M .
4. Данные, представленные в статье Хартнета и др., достаточно точно обобщаются простой зависимостью во всем диапазоне изменения x . Поскольку оба "режима", рассматриваемые в старой теории, описываются единой корреляционной зависимостью, то из этого следует, что в экспериментах Хартнета существовал только один режим.
5. Для обобщения результатов экспериментальных исследований Хартнета и др. нельзя применять степенной закон на любом расстоянии от щели.

Если сделанные выше утверждения справедливы (а это действительно так), то мы будем вынуждены заявить, что по истечении 20 лет экспериментальных исследований и обобщений опытных данных на основе старых концепций метода размерностей, априорных аналитических исследований, распространенных всюду степенных законов и безразмерных комплексов достигнуто весьма ограниченное понима-

ние действительного характера пленочного охлаждения. Использование старых методов не позволило даже определить за этот срок, какие параметры являются основными и какие второстепенными.

Необходимо отказаться от старых методов и заменить их новыми, если за 20 лет применения старые методы не смогли дать того, что можно получить за 20 минут с помощью новых методов.

Действительно ли η зависит от M ?

Применяя старые методы, мы заранее приняли, что η существенно зависит от x/s и M при значениях M , меньших 0,9. Мы провели некоторые экспериментальные исследования пленочного охлаждения и показали, что экспериментальные данные вполне приемлемо можно обобщить в виде $\eta \{x/Ms\}$ или еще проще в виде $\eta \{x/s, M\}$. Возможность обобщения результатов с помощью параметров x, M и s , *по-видимому*, указывает на правильность априорного анализа, т.е. из соотношений (6.16), (6.17) и (6.19), *по-видимому*, следует, что η действительно зависит от параметра M , который определяет величину относительного расхода охлаждающей жидкости G_s/G_m . Но возможно, это только заблуждение, и анализ указанных соотношений с помощью новых методов позволит сделать другие выводы.

В новой теории теплопередачи подчеркивается важность реальных физических параметров. В соответствии с этой новой концепцией заменим "важный параметр x/Ms " соответствующими физическими параметрами. Чтобы сделать это, просто отметим, что

$$M = G_s/G_m = W_s/sG_m, \quad (6.24)$$

где W_s — расход охлаждаителя через единицу длины щели. Используя выражение (6.24), можно записать:

$$x/Ms = xsG_m/W_s s = xG_m/W_s. \quad (6.25)$$

Таким образом, при использовании реальных физических параметров соотношения (6.16) и (6.17) можно представить в виде $\{\eta xG_m/W_s\}$. Чтобы показать, что η *никаким образом не зависит* ни от M , ни от s , эти соотношения должны быть записаны следующим образом:

$$\eta = 21,8 (xG_m/W_s)^{-0,8}, \quad (6.26)$$

$$\eta = 16,9 (xG_m/W_s)^{-0,8}. \quad (6.27)$$

Соотношения (6.16) и (6.26) тождественны, равно как (6.17) и (6.27). Из всех четырех соотношений следует, что η зависит от x, G_m и W_s и что наибольшее значение имеет величина расхода охлаждаителя. При этом несущественно, каковы высота щели s и величина параметра M . Единственно, что имеет значение, — это величина W_s .

Соотношения (6.16) и (6.17) отличаются от соотношений (6.26) и (6.27) только тем, что в них входит безразмерный комплекс M , и именно поэтому создается кажущееся впечатление о его первостепенной важности, хотя на самом деле из этих уравнений следует обратное. При использовании M массовый расход охлаждаителя не учитывается и не присутствует в соотношениях (6.16), (6.17) и (6.19), несмотря на то что в действительности эти соотношения указывают на *первостепенную важность параметра* W_s , а не M ! Таким образом, использование M концентрирует наше внимание на второстепенном параметре, в то время как действительно важным параметром мы пренебрегаем.

Заменив безразмерный комплекс M физическими параметрами, мы приходим к выводу о том, что важный параметр в старой теории теплопередачи в действительности оказывается несущественным, а параметр первостепенной важности даже не присутствует в корреляционных соотношениях старой теории. На основании соотношений (6.16), (6.17) и (6.19) мы делаем вывод, что η *не* зависит от M .

С помощью новой теории соотношение (6.19) можно представить в виде

$$(T_m - T_{aw}) = 25 W_s^{1,2} G_m^{-1,2} s^{-0,4} x^{-0,8} (T_m - T_s), \quad (6.28)$$

исключаящем применение безразмерных комплексов M и η и показываящем, что η не зависит от M .

Действительно ли η зависит от s ?

Из соотношений (6.26) и (6.27) следует, что в соответствии с экспериментальными данными Вигхарта и Хартнега η не зависит от s , хотя на основе анализа соотношений (6.16) и (6.17) был сделан противоположный вывод. С другой стороны, из соотношения (6.28) следует, что η является функцией s . Себан имеет более веские аргументы, чем Хартнет, поскольку он проводил свои измерения при различных значениях размера щели, а Хартнет — только при одном его значении.

Однако следует отметить, что соотношение Себана (6.19) создает только кажущееся впечатление о другом виде зависимости от M , тогда как на самом деле оно выражает зависимость от s , отличающуюся по виду от соотношений (6.16) и (6.17).

Действительно ли существуют два режима пленочного охлаждения?

Лучшим способом демонстрации существования только одного режима пленочного охлаждения является возможность описания всех данных единой зависимостью. Если читатель обратится к фиг. 24 статьи Хартнета, Биркебака и Эккерта, он увидит, что во всем диапазоне значений x (вблизи щели и вдали от нее) экспериментальные данные достаточно точно описываются простой зависимостью

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,0142(x/M_s)} = \frac{1}{1 + 0,0142(xG_m/W_s)}, \quad (6.29)$$

которая не является степенной. Она обобщает все данные, приведенные на фиг. 24, с такой точностью, что вряд ли кому-либо удастся отличить кривую, соответствующую уравнению (6.29), от кривой, построенной авторами по экспериментальным точкам.

Я не рекомендую пользоваться соотношением (6.29), хотя оно точно описывает результаты измерений Хартнета, поскольку исследование проводилось при постоянных значениях параметров M и s , а новая теория теплопередачи не допускает обобщений, основанных на ограниченных исследованиях.

Соотношение (6.29) выведено с единственной целью — показать на конкретном примере, что результаты, полученные Хартнетом и др., с достаточной точностью могут быть представлены единой корреляционной зависимостью, свидетельствующей об отсутствии двух режимов пленочного охлаждения в их эксперименте, поскольку существует только один режим, который объединяет оба режима, обнаруженные с помощью старой теории, и не описывается степенной зависимостью.

Сравнение результатов по пленочному охлаждению, полученных с помощью старых и новых методов

Потребовалось 20 лет теоретических и экспериментальных исследований в рамках старой теории, чтобы сделать вывод о сильной зависимости η от M при $M < 0,9$. Путем анализа результатов старой теории с помощью методов новой теории в течение нескольких минут можно установить, что η слабо зависит от M и что корреляционные соотношения старой теории в действительности выражают, что η при кажущейся сильной зависимости от M тождественно не зависит от этого параметра.

Потребовалось 20 лет использования методов старой теории, чтобы прийти к выводу о том, что η в сильной степени зависит от s . Путем анализа результатов старой теории с помощью методов новой теории в течение нескольких минут можно установить, что η при кажущейся сильной зависимости от s тождественно не зависит от этого параметра.

Потребовалось 20 лет использования методов старой теории, чтобы прийти к выводу о существовании двух режимов пленочного охлаждения: режима на малых расстояниях от щели, который обычно не описывается корреляционной зависимостью, и режима на больших расстояниях от щели, который обычно описывается степенной функцией. Путем анализа результатов старой теории с помощью методов новой теории в течение нескольких минут можно установить, что те данные, на основании которых в старой теории сделан вывод о существовании двух режимов пленочного охлаждения, в действительности свидетельствуют о существовании только одного режима, который не описывается степенной зависимостью.

Потребовалось 20 лет использования методов старой теории, чтобы сделать следующее наблюдение.

"В настоящее время невозможно четко определить конкретные причины такого отклонения (имеется в виду отклонение экспериментальных точек от зависимости $\eta \propto M/s$), которые достигают $\pm 40\%$ ".

Путем анализа результатов старой теории с помощью методов новой теории в течение нескольких минут можно установить, что обобщение данных зависимостью $\eta \propto M/s$ содержит подосознательное пред-

положение, что η не зависит ни от M , ни от s . Таким образом, любое влияние M или s на η будет способствовать увеличению отклонения (разброса) экспериментальных точек от обобщающей кривой. Поскольку весьма вероятно, что M и s все же несколько влияют на величину η , то, по-видимому, одна из "конкретных причин" возникновения указанных отклонений связана с тем, что авторы исследований обобщали свои результаты в предположении, что M и s несущественны, не подозревая о подобном подсознательном несформулированном предположении из-за иллюзорной природы безразмерных комплексов.

Безразмерные комплексы в новой теории

В новой теории не используются безразмерные комплексы, такие, как числа Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля M и η .

Что заменяет безразмерные комплексы в новой теории?

В новой теории безразмерные комплексы заменяют физические параметры. Мы разделяем безразмерные комплексы на отдельные физические параметры и следим за тем, чтобы они употреблялись в подлинном виде, т.е. не позволяем им затеряться в безразмерных комплексах, которые формируются из более важных физических параметров.

Мы утверждаем, что во всех экспериментальных работах, корреляциях, конструктивных проработках и расчетах основное внимание должно уделяться физическим параметрам и тогда вполне можно обойтись без безразмерных комплексов и размерных групп, подобных h . Безразмерные комплексы представляют собой комбинации физических параметров, а мы считаем, что каждым параметром следует пользоваться отдельно.

В случае пленочного охлаждения трудности определения действительного характера изменения эффективности η в основном были связаны с применением безразмерного комплекса M . В новой теории мы им не пользуемся, т.е. разделяем параметры, из которых он состоит. Как только мы справимся с этой простой задачей, сразу станет очевидным, что все сделанное за 20 лет с помощью старой теории не соответствует действительности, т.е. истинный характер пленочного охлаждения был практически противоположным принятому его истолкованию вследствие недостатков старой теории.

Мы обсуждаем сейчас вопрос о безразмерных комплексах подобно тому, как ранее обсуждали вопрос об h . Таким образом, мы возвращаемся к старой теме, но рассматриваем ее гораздо шире. Ранее рассматривались только q и ΔT . Вопрос состоял в том, нужно ли объединять q и ΔT в h . Теперь мы рассматриваем все физические параметры. И вопрос состоит в том, следует ли их объединять в безразмерные комплексы.

В новой теории теплопередачи мы отвергаем безразмерные комплексы и возвращаемся к физическим параметрам. Мы настаиваем на использовании физических параметров и не согласны на введение никаких их заменителей, ни размерных, ни безразмерных.

СТЕПЕННЫЕ ЗАКОНЫ И ГРАФИКИ В ЛОГАРИФИЧЕСКИХ КООРДИНАТАХ В НОВОЙ ТЕОРИИ

В старой теории для обобщения фактически всех явлений использовались так называемые степенные функции, которые на графиках в логарифмических координатах, естественно, изображаются прямыми линиями. В новой теории степенные функции рассматриваются наравне со всеми остальными математическими функциями. Если экспериментальные данные представлены в логарифмических координатах, то мы уже не стараемся доказать, что можно провести прямую линию хотя бы через часть точек, соответствующую какому-то ограниченному режиму течения. Вместо этого мы признаем, что для каждого эксперимента существует своя форма корреляционной зависимости, т.е. форма корреляционной зависимости определяется экспериментальными данными. Мы не видим причин, по которым в природе должны преобладать степенные функции. (Более подробно этот вопрос будет рассмотрен в гл. 7.)

АПРИОРНЫЙ АНАЛИЗ В НОВОЙ ТЕОРИИ

В старой теплопередаче априорный анализ является важнейшей частью исследования и имеет много сторонников. Поэтому в старой теории часто ставится вопрос: "Как экспериментальные данные согласуются с теорией?"

В новой теплопередаче априорный анализ является несущественным и носит лишь предположительный характер. Поэтому в новой теплопередаче можно ожидать вопросы типа: "Как теория согласуется с

экспериментальными данными?" "Подтверждает ли эксперимент теорию?"

В новой теплопередаче с помощью априорного анализа должны разрешаться простые и более или менее очевидные вопросы. Например, мы обычно отмечаем, что η изменяется от 1 до 0, и заключаем, что корреляционные зависимости должны быть ограничены теми же пределами. (Иллюстрацией может служить соотношение (6.29), которое является очень простым и хорошо обобщает данные в диапазоне изменения η от 0 до 1,0.)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В новой теории корреляционные зависимости для однофазной среды сохраняют форму соотношений (6.4), (6.5), (6.10) и (6.13), до тех пор пока не будут получены новые корреляционные соотношения.
2. Не используются безразмерные комплексы, которые заменяются физическими параметрами.
3. Не применяется априорный анализ для получения безразмерных комплексов и корреляционных зависимостей. Он используется теперь для решения простых, более или менее очевидных вопросов.
4. Редко применяются степенные зависимости и графики в логарифмических координатах.

ЗАКЛЮЧИТЕЛЬНЫЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Я сознаю, что для некоторых будет неприятна моя критическая оценка широко признанных результатов исследований Вигхардта, Себана, а также Хартнета, Биркебака и Эккерта. В качестве объяснения замечу, что на протяжении многих десятилетий метод размерностей и безразмерные комплексы широко применялись в старой теории теплопередачи. Поэтому было бы наивно полагать, что от них можно легко отказаться без конкретного доказательства их бесполезности.

Можно было бы ограничиться лишь общим обсуждением, но тогда дискуссия не была бы научной, так как отсутствовали бы конкретные доказательства того, что метод размерностей и безразмерные комплексы лишь вводят в заблуждение и скорее мешают, чем способствуют пониманию.

Отказ от метода размерностей и безразмерных групп является большим шагом вперед в развитии теории теплопередачи и инженерной

практики. Я надеюсь, что эта глава станет смертным приговором для тех концепций старой теории, которые известны как "метод размерностей" и "безразмерные комплексы".

Обозначения

- C_p — удельная теплоемкость;
 G — массовый расход;
 h — высота щели или коэффициент теплоотдачи;
 $M = G_s / G_m = W_s / s G_m$;
 N_{j_e} — число Дженнера (см. выражение (6.11));
 s — высота щели (см. фиг. 6.2);
 U — скорость или напряжение;
 W_s — массовый расход охладителя через единицу длины щели;
 x — расстояние (см. фиг. 6.2);
 β — температурный коэффициент объемного расширения;
 η — эффективность пленочного охлаждения, см. выражение (6.15);
 μ — коэффициент вязкости;
 ρ — плотность.

Индексы

- aw — адиабатическая стенка;
 m — основной поток;
 s — кромка щели.

Литература

1. Хартнет Дж.П., Биркебак Р.К., Эккерт Э.Р.Г., Анализ основных характеристик турбулентного пограничного слоя с подачей воздуха через тангенциальную щель, "Труды Амер. о-ва инж.-мех.", сер. С, № 3, 80 (1961).
2. Кэйс В.М., Конвективный тепло- и массообмен, изд-во "Энергия", М., 1972.
3. Wiegardt K., AAF Translation, No. F-TS-919-RE, Aug. 1946.
4. Seban R.A., Heat transfer and effectiveness for a turbulent boundary layer with tangential fluid injection, ASME Journal of Heat Transfer, pp.303-312 (1960).

представлены в форме $q\{\Delta T\}$, что правильной формой выражений для проектирования и расчета теплообменных установок с конденсацией и испарением является зависимость вида $q\{\Delta T\}$ и что для описания процессов испарения или конденсации не нужны коэффициенты теплоотдачи h .

В этой главе мы рассматриваем кипение, конденсацию и области теплообмена с позиций новой теории теплопередачи, оперируя функцией $q\{\Delta T\}$ и полностью избегая коэффициентов теплоотдачи. Важно отметить, что мы не просто обсуждаем и сравниваем экспериментальные данные — мы пытаемся представить процессы кипения и конденсации в виде зависимостей $q\{\Delta T\}$, поскольку именно такие зависимости требуются в новой теплопередаче для проектирования и расчета оборудования, подобно тому как в старой теплопередаче для этих целей без сомнения нужны коэффициенты теплоотдачи $h\{\Delta T\}$.

ПОСТРОЕНИЕ КРИВОЙ КИПЕНИЯ В БОЛЬШОМ ОБЪЕМЕ. СТАРЫЙ МЕТОД

Вслед за важным открытием Нукиямы максимумов и минимумов на кривой кипения в большом объеме многие исследователи повторили его эксперимент и получили аналогичные результаты. Примером может служить эксперимент Фарбера и Скорыха [2], выполненный более чем через 10 лет. Их вариант "кривой кипения" в котле приведен на фиг. 7.1. (Отметим, что эта кривая, опубликованная в 1948 г., построена в виде $h\{\Delta T\}$.) Фарбер и Скорых сделали сообщение о своих результатах в 1947 г. на заседании Американского общества инженеров-механиков, причем они представили большое количество экспериментальных "кривых кипения", аналогичных приведенной на фиг. 7.1, т.е. в виде зависимостей $\lg h\{\Delta T\}$. На этом заседании Мак-Адамс следующим образом высказался относительно формы представления данных Фарбером и Скорыхом:

"Учитывая интерес к исследованиям в этой области, надо надеяться, что авторы опубликуют оригинальные данные, а не только графики зависимостей коэффициентов теплоотдачи от разности температур. Трудно с достаточной точностью определить значения этих величин, взятые с графиков в логарифмических координатах...

Чтобы избежать любых возможных ошибок по оси абсцисс, возникающих из-за вероятности ошибок при измерении темпера-

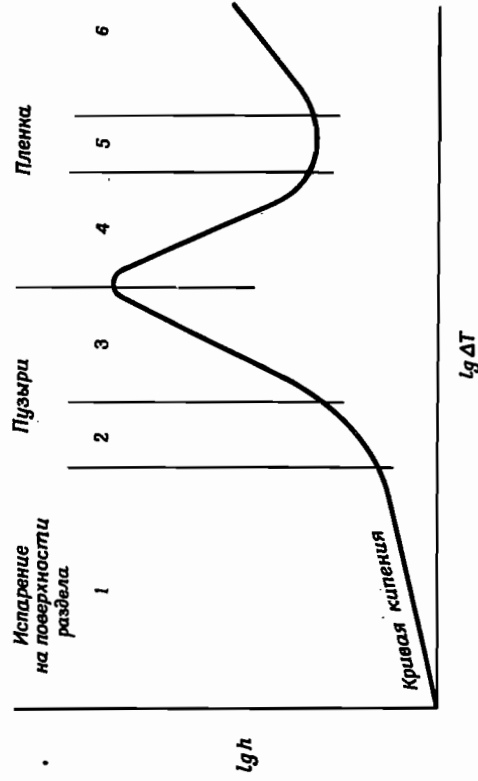
ГЛАВА 7. КИПЕНИЕ, КОНДЕНСАЦИЯ И ОБЛАСТИ ТЕПЛООБМЕНА

ВВЕДЕНИЕ

Не будет преувеличением сказать, что в 1934 г. кипение было основным процессом, обеспечивающим получение движущей силы во всем мире. Для производства электроэнергии и для перевозки пассажиров и грузов по суше и морю использовался в основном процесс кипения. Однако о самом кипении в 1934 г. было известно еще очень мало. Так, например, еще не знали, что функция $q\{\Delta T\}$ для котлов имеет максимум и минимум. Как известно, Нукияма [1] в 1934 г. первым обнаружил максимум и минимум на так называемой кривой кипения в большом объеме — и это важное открытие было сделано более чем через 100 лет после изобретения парового двигателя, выявившего огромное практическое значение процесса кипения.

Совершенство конструкций теплообменных установок в мировом масштабе при слабо изученном процессе кипения следует отнести к достижениям инженерного искусства. Сочетание науки и искусства всегда развивало технику и практически никогда невозможно установить, где кончается наука и где начинается искусство. Поэтому часто мы рассматриваем установку как свидетельство высокого уровня развития технических наук, хотя в действительности это, главным образом, результат инженерного искусства — прогресса, достигнутого в процессе многих лет проб и ошибок, подкреплённых точными расчетами. С позиций 1973 г. можно увидеть, что в вопросах кипения инженерное искусство в 1934 г. на десятилетия опережало технические науки, и можно заметить, что такое положение существовало уже с момента изобретения парового двигателя.

Работа Нукиямы положила начало действительному пониманию процесса кипения и привела к осознанию того факта, что данные по кипению в большом объеме и данные по конденсации лучше всего сравнивать в виде $q\{\Delta T\}$. Но это не привело к выводу о том, что соотношения для расчета кипения и конденсации также должны быть



Фиг. 7.1. Кривая кипения Фарбера и Скорыха [2].

1 — чистая конвекция с испарением на свободной поверхности; 2 — конденсация пузырей в жидкости; 3 — рост пузырей; 4 — пузырьковое и пленочное кипение; 5 — устойчивое пленочное кипение; 6 — заметный вклад теплообмена излучением.

тур, было бы надежнее строить графики зависимости плотности теплового потока от температуры, а не коэффициента теплоотдачи от температуры".

Таким образом, замечание Мак-Адамса о том, что $q\{\Delta T\}$ предпочтительнее $h\{\Delta T\}$, не имеет ничего общего с проектированием или расчетом установок — оно следует из того факта, что представление данных в виде $q\{\Delta T\}$ позволяет избежать любых возможных ошибок по оси абсцисс.

"Кривая кипения" Фарбера и Скорыха, представленная на фиг. 7.1, приведена во многих американских учебниках по теплообмену. Например, Крейц [3] воспроизводит ее на стр. 400, Розенау [4] — на стр. 87, Хольман [5] — на стр. 305. (Крейц и Розенау преобразовали кривую кипения Фарбера и Скорыха, заменив h на q , возможно, в ответ на замечание Мак-Адамса. Однако оба они не внесли соответствующих поправок в указанные кривые. Эти поправки обусловлены тем фактом, что максимумы и минимумы q и h соответствуют различным значениям ΔT .)

Важно отметить, что кривая кипения в большом объеме получена в старой теории теплопередачи чисто феноменологическим путем, т.е. "кривая кипения" не строго определена, а просто построена на основании результатов измерений в виде $h\{\Delta T\}$, как на фиг. 7.1 или в преобразованном виде $q\{\Delta T\}$. Таким образом, мы приходим к неправильному результату, заключающемуся в том, что "кривая кипения" охватывает область, где не происходит кипения, т.е. область, в которой перенос тепла осуществляется без пузырей, в которой нет двух равномерно перемешанных фаз. На кривой кипения, представленной Фарбером и Скорыхом [2], Крейцем [3], Розенау [4] и Хольманом [5], слова "Кривая кипения" приходятся как раз на ту область кривой, в которой кипение отсутствует.

Точно так же на фиг. 7.1 слова "Кривая кипения" приходятся на область, где в действительности теплообмен осуществляется чистой конвекцией и пузырей в жидкости нет, т.е. кипение отсутствует.

$q\{\Delta T\}$ В ОБЛАСТИ ПУЗЫРЬКОВОГО КИПЕНИЯ. СТАРЫЙ МЕТОД

Кривая, изображенная на фиг. 7.1, была предназначена для описания в целом процесса кипения в большом объеме, а не для установления функциональных связей в пределах каждой области. Теперь рассмотрим характер изменения $q\{\Delta T\}$ в области, называемой в старой теории пузырьковым кипением. Область пузырькового кипения располагается между областью, где кипение отсутствует, и максимумом на кривой, т.е. она начинается за областью свободной конвекции с испарением на свободной поверхности и продолжается до максимума на кривой $q\{\Delta T\}$. Относительно этой области кипения Мак-Адамс [6, стр. 510] пишет:

"... в области развитого пузырьчатого кипения... результаты, полученные многими исследователями, могут быть выражены следующей зависимостью:

$$q = a_1 \Delta T^n, \quad (14.1)$$

где n — постоянная, меняющаяся от 3 до 4..."

Крейц [7] на стр. 502 утверждает:

"Розенау [8] на основе экспериментальных данных преобразовал

выражение

$$Nu_b = \frac{h_b D_b}{k_1} = \varphi(Re_b) \psi(Pr_1) \quad (10.1)$$

(и получил)

$$\frac{C_1 \Delta T_x}{h_{fg} Pr_1^{1/4}} = C_{sf} (q/\mu_1 h_{fg})^{0,33} (g_c \sigma / g(\rho_1 - \rho_v))^{0,165} \quad (10.2)$$

Соотношение (10.2) часто приводится в литературе и известно как соотношение Розенау для пузырькового кипения; оно указывает, что $q \sim \Delta T^3$. Крейд [7, стр. 506] приводит таблицу, в которой представлены значения C_{sf} для различных жидкостей и типов поверхностей, и показывает, что показатель степени при ΔT для указанных жидкостей и типов поверхностей равен 3.

Относительно пузырькового кипения Хольман [5, стр. 312] пишет следующее:

"(Для воды) Леви [22] рекомендует соотношение¹⁾

$$q = 0,00202 p^{1,33} (\Delta T_x)^3 \quad (9.19b)$$

$$100 < p < 2000 \text{ psia} "$$

$$(6,9 \cdot 10^5 < p < 13,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2).$$

В работе Розенау [9, стр. 13–27] говорится:

"На фиг. 23 представлены суммарные данные по пузырьковому кипению для различных органических жидкостей и типов поверхностей [10]".

Из фиг. 23 следует, что эти данные, которые анализировались с помощью метода статистической регрессии, лучше всего описываются выражением¹⁾

$$\Delta T = 11,48 (0,01q)^{0,293},$$

из которого следует, что $q \sim \Delta T^{3,41}$.

В этой же работе на стр. 13–17 сообщается

¹⁾ Здесь ΔT_x , по-видимому, выражена в $^{\circ}\text{F}$, q в BTU/hr ft^2 , а p — в psia . — Прим. перев.

"Хотя наклон кривой близок преимущественно к 3 (имеется в виду наклон $q\{\Delta T\}$ в логарифмических координатах, т.е. показатель степени при ΔT), тем не менее имеются данные, согласно которым наклоны достигают значений от 1 ... и почти до 25 ..."

В результате за последние 20–30 лет стало общепризнанным, что при пузырьковом кипении в большом объеме

$$q \sim \Delta T^n, \quad (7.1)$$

где n — постоянная, заключенная в интервале значений от 3 до 4, хотя некоторые ее значения выходят за пределы этого интервала.

$q\{\Delta T\}$ В ОБЛАСТИ ПЕРЕХОДНОГО КИПЕНИЯ. СТАРЫЙ МЕТОД

Область переходного кипения обычно считается областью, расположенной между максимумом и минимумом кривой $q\{\Delta T\}$. В этой области

$$dq/d\Delta T < 0, \quad (7.2)$$

что несколько усложняет проведение экспериментов, так как конструкции экспериментальных участков должны отвечать требованиям тепловой устойчивости.

Область переходного кипения не столь детально изучена, как области пузырькового или пленочного кипения, при работе в которых все котлы фактически обладают тепловой устойчивостью. Одно из подробнейших исследований области переходного кипения было выполнено Беренсоном [11], который получил значительное число кривых кипения. По поводу своих экспериментальных данных Беренсон пишет следующее:

"В каждом опыте было получено достаточно данных, чтобы полностью определить типичную кривую кипения".

Относительно своих результатов Беренсон сообщает:

"Было обнаружено, что данные по кипению в переходной области, за исключением некоторых, представленных на фиг. 5, группируются в логарифмических координатах вдоль прямой, которая соединяет точку первой критической плотности теплового потока (т.е. максимум $q\{\Delta T\}$ с точкой второй критической плотности теплового потока в области пленочного кипения (т.е. минимум $q\{\Delta T\}$). Это справедливо также для данных по кипению в переходной области, полученных Браунличем [12], а также Каулакисом и Шерманом [13]".

Таким образом, все три независимых исследования, выполненные на протяжении почти 25 лет, указывают в целом, что в переходной области кипения в большом объеме $q \{ \Delta T \}$ в логарифмических координатах имеет вид прямой, проходящей через максимум и минимум кривой $q \{ \Delta T \}$.

ЗАКИПАНИЕ

Относительно закипания в котлах обычно предполагается, что для начала (или) поддержания кипения требуется *конечная* разность температур даже в тех случаях, когда вся масса жидкости находится в состоянии насыщения. Другими словами, кипение не начинается до тех пор, пока температура поверхности не станет существенно выше температуры насыщения жидкости, и прекращается задолго до того, как температура поверхности понизится до температуры насыщения жидкости. Например, Розену [9, стр. 13-2] пишет:

"Появление первых пузырей ... при нагревании объема жидкости, находящейся в состоянии насыщения, ... требует существенного перегрева".

И далее, на стр. 13-5:

"Некоторые эксперименты показали, что при атмосферном давлении кипение воды на горячей поверхности начинается при перегревах относительно температуры насыщения $\sim 17^\circ \text{C}$ ".

Касаясь режима работы установок при закипании, Корти и Фост [14] так описывают закипание в большом объеме органических жидкостей:

"Если кипение происходило при довольно больших значениях плотностей тепловых потоков ($q \approx 47\,000 \text{ Вт/м}^2$), поверхность бывала густо покрыта колоннами пузырей (согнати на квадратный сантиметр). По мере уменьшения плотности потока все большее их число схлопывалось и, наконец, один за другим исчезали не многие из оставшихся зародышей."

Если уменьшение плотности теплового потока прекращалось и подводимая энергия вновь возрастала, то состояние системы в этот момент определяло путь восстановления пузырькового кипения.

Если допускалось исчезновение всех активных центров и поверхность освобождалась от пузырей по крайней мере на 10–15 мин, то оказывалось возможным поддерживать теплообмен путем свободной конвекции при значениях ΔT , значительно пре-

вышавших требуемые для развитого пузырькового кипения в нормальных условиях. Перегревы относительно температуры насыщения жидкости достигали $22\text{--}28^\circ \text{C}$ без образования пузырей на поверхности нагрева, даже если нормальные значения ΔT , соответствующие развитому пузырьковому кипению, составляли только 14°C . Столь чрезмерные перегревы были возможны в течение нескольких минут, но при дальнейшем увеличении температуры на поверхности внезапно начиналось бурное пузырьковое кипение, и ΔT при этом уменьшалась до "нормального" значения...

Если увеличение подводимой энергии начиналось сразу же после исчезновения последних активных зародышей, то они активизировались первыми. При дальнейшем увеличении энергии эти зародыши становились центрами участков, на которых происходило бурное кипение, в то время как на остальной части поверхности оно отсутствовало. Сильно различающиеся показания термометр указывали, что эти участки имели температуру, характерную для нормального пузырькового кипения, хотя температура поверхности, свободной от пузырей, была гораздо выше... При фиксированной величине подводимой мощности участки, на которых происходило кипение, были устойчивыми, и их площадь возрастала только с увеличением энергии. При достаточно больших значениях плотности теплового потока ($\sim 126\,000 \text{ Вт/м}^2$) поверхность полностью покрывалась пузырями и явление гистерезиса исчезало.

Если уменьшение плотности теплового потока прекращалось, когда еще имелось несколько активных пузырей, то вновь возникало локальное кипение. В этом случае число участков с пузырями быстро возрастало и восстанавливалось нормальное пузырьковое кипение...

Данные Корти и Фоста [14], представленные на фиг. 3-8 их работы, также указывают, что при перегревах, не превышающих 11°C , "активные центры" отсутствуют, т.е. отсутствуют участки, на которых образуются пузыри.

Что касается больших перегревов, требуемых для закипания органических жидкостей, Шурман и Лардж [15] получили аналогичные результаты.

Они сообщают:

"Точку перехода от конвекции к пузырьковому кипению легко обнаружить по резкому уменьшению разности температур между провололкой и массой жидкости..."

В этой точке перехода возможно падение температуры до 30°C для n -гептана и до 18°C для перфторметилциклогексана".

НЕОБЫЧНЫЕ ПРОЦЕССЫ, ПРОИСХОДЯЩИЕ ПРИ КИПЕНИИ ЖИДКИХ МЕТАЛЛОВ В КОТЛАХ

Жидкие металлы в котлах часто ведут себя необычно. Кипение жидких металлов в большом объеме при значениях плотностей тепловых потоков, соответствующих началу области пузырькового кипения, нередко приводит к возникновению в установке развитых колебательных процессов. Например, Колвер и Балдизер [16] пишут:

"Во всех опытах в трубе с кипящим металлом термомпары регистрировали колебания температуры. В ряде опытов при низких плотностях теплового потока наблюдались заметные колебания как среднemasсовой температуры, так и давления. О подобных колебаниях сообщается в литературе (автор приводит шесть ссылок на работы) ... Колебания температуры (зафиксированные поверхностью термомпарами) достигали 83°C при плотностях теплового потока, не превышающих 790 кВт/м^2 . В некоторых случаях температура быстро увеличивалась до некоторого значения, а затем медленно (со скоростью $\sim 0,5 \text{ град/с}$) возрастала до максимального значения. Затем она мгновенно падала до первоначального значения. Много раз это падение превышало первоначальное увеличение температуры и было на 28°C ниже исходного значения ... Каждое мгновенное падение температуры сопровождалось всплеском давления и слышимым глухим ударом. Максимальное изменение среднemasсовой температуры составляло... 39°C ...

При плотностях теплового потока, превышающих 790 кВт/м^2 , амплитуда колебаний в трубе значительно уменьшалась, а среднemasсовая температура и давление в системе оставались существенно постоянными. Из фиг. 9 видно, что при плотностях теплового потока, меньших 790 кВт/м^2 ..., процесс пузырькового кипения ... периодически прекращался и происходил возврат к конвективному переносу тепла. Эти всплески могут представлять перегревы системы, вызванные исчезновением активных центров

парообразования. Когда перегрев системы вновь становился достаточным большим, в системе внезапно развивалось бурное кипение, сопровождавшееся падением температуры. Многократно при падении температуры достигалась температура насыщения жидкости. Сразу же после этого колебания температуры указывали на устойчивое кипение. Спустя некоторое время, продолжительность которого зависела от величины плотности теплового потока, устойчивое кипение прекращалось и процесс повторялся. По мере увеличения плотности теплового потока частота всплесков температуры возрастала, а их продолжительность сокращалась. Наконец, они становились настолько непродолжительными, что последующие падения температуры происходили почти немедленно. При более высоких тепловых потоках... колебания обычно не наблюдались".

Аналогично при кипении натрия в большом объеме наблюдалось следующее [17]:

"В процессе образования пузырей имели место сильные колебания температуры стенки котла, которые достигали в некоторых случаях 83°C ...

Эти колебания, определявшиеся с помощью фонограмм, всегда сопровождалось сильными изменениями уровня шума на экспериментальном участке. Резкое увеличение уровня шума и внезапное падение температуры стенки котла всегда происходили одновременно. Это объясняется наступлением пузырькового кипения. Образование пузырей может продолжаться..., о чем свидетельствуют непрекращающийся шум и меньшие перегревы стенки... После прекращения шума температура постепенно повышается до своего максимального значения.

При устойчивом кипении температура стенки имеет более низкое значение и шум сохраняется.

Анализ данных по неустойчивому кипению показывает, что с увеличением плотности теплового потока устойчивость возрастает... Согласно экспериментальным данным, при плотностях теплового потока порядка 630 кВт/м^2 кипение в большинстве случаев устойчиво".

Марто и Розенау считают такое необычное поведение просто следствием "неустойчивости пузырькового кипения", т.е. пузырько-

вое кипение приводит к возникновению в установке неустойчивых процессов, другими словами, они дают объяснение на основе следствия, а не причины. (Далее мы увидим, что истинная причина заключается в тепловой неустойчивости установки, которая обусловлена необычным видом кривых кипения в большом объеме, часто наблюдаемым у жидких металлов.)

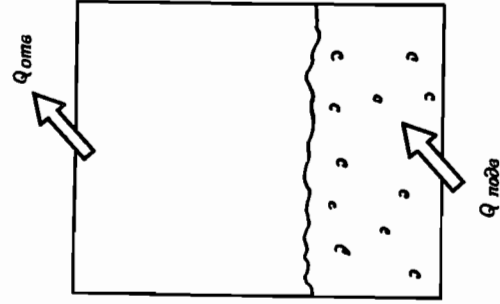
НОВАЯ КРИВАЯ КИПЕНИЯ В БОЛЬШОМ ОБЪЕМЕ. НЕКОТОРЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В старой теории феноменологический подход к кривой кипения в большом объеме приводит к неправильному результату, заключающемуся в том, что эта кривая захватывает область, в которой кипение не происходит. Чтобы избежать подобных аномалий в новой теории, введем следующие определения:

Кипение — это процесс образования пузырей на поверхности твердого тела или вблизи него за счет тепла, подводимого от твердого тела к жидкости.

Кипение в большом объеме — это кипение в объеме жидкости при отсутствии вынужденной конвекции.

Котел — теплообменная установка, в которой может осуществляться кипение в большом объеме (фиг. 7.2).



Фиг. 7.2. Котел.

Кривая кипения в большом объеме — это функция $q\{\Delta T\}$, которая описывает процесс кипения в котле, содержащем насыщенную жидкость. Другими словами, это совокупность точек, связывающих q и ΔT , при кипении в котле насыщенной жидкости.

Необходимо отметить, что наше определение кривой кипения в большом объеме отличается двумя моментами от соответствующего определения в старой теории теплопередачи.

1. Мы потребовали, чтобы кипение происходило во всех точках кривой.

2. Мы ограничили определение в том смысле, что отнесли его только к котлам, содержащим насыщенную жидкость. Поскольку это обычное условие для жидкости, находящейся в котле, то, таким образом, мы наложили лишь несущественное ограничение.

ПОСТРОЕНИЕ НОВОЙ КРИВОЙ КИПЕНИЯ В БОЛЬШОМ ОБЪЕМЕ

В старой теории вследствие применения метода размерностей и предпочтения, отдаваемого степенному закону, очевиден выбор логарифмических координат для обобщения, описания и осмысливания данных по теплообмену. Как сообщалось в гл. 6, новая теория отзывается от этих приемов, в связи с чем очевиден выбор линейных координат для соответствующих целей. Кроме того, мы считаем, что логарифмические координаты часто вводят в заблуждение, поскольку имеют тенденцию искажать любые процессы, которые не описываются точно степенным законом. Например, линейное уравнение

$$y = mx + b \quad (7.3)$$

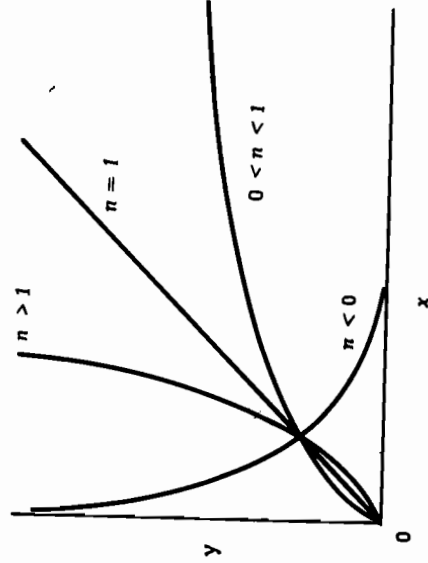
изображается в логарифмических координатах кривой, но часто оно с большой степенью точности аппроксимируется зависимостью вида

$$y = mx^n. \quad (7.4)$$

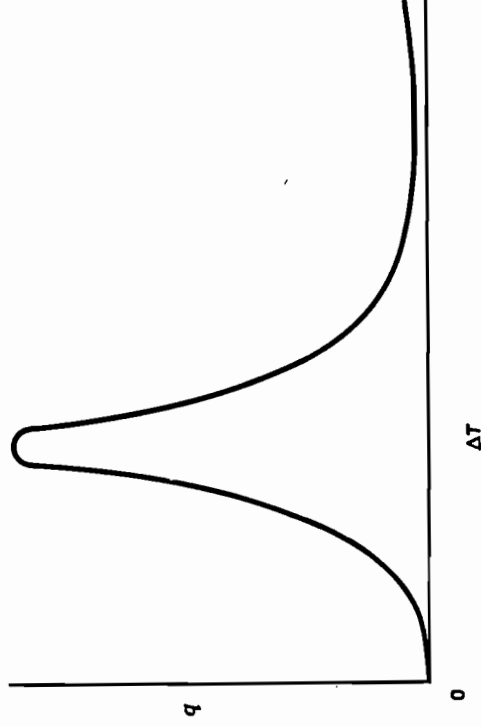
Ошибка возникает в случаях, когда b — конечная величина. Тогда из линейной в логарифмических координатах аппроксимации не следует, что $n = 1$, т.е. показатель степени оказывается зависящим от b . Например, прямая линия в логарифмических координатах может иметь наклон, равный 3, хотя в действительности истинное значение пока-

затяга степени при x равно 1. Таким образом, использование логарифмических координат может привести (и приводит) к аппроксимации линейных функций нелинейными, или к аппроксимации прямых линий кривыми, или к методу, названному в предыдущей главе "нелинейризацией". Степенные законы старой теории в логарифмических координатах имеют вид прямых линий. При построении этих степенных законов в линейных координатах, применяемых в новой теории, мы ожидаем, что они примут вид, показанный на фиг. 7.3. Таким образом, мы ожидаем, что старая кривая кипения в большом объеме после построения ее в линейных координатах окажется подобна кривой, изображенной на фиг. 7.4.

Теперь забудем на время старую теорию и старую "кривую кипения в большом объеме" и обратимся к построению новой кривой. Мы будем строить ее, анализируя и используя количественные и качественные данные по кипению, представленные на стр. 147—156 этой главы, которые по мере необходимости будут дополняться другими данными. Сначала мы изучим особенности новой кривой, а затем объединим их вместе способом, подсказанным самими данными.



Фиг. 7.3. Графики степенных законов.



Фиг. 7.4. Старая кривая кипения в линейных координатах.

Первая особенность. Запретная зона

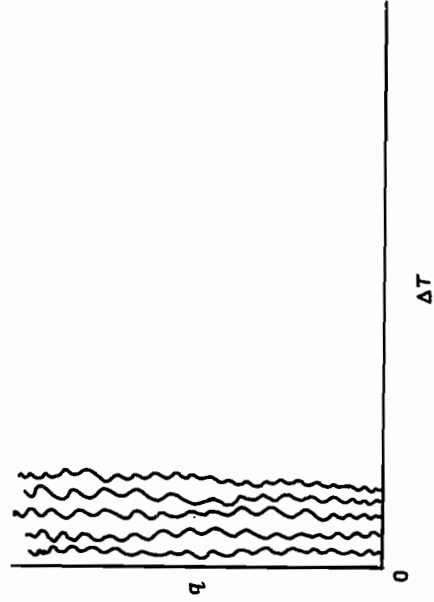
Наблюдение. Для закипания требуются *конечные значения* ΔT . Другими словами, кривая кипения не проходит через точку ($q = 0$, $\Delta T = 0$), так как существует минимальное значение ΔT , ниже которого кипение не происходит.

Вывод. Существует "запретная зона", через которую не проходит новая кривая кипения. Эта запретная зона заштрихована на фиг. 7.5. (На фиг. 7.5 использованы *линейные* координаты.)

В запретной зоне перенос тепла осуществляется без кипения, т.е. без образования в жидкости пузырей. Механизм теплообмена в этой зоне обусловлен свободной конвекцией в области между поверхностью твердого тела со стороны жидкости и свободной поверхностью жидкости, испарением со свободной поверхности и конвекцией через газовую фазу в область конденсации в котле. Кривая процесса "свободная конвекция — испарение" проходит через точку ($q = 0$, $\Delta T = 0$) и описывается в старой теории выражением

$$q \sim \Delta T^n, \quad (7.5)$$

где показатель степени n обычно принимается равным $\sim 5/4$.

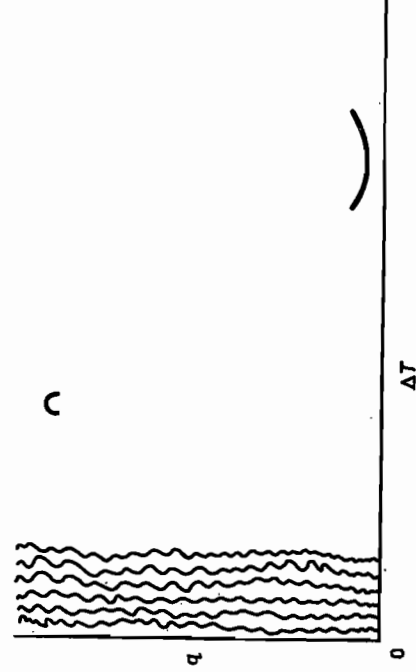


Фиг. 7.5. Запретная зона на новой кривой кипения.

Вторая особенность. Максимум и минимум q

Наблюдение. Кривая $q\{\Delta T\}$ имеет выраженный максимум и слабо выраженный минимум.

Вывод. $q\{\Delta T\}$ проходит через максимум и минимум, что позволяет нам дополнить фиг. 7.5, как это показано на фиг. 7.6. (На фиг. 7.6 используются *линейные* координаты.)



Фиг. 7.6. Построение новой кривой кипения.

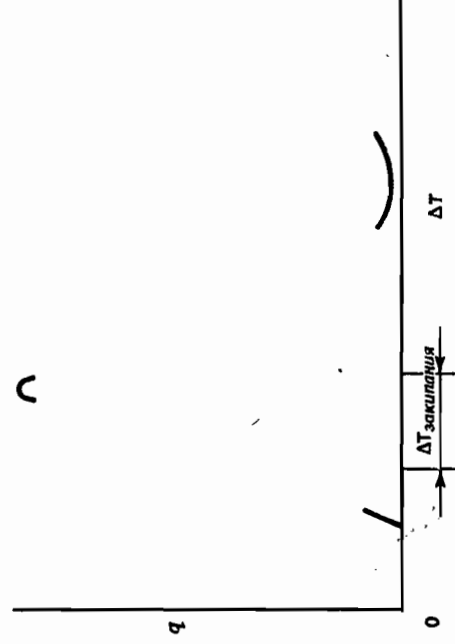
Третья особенность. Начальный перегрев

Наблюдение. Для закипания часто требуются значительно большие значения ΔT , чем для поддержания кипения. Разность температур, необходимая для закипания, зависит не только от параметров системы, но и от предыстории процессов, происходящих в установке.

Вывод. Для данной системы с кипением в большом объеме и даного набора рабочих параметров существует некоторый интервал значений ΔT , требуемых для закипания. $\Delta T_{\text{закипания}}$ охватывают целую область значений, поскольку величина перегрева часто зависит от предыстории процессов, происходящих в установке. Поэтому мы дополняем фиг. 7.6, как это показано на фиг. 7.7. (На фиг. 7.7 используются *линейные* координаты.)

Четвертая особенность. $q\{\Delta T\}$ при пузырьковом кипении

Наблюдение. Обычно считается, что при пузырьковом кипении $q \sim \Delta T^n$, где n принимается равным от 3 до 4. Этот вид зависимости и значения показателя степени n основаны на том факте, что если данные по пузырьковому кипению построить в логарифмических координатах,



Фиг. 7.7. Построение новой кривой кипения.

динатах, провести через них наиболее подходящую прямую и определить ее наклон, то он, как правило, окажется где-то между 3 и 4, в связи с чем показатель степени n также принимается равным от 3 до 4.

Вывод. Очевидный вывод состоит в том, что величина q действительно пропорциональна ΔT в третьей или четвертой степени. Однако следует помнить, что метод размерностей, степенные законы и логарифмические координаты — это все взаимосвязанные приемы, широко используемые в старой теории теплопередачи. Таким образом, может оказаться, что значения 3 или 4 отражают в большей степени искажения, связанные с применением логарифмических координат, и в меньшей степени — реальный процесс пузырькового кипения. Другими словами, если обработка данных в старой теории состоит просто в построении их в логарифмических координатах и изменении наклона соответствующей прямой, то весьма вероятно равенство этого наклона 3 или 4, но разве это доказывает, что данные лучше всего аппроксимировать функцией вида $q \sim \Delta T^n$, где n равно 3 или 4?

Только если мы заранее принимаем, что данные лучше всего описываются функцией вида $q \sim \Delta T^n$. Но почему мы должны заранее принимать, что данные по пузырьковому кипению лучше всего описываются функцией такого вида? Какие основания, кроме априорных и ненадежных данных, предоставленных нам методом размерностей, пениными законами и логарифмическими координатами, позволяют от предполагать, что этот вид функции — наилучший?

К счастью, мы располагаем некоторыми убедительными доказательствами, позволяющими ответить на этот вопрос. Первая особенность кривой кипения состоит в том, что в действительности функция $q_{nb} \{ \Delta T \}$ не может проходить через точку ($q = 0, \Delta T = 0$), поскольку кипение *полностью* прекращается, прежде чем ΔT достигает 0. И этот реальный процесс никоим образом не соответствует процессу, описываемому функцией $q_{nb} \sim \Delta T^n$, которая должна проходить через точку ($q = 0, \Delta T = 0$). Следовательно, если мы потребуем, чтобы аналитическая функция соответствовала истинному процессу в окрестности $q = 0$, то должны будем отказаться от степенных законов старой теории теплопередачи.

Конечно, если мы введем область пузырькового кипения и затем воспользуемся некоторой аналитической функцией для описания процесса в этой области, то такая функция при экстраполяции ее за пределы данной области *может* пройти через точку ($q = 0, \Delta T = 0$). Но факт, что функция *может* пройти через точку, нельзя считать основанием для требования, что она *должна* проходить через эту точку! А проведение прямых в логарифмических координатах подразумевает наличие невольного, несостоятельного, необоснованного допущения о том, что функция $q_{nb} \{ T \}$ *должна* пройти через точку ($q = 0, \Delta T = 0$). Это необоснованное допущение следует из того факта, что *все* прямые с положительным наклоном проходят в логарифмических координатах через точку 0.

Это нетрудно установить, заметив, что уравнение (7.4) является уравнением *всех* прямых линий в логарифмических координатах, которые при всех значениях m и всех положительных значениях n проходят через точку 0.

На основании сказанного выше можно сделать заключение, что допущение о возможности описания пузырькового кипения степенным законом и аппроксимации данных по пузырьковому кипению прямыми в логарифмических координатах не имеет достаточных оснований. В действительности факт существования запретной зоны заставляет нас отказаться от уравнения (7.5) при аппроксимации данных по пузырьковому кипению и заменить его уравнением (7.6):

$$q_{nb} = m \Delta T^n + b. \quad (7.6)$$

Факт существования запретной зоны непосредственно наводит на мысль об уравнении (7.6), поскольку функция, описывающая пузырьковое кипение, в действительности не проходит через точку 0 и, следовательно, не равна нулю. В уравнении (7.6) предусмотрено, что постоянная b может быть, а может и не быть равной нулю, а также то, что n можно определить, а можно и не определять по наклону подходящей прямой в логарифмических координатах. Другими словами, уравнение (7.6) является надежной защитой от незнания; мы можем совершенно откровенно признать, что не знаем, пройдет или не пройдет наиболее подходящая из аналитических функций че-

рез точку 0 — и этот вопрос нас даже не касается, поскольку правильный ответ дадут сами данные. Так как b может иметь ненулевое значение, то уравнение (7.6) также предостерегает нас от попытки определять значение n по наклону прямых в логарифмических координатах, связанной с большой вероятностью ошибки.

Поскольку мы не можем точно определить значение n по наклону прямых в логарифмических координатах, то встает вопрос о том, как это сделать. Ответ дает обработка экспериментальных данных в линейных координатах, последующая аппроксимация их наиболее подходящей кривой и определение аналитической функции, наилучшим образом их описывающей. В действительности мы можем получить, что экспериментальные данные описываются уравнением (7.5) или (7.6) или каким-либо другим уравнением.

Меслер и Банчиро [18] рассмотрели вопрос о виде функциональной зависимости в области пузырькового кипения и отметили:

"Широко практикуется использование метода размерностей для получения корреляционных соотношений в области пузырькового кипения; однако метод размерностей в том виде, как он применяется, требует обычно, чтобы данные при постоянном давлении описывались уравнением типа (7.5). Для определения n данные строятся в координатах $\lg q - \lg \Delta T^n$ ".

Вместо того чтобы предполагать наличие степенного закона, Меслер и Банчиро не сделали никаких предварительных замечаний относительно вида функциональной зависимости и просто построили свои данные в линейных координатах. Они установили, что результаты *ни одного* из их экспериментов по пузырьковому кипению не описываются степенным законом с показателем при ΔT , равным 3 или 4. Они обнаружили, что для *всех* их данных показатель степени при ΔT по существу равен единице. А их данные включали ~600 экспериментальных значений, полученных при семи различных давлениях от 10^5 до $3,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ и для четырех различных жидкостей — ацетона, этанола, бензола и фреона-113! Они нашли, что *все* их данные хорошо аппроксимируются прямыми линиями в линейных координатах, и, таким образом, истинный показатель степени при ΔT , который наилучшим образом согласуется с экспериментальными дан-

ными, т.е. с реальным процессом пузырькового кипения, равен 1, а не 3 или 4!! Они нашли также, что эти прямые в линейных координатах, которые точно представляют результаты эксперимента, *не* проходят через точку ($q = 0$, $\Delta T = 0$), и, таким образом, их данные согласуются с фактом существования запретной зоны и наглядно показывают, что любое значение n , полученное при обработке данных в логарифмических координатах, привело бы неизбежно к ошибке, так как, согласно полученным результатам, функция, описывающая пузырьковое кипение, *не* проходит через точку 0, и поэтому пузырьковое кипение *не* описывается степенным законом.

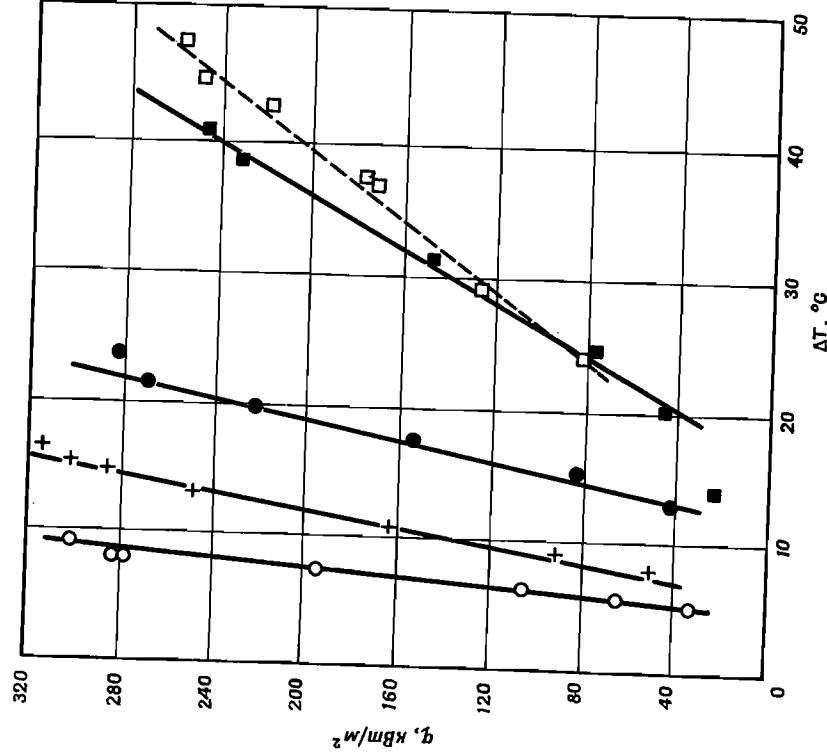
Затем чтобы выяснить, справедлив ли их необычный результат в общем случае, Меслер и Банчиро проанализировали данные Перри [19], Сичедли и Бонилла [20], а также Корти [21]. Они обнаружили, что данные этих исследователей *также* указывают на существование показателя степени при ΔT , равного 1,0, так как их результаты также аппроксимируются прямыми в линейных координатах.

Здесь, конечно, кроется какая-то загадка: данные, которые описываются прямыми в линейных координатах, также описываются прямыми и в логарифмических координатах. Первый из указанных способов приводит к показателю степени, равному 1, второй — к 3. Оба ответа *не* могут быть правильными. Сейчас мы должны решить: Какое из двух доказательств является более строгим? Наличие прямых в линейных координатах, свидетельствующее о равенстве показателя степени 1, или прямых с наклоном 3 в логарифмических координатах, свидетельствующее о равенстве показателя степени 3? Для меня ответ очевиден: если бы показатель степени был действительно равен 3, то функция в линейных координатах должна была бы изображаться кривой. Так как функция, подсказанная экспериментальными данными, не изображается кривой в линейных координатах, то это свидетельствует о том, что любая нелинейность в данных не имеет ни теоретического, ни практического значения, и мы должны принять линейный закон, основанный на экспериментальных данных, а не степенной закон, основанный на методе разностей. Таким образом, мы приходим к выводу о том, что функция, описывающая экспериментальные данные в области пузырькового кипения, имеет вид

$$q_{pb} = a(\Delta T - \Delta T_0), \quad \Delta T > \Delta T_0, \quad (7.7)$$

который очень хорошо согласуется с наличием запретной зоны, так как из него следует, что при $\Delta T < \Delta T_0$ кипение не происходит.

Чтобы показать, насколько хорошо уравнение (7.7) согласуется с опубликованными данными по пузырьковому кипению, перестроим некоторые из них в линейные координаты. В работе Розенау [9, стр. 13-18] на фиг. 12 в логарифмических координатах представлены данные Беренсона [11] по кипению. Можно заметить, что в области пузырькового кипения данные аппроксимированы прямыми линиями, наклон которых действительно равен ~ 3 или 4 , а экспериментальные точки группируются близко к линиям, хотя следует отметить, что их разброс со-



Фиг. 7.8. Данные Беренсона по пузырьковому кипению [11].

ставляет $\sim 3^\circ\text{C}$. Координаты этих точек, заимствованные из работы Беренсона [11], приведены в табл. 7.1.

Те же данные представлены в линейных координатах на фиг. 7.8. Важно напомнить, что данные, приведенные в табл. 7.1 и использованные для построения фиг. 7.8, *замаскированы* из работы Розенау [9]. На фиг. 12 у Розенау данные представлены в логарифмических координатах и наклон прямых, проведенных через точки, указанные в табл. 7.1, действительно составляет ~ 3 или 4 , но доказывает ли это, что данные из табл. 7.1 наилучшим образом описываются функцией вида $q \sim \Delta T^n$ и что n имеет значение, близкое к 3 или 4? Даже беглый взгляд на фиг. 7.8, где приведены данные из табл. 7.1 в линейных координатах, показывает, что

фактически *каждая* экспериментальная точка на фиг. 7.8 отклоняется от прямой, аппроксимирующей данные, менее чем на 1°C .

Каждый, кто проводил эксперименты по теплообмену и (или) анализировал экспериментальные данные, согласится, что точки и прямые на фиг. 7.8 не просто "удовлетворительно согласуются", а *отлично* согласуются! Такое согласие, полученное при использовании показателя степени при ΔT , равного 1, является убедительным доказательством, что данные, приведенные в табл. 7.1, указывают на существование показателя степени в области пузырькового кипения, равного не 3 или 4, а 1! И тот факт, что мы пришли к этому заключению, используя *те же самые* данные, которые в логарифмических координатах как будто бы указывают на существование показателя степени, равного 3 или 4, должен убедить даже наиболее скептически настроенных читателей в том, что в области пузырькового кипения в большом объеме имеет место существенно *линейное* соотношение между q и ΔT . Статья Меслера и Банчиро [18] наглядно показывает, что этот результат справедлив в общем случае, так как он подтверждается не только их данными, но и данными Перри [19], Сичелли и Бонилла [20], а также Корти [21]. Кроме того, из фиг. 7.8 видно, что он подтверждается данными Беренсона [11]. Короче говоря, *экспериментальные данные свидетельствуют о линейности*.

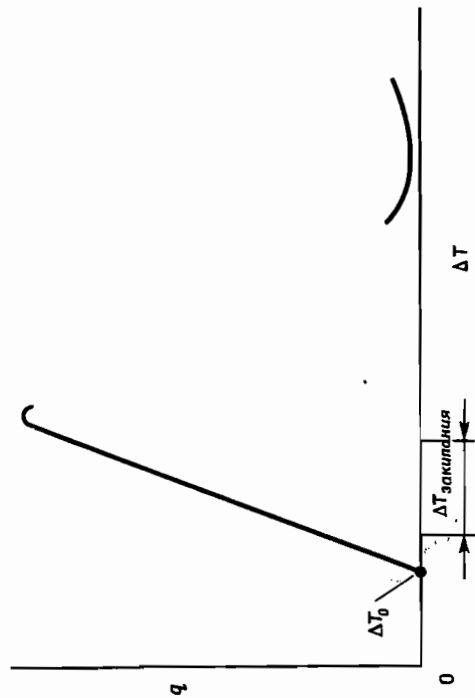
Относительно *четвертой особенности кривой кипения* мы приходим к выводу, что в процессе пузырькового кипения насыщенной жидкости в большом объеме в общем случае имеет место линейная

связь между q и ΔT и эта связь описывается уравнением (7.7), подтверждающим наличие запретной зоны, в которой кипение не происходит. Эта запретная зона определяется минимальным значением ΔT , при котором еще поддерживается кипение и которое мы обозначали как ΔT_0 . Результаты Корти и Фоста [14] убедительно доказывают, что ΔT_0 в общем меньше, чем $\Delta T_{\text{закипания}}$. Поэтому мы дополняем фиг. 7.7, как показано на фиг. 7.9. (На фиг. 7.9 используются *линейные* координаты.)

Пятая особенность. $q\{\Delta T\}$ в переходной области кипения

Наблюдение. Экспериментальные данные по кипению в переходной области хорошо аппроксимируются прямыми линиями, соединяющими в логарифмических координатах $q_{\text{макс}}$ и $q_{\text{мин}}$.

Вывод. Очевидный вывод состоит в том, что $q \sim \Delta T^n$, где $n < 0$. Таким образом, опять ожидается крутой изгиб кривой, аппроксимирующей данные в линейных координатах. Например, фиг. 12, приведенная в работе Розенау [9], содержит данные Беренсона [11] по кипению в переходной области. В этой области на фиг. 12 проведены



Фиг. 7.9. Построение новой кривой кипения.

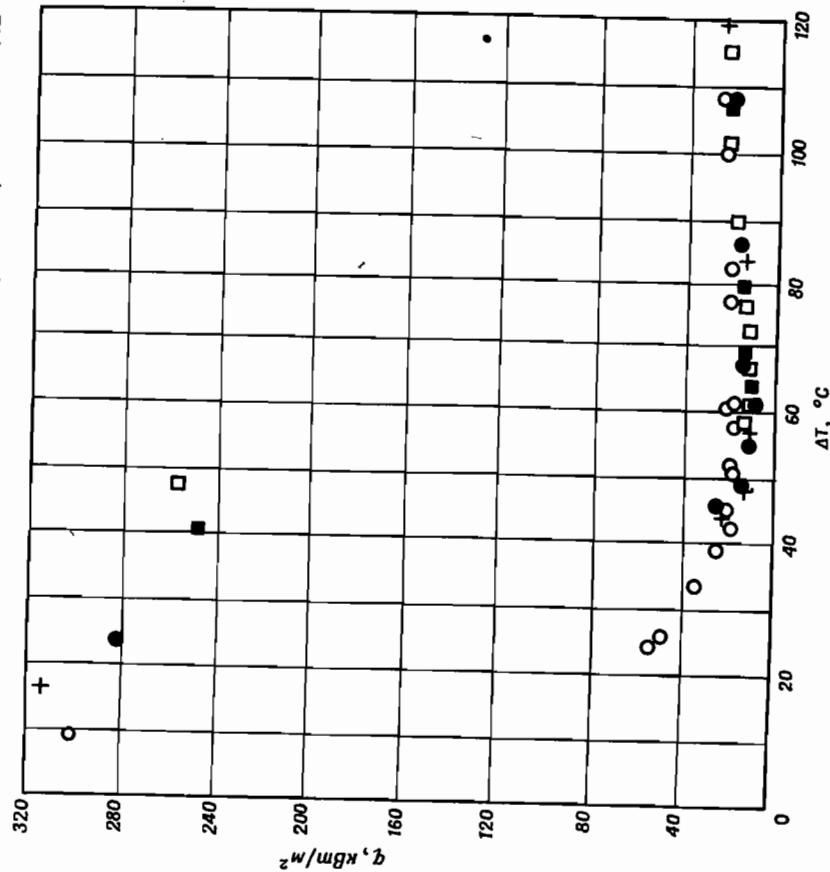
□ Опыт 2			■ Опыт 3			○ Опыт 17/22			● Опыт 31			+ Опыт 32		
q , кВт/м ²		ΔT , °C	q , кВт/м ²		ΔT , °C	q , кВт/м ²		ΔT , °C	q , кВт/м ²		ΔT , °C	q , кВт/м ²		ΔT , °C
82	23,89	22,87	13,89	33,12	5,0	42,58	12,78	50,46	7,78	127,8	28,89	45,73	20	64,97
					5,56	83,58	15,00	91,47	8,89	173,5	36,66	75,76	24,44	105,7
					6,11	154,55	17,22	164	10,55	178,2	37,22	148,2	31,11	195,5
					7,22	233,9	19,44	249,1	12,78	220,8	42,50	234	38,33	279,1
					7,78	271,2	21,11	287	14,44	250,7	44,44	247,6	40,55	283,9
					8,89	302,8	23,33	302,8	15	258,6	47,22	—	—	302,8
					—	—	—	305,4	16,11					

Таблица 7.1

Экспериментальные данные Беренсона [11] по пузырьковому кипению

прямые, соединяющие максимум и минимум q , как это было предложено Беренсоном (см. стр. 151). Наклоны прямых соответствуют показателям степени при ΔT от $-1,8$ до -14 , что, конечно, свидетельствует о явно выраженной кривизне в линейных координатах. Данные по кипению в переходной области, заимствованные у Розенау с фиг. 12, представлены в табл. 7.2. Эти же данные представлены в линейных координатах на фиг. 7.10.

Табл. 7.2 составлена таким образом, что в каждой колонке значений q на первом месте стоит $q_{\text{макс}}$, а за ним в порядке возрастания ΔT следуют данные по кипению в переходной области и пленочному кипению. При таком расположении легко увидеть, что табл. 7.2



Фиг. 7.10. Данные Беренсона по кипению в переходной области [11].

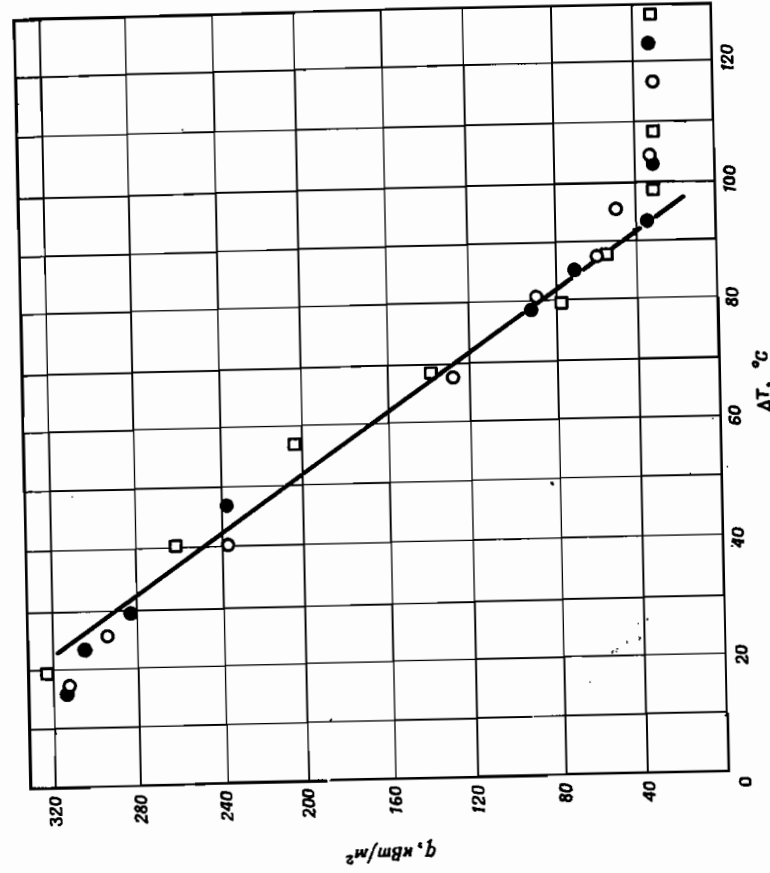
Таблица 7.2

Экспериментальные данные Беренсона [11] по кипению в переходной области

□ Опыт 2		■ Опыт 3		○ опыты 17/22		● Опыт 31		+ Опыт 32	
$\Delta T, ^\circ\text{C}$	$q, \text{кВт/м}^2$	$\Delta T, ^\circ\text{C}$	$q, \text{кВт/м}^2$	$\Delta T, ^\circ\text{C}$	$q, \text{кВт/м}^2$	$\Delta T, ^\circ\text{C}$	$q, \text{кВт/м}^2$	$\Delta T, ^\circ\text{C}$	$q, \text{кВт/м}^2$
258,6	47,22	247,6	40,6	302,8	8,89	283,9	23,33	315,4	16,11
13,25	58,33	12,62	61,1	52,7	23,89	45,55	21,76	43,88	48,33
10,72	61,11	13,24	68,88	47,3	25,55	14,51	48,88	11,98	48,33
11,2	66,66	15,3	78,88	33,1	33,33	11,67	54,99	10,72	56,66
12,14	72,22	22,4	106,1	24,3	38,89	9,46	61,11	12,62	67,22
13,25	76,1	34,7	143,3	18,3	42,22	12,62	67,22	14,19	82,77
18,77	88,88	—	—	20,2	45	16,09	85,55	24,29	118,3
22,87	100,6	—	—	18,3	50,55	21,13	107,2	—	—
24,38	114,4	—	—	18,9	51,66	30,28	—	—	—
17,35	17,35	247,6	40,6	302,8	8,89	283,9	23,33	315,4	16,11
21,13	60,55	12,62	61,1	52,7	23,89	45,55	21,76	43,88	48,33
21,13	61,11	13,24	68,88	47,3	25,55	14,51	48,88	11,98	48,33
20,34	76,66	22,4	106,1	24,3	38,89	9,46	61,11	12,62	67,22
20,82	81,66	34,7	143,3	18,3	42,22	12,62	67,22	14,19	82,77
22,87	99,99	—	—	20,2	45	16,09	85,55	24,29	118,3
25,23	107,2	—	—	18,3	50,55	21,13	107,2	—	—
29,49	125,5	—	—	18,9	51,66	30,28	—	—	—

Экспериментальные данные Беренсона [11] по кипению в переходной области

Опыт 7		Опыт 8		Опыт 9	
q , кВт/м ²	ΔT , °C	q , кВт/м ²	ΔT , °C	q , кВт/м ²	ΔT , °C
312,2	16,67	315,4	15,55	324,9	18,89
294,9	25,0	305,9	22,78	299,6	25,55
236,6	40,0	283,9	28,89	261,8	40,0
126,2	67,22	236,6	46,66	203,4	56,66
85,79	80,55	88,31	78,33	137,2	68,33
56,77	87,21	67,81	84,99	74,11	79,44
47,31	94,99	32,49	92,77	52,04	87,21
30,91	103,9	30,91	103,88	29,96	98,32
28,39	116,1	30,59	122,77	29,02	107,8
30,44	130	37,85	147,76	29,96	127,8
37,85	148,3			34,06	144,4



фиг. 7.11. Данные Беренсона по кипению в переходной области [11].

фактически не содержит данных, относящихся к переходной области. Опыт 2 не содержит данных для 99% переходной области; опыт 3 не содержит данных для всей переходной области; опыты 17/22 — для 88% переходной области; опыт 31 — для 95%; опыт 32 — для 96%. Недостаток данных в переходной области кипения незаметен в логарифмических координатах, но отчетливо проявляется в линейных координатах (фиг. 7.10).

А о чем свидетельствует эта нехватка данных? Просто о том, что вывод, утверждающий, будто данные по кипению в переходной области хорошо аппроксимируются прямыми линиями в логарифмических координатах, на самом деле не имеет оснований и является просто чудесами логарифмических координат. Конечно, этот вывод не следует из табл. 7.2, в которой фактически отсутствуют данные по кипению в переходной области. Между тем в этой таблице приведены все данные по переходному и пленочному кипению, опубликованные Беренсоном [11] для опытов 2,3, 17, 22, 31 и 32. Таким образом, мы должны отказать от результатов наблюдений Беренсона, так как они не подтверждаются результатами его измерений — результаты наблюдений *могут быть* правильными, но в табл. 7.2 отсутствуют данные, требуемые для принятия обоснованных решений относительно вида функции в области переходного кипения.

Однако нужно напомнить (стр. 151), что *некоторые* данные Беренсона в логарифмических координатах *не* лежат на прямой, соединяющей $q_{\max}$ и $q_{\min}$. Эти необычные данные, полученные лишь в отдельных опытах, приведены Беренсоном на фиг. 5. В связи с явно выраженной кривизной в логарифмических координатах через необычные данные, полученные в опытах 7 — 9, не проведено никакой линии. Эти данные приведены в табл. 7.3 и представлены в линейных координатах на фиг. 7.11.

Табл. 7.3 и фиг. 7.11 свидетельствуют, что в опытах 7 — 9 было получено много данных для переходной области; именно наличие таких данных сделало эти опыты необычными: создается впечатление, что они отличаются от большинства опытов, в которых на самом деле мало или совсем нет данных для переходной области. Результаты, не содержащие данных по кипению в переходной области, хорошо аппроксимировались прямыми в логарифмических координатах; резуль-

таты, содержащие требуемые данные, плохо аппроксимировались прямыми в переходной области в логарифмических координатах. Так как в большинстве опытов отсутствовали данные для переходной области, то был сделан вывод, что переходная область в логарифмических координатах *обычно* представляет собой прямую линию, хотя более уместно было отметить, что в опытах вообще отсутствовали необходимые данные. Данные, приведенные в табл. 7.3 и на фиг. 7.11, свидетельствуют о том, что те немногочисленные и необычные опыты, в которых получены данные для переходной области, непосредственно наводят на мысль о наличии в переходной области кипения существенно *линейной* связи между q и ΔT . (Как мы увидим в гл. 8, причина присутствия в опытах Беренсона немногочисленных данных для переходной области или полного их отсутствия заключалась в том, что конструкция его котла не отвечала требованиям тепловой устойчивости, т.е. котел находился в состоянии тепловой неустойчивости, затруднявшем получение данных для переходной области.)

Таким образом, что касается пятой особенности кривой кипения, то на основании имеющихся данных можно сделать вывод о существовании линейности функции $q\{\Delta T\}$ в переходной области, но для формулировки строгого и общего вывода требуется больше доказательств.

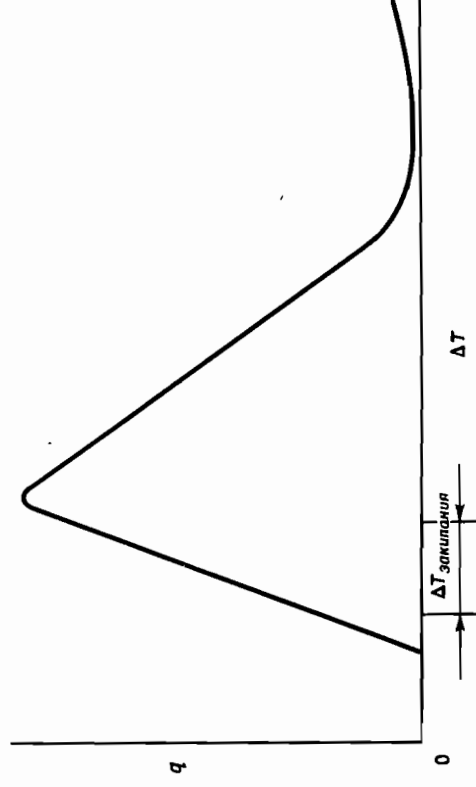
Новая кривая кипения в большом объеме

С учетом всех описанных выше особенностей кривой кипения мы получаем новую кривую, приведенную на фиг. 7.12. Следует отметить, что новая кривая кипения в большом объеме имеет мало общего с соответствующей кривой в старой теории теплопередачи.

ОБЪЯСНЕНИЕ ПРОЦЕССОВ, ПРОИСХОДЯЩИХ ПРИ КИПЕНИИ ЖИДКИХ МЕТАЛЛОВ В БОЛЬШОМ ОБЪЕМЕ

Ранее при описании процессов, происходящих в установках при кипении жидких металлов сообщалось о необычных явлениях, *сопровождающих* кипение жидких металлов в большом объеме [16, 17]. В этих работах авторы не касались *причин*, вызывавшей необычные явления.

Редко удается проанализировать шаг за шагом весь путь от известного следствия до его причины. Обычно приходится постулировать некоторую причину, а затем предсказать на основании ее следствия. Если предсказанное и наблюдаемое в действительности следствия не совпадают, то одна постулируемая причина заменяется другой, и



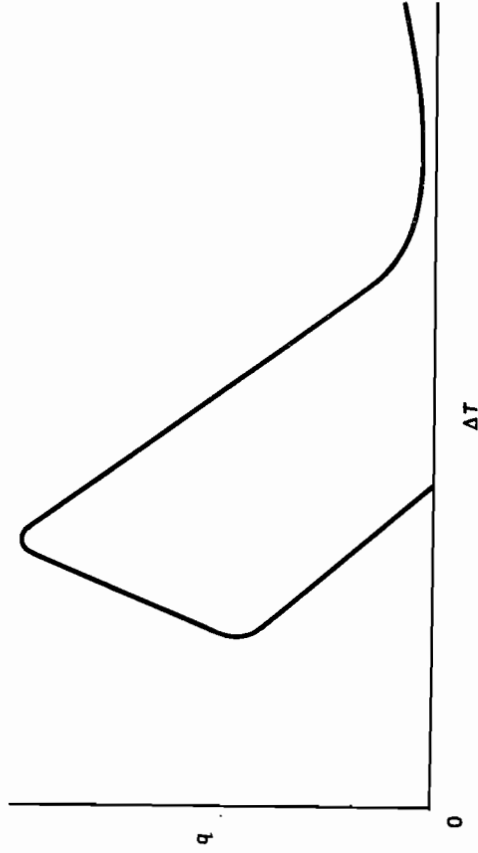
Фиг. 7.12. Новая кривая кипения в большом объеме.

так продолжается до тех пор, пока наконец не совпадут постулируемое и наблюдаемое следствия.

В этой главе мы постулируем, что причиной процессов, часто наблюдаемых в установках при кипении жидких металлов в большом объеме, является форма кривой кипения для поверхностей раздела (стенка — жидкий металл), нередко имеющая вид, показанный на фиг. 7.13. В гл. 9 будет показано, что этот тип кривой кипения приводит к возникновению в установках процессов, которые хорошо согласуются с процессами, наблюдавшимися Колвером и Балдизером [16] и независимо от них Марто и Розену [17]. В гл. 9 будет сделан вывод о том, что хорошее согласие между предсказанными и наблюдаемыми явлениями подтверждает существование для указанных поверхностей раздела кривой кипения, часто по форме напоминающей представленную на фиг. 7.13.

КИПЕНИЕ ПРИ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ В НОВОЙ ТЕОРИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

В старой теории теплопередачи котлы, в которых происходит кипение в большом объеме, рассматриваются как в большей или меньшей степени идеализированные устройства, предназначенные для



Фиг. 7.13. Вид кривой кипения, подсказанный необычными процессами, происходящими при кипении жидких металлов.

лабораторных исследований. В новой теории теплопередачи считается, что процессы, происходящие в таких котлах, очень сходны с процессами, происходящими на элементарных участках котельных установок с вынужденной конвекцией, и что котлы позволяют получить много информации о работе подобных установок.

В новой теории теплопередачи мы рассматриваем кипение при вынужденной конвекции с помощью почти тех же методов, что и кипение в большом объеме. Другими словами, мы не используем ни коэффициентов теплоотдачи, ни метода размерностей, ни степенных законов, ни логарифмических координат. При исследовании кипения в условиях вынужденной конвекции мы должны учесть еще несколько параметров системы, таких, как массовый расход, качество, длина. Мы должны также рассмотреть локальные характеристики, а не интегральные, т.е. необходимо экспериментально исследовать процессы, протекающие на элементарных участках котельных установок с вынужденной конвекцией, и определить местный тепловой поток $q \Delta T$, который можно будет затем проинтегрировать для получения характеристики в целом.

Но главная задача при исследовании кипения в условиях вынужденной конвекции по существу та же, что и при исследовании кипения в большом объеме, — графическое или аналитическое определение функции $q \Delta T$ и влияние параметров системы на эту функцию.

КОНДЕНСАЦИЯ В НОВОЙ ТЕОРИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

В новой теории теплопередачи мы исследуем конденсацию почти теми же методами, что и кипение в большом объеме. Мы не используем ни коэффициентов теплоотдачи, ни метода размерностей, ни степенных законов, ни логарифмических координат. По существу задача сводится, как и при исследовании кипения в большом объеме, к определению функции $q \Delta T$ и влияния параметров системы на эту функцию.

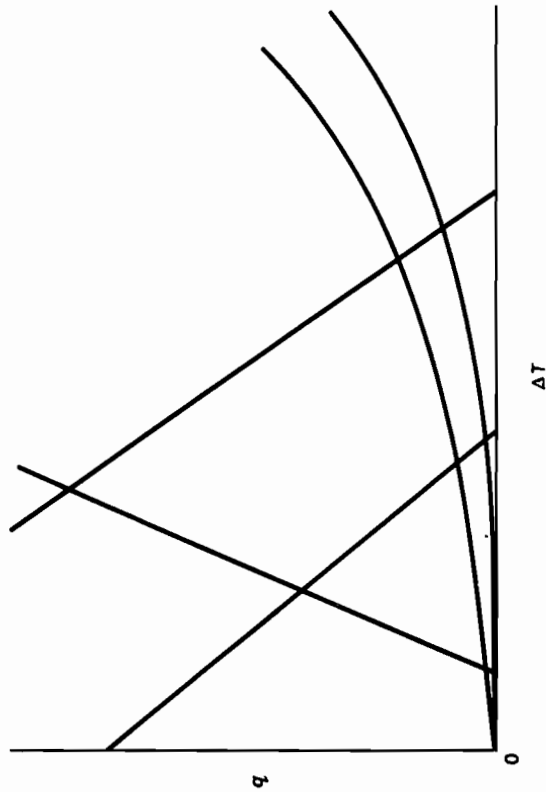
ОБЛАСТИ ТЕПЛООБМЕНА В НОВОЙ ТЕОРИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

В старой теории теплопередачи существенно нелинейные процессы обычно разделяют на ряд независимых областей и получают для каждой области более или менее линейное соотношение. Однако следует отметить, что это не единственный способ исследования существенно нелинейных процессов. Известны по крайней мере еще два других метода, являющихся столь же эффективными, как и введение узких областей:

1. Получение аналитического выражения, описывающего всю совокупность нелинейных процессов.
2. Получение графической зависимости, описывающей всю совокупность нелинейных процессов.

Метод 1 не всегда удобен из-за сложности требуемого аналитического выражения, которая зачастую затрудняет, а не облегчает понимание и усложняет проектирование и расчет теплообменных установок. Метод 2 лишен недостатков метода разбиения, приводящего к раздробленности общей картины физических явлений, и сложности аналитических выражений, требуемых обычно для описания существенно нелинейных процессов. В результате в новой теории теплопередачи метод 2 найдет широкое применение, а роль метода разбиения на области существенно уменьшится.

Одна из трудностей, возникающих при введении областей теплообмена и соответствующих им корреляционных соотношений, состоит в том, что кривую кипения, изображенную на фиг. 7.13, приходится разбивать на четыре области. Графическая иллюстрация пяти аналитических выражений, полученных при составлении для каждой из четырех областей своего выражения и добавления к ним еще области свободной конвекции с соответствующим выражением, представлена на фиг. 7.14.



Фиг. 7.14. Вариант кривой с фиг. 7.13, полученный при использовании корреляционных соотношений для отдельных областей.

На фиг. 7.14 изображена "картина", отражающая процессы, протекающие в котле. Она получена методом разбиения на области и отыскания на основе экспериментальных данных соответствующего корреляционного соотношения для каждой области. Такая "картина" передается затем проектировщику и расчетчику, чтобы они использовали ее при проектировании и расчете реального оборудования. Очевидно, что для проектирования и расчета дробная "картина", изображенная на фиг. 7.14, бесполезна в сравнении с цельной "картиной", изображенной на фиг. 7.13.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В данной главе мы применили концепции новой теории к проблеме кипения в большом объеме и обнаружили, что соответствующая кривая в старой теории имеет мало общего с действительной кривой кипения. Мы обнаружили, что различие возникает в основном вследствие применения априорного анализа, метода размерностей, степенных законов и логарифмических координат и что, отказываясь от этих концепций старой теории, мы без труда получаем результаты, которые значительно лучше согласуются с реальными процессами.

В данной главе мы рассмотрели довольно подробно кипение в большом объеме и практически не рассматривали кипение при вынужденной конвекции и конденсацию. (Этот недостаток будет восполнен в следующих томах этой книги.)

В известном смысле моя задача состояла в том, чтобы показать, что большая часть соотношений, используемых в инженерной практике в двадцатом столетии, получена методами, аналогичными тем, которые в старой теории при определении показателя степени для пусырькового кипения приводят к значению 3 или 4 даже в тех случаях, когда в соответствии с реальными данными показатель должен быть равен 1. Кроме того, я старался навести на мысль о том, что все степенные законы в старой теории теплопередачи и в старой инженерной практике должны быть пересмотрены с тем, чтобы выявить, действительно ли они отражают реальные данные или просто факт использования логарифмических координат, обращение к которым продиктовано методом размерностей и принятыми степенными законами.

В старой теории исследователи в основном стремятся ответить на вопросы:

Какой степенной закон предполагается экспериментальными данными? Какой степенной закон лучше всего соответствует экспериментальным данным? Какой вид имеет уравнение наиболее подходящей прямой, которая может быть построена в логарифмических координатах? Какое "наилучшее" значение n для заданной модели $y = mx^n$, дает анализ, проводимый с помощью метода регрессии?

В новой теории исследователь стремится ответить на совершенно иные вопросы:

Какой вид функциональной зависимости предполагается экспериментальными данными? Какой вид имеет уравнение наиболее подходящей кривой, которая может быть проведена через экспериментальные данные, построенные в линейных координатах? Какое "наилучшее" значение постоянной дает анализ, проводимый с помощью метода регрессии применительно к модели, наиболее соответствующей экспериментальным данным?

Цель приведенного в этой главе обсуждения проблемы кипения в большом объеме состояла в том, чтобы проиллюстрировать разницу между двумя типами вопросов и ответов на них и наглядно показать, как отвечают на вопросы второго типа в новой теории теплопере-

дачи и в новой технике. Цель обсуждения состояла также в том, чтобы навести на мысль о возможном несоответствии выводов, полученных на основе ответов на вопросы первого типа, с реальными фактами, что в свою очередь свидетельствует о необходимости пересмотра и переоценки всех степенных законов, используемых до сих пор в инженерной практике, для выяснения степени их соответствия действительным процессам. Мы ожидаем, что такой пересмотр и переоценка будут значить больше, чем просто упражнение, нас ожидает много сюрпризов, столь же удивительных, как и раскрытие того факта, что показатель степени при ΔT в режиме пузырькового кипения равен не трем, или четырем, а единице.

Обозначения

a	— постоянная;
D	— диаметр;
q	— ускорение силы тяжести;
h	— коэффициент теплоотдачи или энтальпия;
k	— коэффициент теплопроводности;
n	— константа;
Nu	— число Нуссельта;
p	— давление;
Pr	— число Прандтля;
Q	— тепловой поток;
q	— плотность теплового потока;
Re	— число Рейнольдса;
T	— температура;
ΔT	— перепад температур на поверхности раздела;
ΔT_0	— минимальное значение ΔT , при котором поддерживается кипение насыщенной жидкости;
μ	— коэффициент вязкости;
ρ	— плотность.

Индексы

b	— пузырь;
fg	— переход из жидкого состояния в газообразное;
l	— жидкость;
nb	— пузырьковое кипение;
v	— пар;
x	— превышение температуры относительно температуры насыщения.

Литература

1. Nukiyama J., *F. Soc. Mech. Eng. (Japan)*, **37** (206), 367 (1934).
2. Farber E.A., Scoria R.L., Heat transfer to water boiling under pressure, *Trans. ASME*, **79**, 369 (1948).
3. Kreith F., Principles of Heat Transfer, 1st ed., International, 1958.
4. Ibele W., Modern Developments in Heat Transfer, Academic, 1963.
5. Holman J.P., Heat Transfer, 3rd ed., McGraw-Hill, 1972.
6. Мак-Адамс, Теплопередача, Металлургиздат, М., 1961.
7. Kreith F., Principles of Heat Transfer, 3rd ed., Intext, 1973.
8. Rohsenow W.M., A method of correlating heat-transfer data for surface boiling of liquids, *Trans. ASME*, **74**, 969 (1952).
9. Rohsenow W.M., Harthett J.P., Handbook of Heat Transfer, McGraw-Hill, 1973.
10. Armstrong R.J., Temperature difference in nucleate boiling *Int. Jour. Ht Mass Transfer*, **9**, 1148 (1966).
11. Berenson P.J., Experiments on pool-boiling heat transfer, *Int. Jour. Ht Mass Transfer*, **5**, 985 (1962).
12. Braunlich R.H., Heat transfer to boiling liquids vacuum, thesis, MIT, 1941.
13. Kaulakis E.G., Sherman L.M., thesis, MIT, 1938.
14. Corty C., Foust A.S., Surface variables in nucleate boiling, *CEP Symposium Series*, **51**, No. 17, 1 (1955).
15. Schnurmann R., Lardge M.G.C., Enhanced heat flux in nonuniform electric fields, *Proc. R.Soc. Lond.*, **334**, 71, 1973.
16. Colver C.P., Balzhiser R.E., A study of saturated pool boiling potassium up to burnout heat fluxes, *CEP Sym. Series*, **61**, No. 59 (1965).
17. Марго Р.Дж., Розеноу У.М., Нестабильность пузырькового кипения щелочных металлов, *Труды Амер. о-ва инж.-мех.*, сер. С, *Теплопередача*, № 2, 38 (1966).
18. Mesler R.B., Bancho J.T., Effect of superatmospheric pressures on nucleate boiling of organic liquids, *AIChE Journal*, March, 102 (1958).
19. Perry C.W., thesis, John Hopkins Univ., 1940.
20. Cichelli M.T., Bonilla C.F., *Trans. AIChE*, **41**, 755 (1945).
21. Corty C., thesis, Univ. Mich., 1951.
22. Levy S., Generalized correlation of boiling heat transfer, *Trans. ASME*, **81C**, 37 (1959).

имеет вид $\langle n, a \rangle$ где последнее означает необходимое и достаточное условие устойчивости.

В этой главе мы обращаемся к несколько более сложной проблеме стационарного режима теплообменных установок и отмечаем, что для обеспечения тепловой устойчивости в этом случае требуется удовлетворение в каждой точке установки условия

$$(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{МГН}} < n (dq_{\text{отв}}/dT_i)_{\text{МГН}}, \quad (8.2)$$

где индекс мгн означает мгновенное значение. Рассматривая нестационарные, или переходные, режимы, можно доказать, что критерий (8.1) является более жестким в сравнении с критерием (8.2). Другими словами, критерий (8.2) *всегда* удовлетворяется, если удовлетворяется критерий (8.1). Поэтому можно заключить, что критерий (8.1) является необходимым и достаточным. Другими словами, если выполняется критерий (8.1), то одновременно выполняется и критерий (8.2), и так как эти два критерия являются *всеми* необходимыми критериями, то отсюда следует, что установка будет работать в режиме тепловой устойчивости, если удовлетворяется критерий (8.1).

В связи с тем, что критерий (8.1) является необходимым и достаточным, мы можем строго оценивать тепловую устойчивость реальных установок, рассматривая их только в стационарном режиме и игнорируя переходные режимы. Таким образом, мы можем строго оценивать тепловую устойчивость реальных установок, оперируя лишь функциями $q_{\text{стац}}\{T, t\}$.

Доказательство того, что критерий (8.1) является необходимым и достаточным, составляет теоретическую часть этой главы. Затем мы применим критерий (8.1) к задачам проектирования и расчета реального оборудования.

ДВА ТИПА УСТОЙЧИВОСТИ

В гл. 4 мы вывели критерий тепловой устойчивости, основываясь исключительно на стационарных характеристиках установок. Фактически полученный критерий описывает "стационарную устойчивость" установок. Однако в связи с тем, что мы пренебрегли характеристиками установок в переходных режимах, мы не можем заключить, что удовлетворение стационарного критерия во всех случаях гарантирует

ГЛАВА 8. ТЕПЛОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ

ВВЕДЕНИЕ

В гл. 4 мы обратились к проблеме устойчивости процесса теплопередачи, так называемой "тепловой устойчивости", и описали ее в элементарной форме. Мы рассмотрели только стационарные режимы теплообменной установки и показали, что она будет находиться в состоянии тепловой устойчивости, если в каждой ее точке удовлетворяется условие

$$(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}} < n (dq_{\text{отв}}/dT_i)_{\text{стац}} \quad (8.1)$$

В условии (8.1) индекс i относится к произвольной точке внутри установки, индекс стац — к стационарному состоянию, символ $\langle n \rangle$ означает, что выполнение критерия (8.1) *необходимо* для устойчивости процесса.

В гл. 4 мы показали, что критерий (8.1) является необходимым условием тепловой устойчивости, но не показали, что он является достаточным. Достаточным условием тепловой устойчивости будет удовлетворение *всех* необходимых критериев. Таким образом, если бы критерий (8.1) был единственным необходимым критерием тепловой устойчивости, то одновременно он был бы необходимым и достаточным. С другой стороны, если также должен удовлетворяться другой критерий, отличный от критерия (8.1), то последний будет необходимым, но недостаточным для обеспечения тепловой устойчивости. Так как в гл. 4 мы не исследовали нестационарные режимы установок, то мы должны предположить о существовании нестационарного критерия устойчивости, который возможно ограничивает область применения стационарного критерия (8.1). Следовательно, мы вынуждены заключить, что критерий (8.1) является необходимым, но, весьма вероятно, недостаточным для обеспечения тепловой устойчивости. По этой причине знак неравенства в критерии (8.1)

устойчивость, т.е. нельзя сделать вывод, что условия стационарной устойчивости эквивалентны условиям общей устойчивости. Возможно, условия "нестационарной устойчивости" установок не описываются критерием (8.1) и получить критерий для переходного режима труднее, чем для стационарного. Другими словами, существует вероятность того, что установка, устойчивая в стационарном режиме, неустойчива в переходном. В этом случае, несмотря на устойчивость в стационарном режиме, мы заключаем, что установка не является полностью устойчивой. Таким образом, для общей устойчивости требуется устойчивость и в стационарном и в переходном режимах.

Отвлекаясь на время от темы, можно напомнить для тех, кто знаком с гидродинамической неустойчивостью, что течение часто бывает устойчивым в стационарном режиме и неустойчивым в переходном. В условиях стационарной устойчивости установка работает в режиме, близком к стационарному, в то время как в условиях нестационарной неустойчивости режим работы установки колеблется относительно стационарного состояния. В гидродинамических системах нестационарная неустойчивость вызывается сжимаемостью, проявляющейся в определенных участках системы. Нестационарная неустойчивость может быть ослаблена устранением сжимаемости, что исключает в свою очередь колебательный режим. Однако колебания могут быть также результатом стационарной неустойчивости и в этом случае устранение сжимаемости не исключает колебаний.

Стационарная устойчивость означает, что в установке через достаточный промежуток времени возникает сила, противостоящая возмущениям и стремящаяся вернуть систему к невозмущенному состоянию. Нестационарная, или мгновенная, устойчивость означает, что в установке *мгновенно* возникает сила, противостоящая возмущениям. В реальных системах возможно наличие одного из двух типов устойчивости или обоих сразу, а также отсутствие устойчивости вообще. Когда мы говорим, что система "устойчива", то подразумеваем существование обоих типов устойчивости, стационарной и нестационарной, т.е. в этом случае установка противостоит возмущениям как непосредственно после их воздействия, так и по истечении некоторого времени.

Отсюда мы заключаем, что достаточным условием тепловой устойчивости является удовлетворение критериев (8.1) и (8.2), означающих,

что установка противостоит возмущениям как непосредственно после их воздействия, так и по истечении некоторого времени.

ДВА ТИПА ПРОИЗВОДНЫХ

Для анализа устойчивости удобно ввести два типа производных — "стационарные производные" и "мгновенные производные", которые мы определяем следующим образом:

$$(dy/dx)_{\text{стац}} = dy_{\text{стац}}/dx_{\text{стац}} = \Delta y_{\text{стац}}/\Delta x_{\text{стац}} \quad \text{при } \Delta \rightarrow 0, \quad (8.3)$$

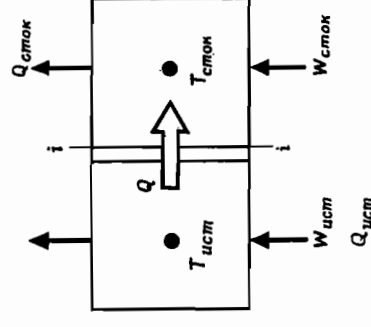
$$(dy/dx)_{\text{мгн}} = dy_{\text{мгн}}/dx_{\text{мгн}} = \Delta y_{\text{мгн}}/\Delta x_{\text{мгн}} \quad \text{при } \Delta \rightarrow 0. \quad (8.4)$$

Введение этих производных оказывается полезным в связи с тем, что они позволяют строго оценить устойчивость реальной установки, не рассматривая при этом t вообще. Например, в реальных тепловых системах, в областях, аккумулирующих тепло, нам приходится иметь дело с функцией $T(q, t)$, а не с простой функцией $T(q)$. Фактически производные (8.3) и (8.4) позволяют нам вместо исследования функции $T(q, t)$ в общем случае исследовать функцию $T(q)$ при $t = 0$ и $t = \infty$. Это можно увидеть также, если определить производные (8.3) и (8.4) следующим образом:

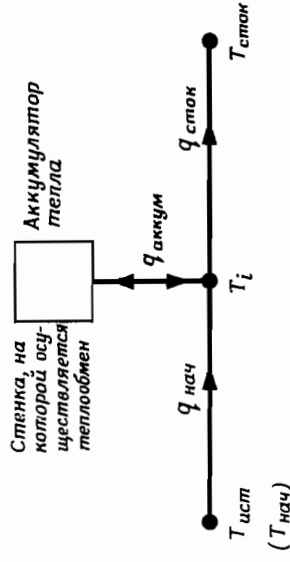
$$(dy/dx)_{\text{стац}} = \Delta y/\Delta x \quad \text{при } \Delta \rightarrow 0, \quad t \rightarrow \infty,$$

$$(dy/dx)_{\text{мгн}} = \Delta y/\Delta x \quad \text{при } \Delta \rightarrow 0, \quad t \rightarrow 0.$$

Применительно к тепловым системам разницу между этими двумя типами производных можно выявить путем рассмотрения системы, изображенной на фиг. 8.1 и 8.2. Из фиг. 8.2 видно, что для любого



Фиг. 8.1. Простая система с течением тепла (элементарный участок).



Фиг. 8.2. Схема тепловых потоков для системы, представленной на фиг. 8.1.

момента времени t справедливо равенство

$$q_{\text{сток}} = q_{\text{нач}} - q_{\text{аккумулятор}} \quad (8.5)$$

Поэтому для $t = 0$ можно записать

$$(dq_{\text{сток}}/dT_i)_{\text{мгн}} = (dq_{\text{нач}}/dT_i)_{\text{мгн}} - (dq_{\text{аккумулятор}}/dT_i)_{\text{мгн}} \quad (8.6)$$

Из фиг. 8.2 также следует, что $q_{\text{нач}}$ определяется исключительно температурой T_i , т.е. переходный процесс в области, аккумулирующей тепло, не влияет на величину $q_{\text{нач}}$ $\{T_i\}$. Следовательно,

$$(dq_{\text{нач}}/dT_i)_{\text{мгн}} = (dq_{\text{нач}}/dT_i)_{\text{стац}} \quad (8.7)$$

Поскольку в стационарном состоянии $q_{\text{аккумулятор}} = 0$, то

$$(dq_{\text{сток}}/dT_i)_{\text{стац}} = (dq_{\text{нач}}/dT_i)_{\text{стац}} \quad (8.8)$$

Путем совместного рассмотрения уравнений (8.6) – (8.8) получаем

$$(dq_{\text{сток}}/dT_i)_{\text{мгн}} = (dq_{\text{сток}}/dT_i)_{\text{стац}} - (dq_{\text{аккумулятор}}/dT_i)_{\text{мгн}} \quad (8.9)$$

Уравнение (8.9) иллюстрирует разницу между стационарной и мгновенной производными в тепловых системах. Поскольку теплоемкость всех известных материалов положительна, то в случае, когда начальное значение $q_{\text{аккумулятор}} = 0$, можно записать

$$(dq_{\text{аккумулятор}}/dT_i)_{\text{мгн}} > 0. \quad (8.10)$$

Совместное рассмотрение уравнений (8.9) и (8.10) в случае равенства нулю начального значения $q_{\text{аккумулятор}}$ приводит к важному результату

$$(dq_{\text{сток}}/dT_i)_{\text{мгн}} < (dq_{\text{сток}}/dT_i)_{\text{стац}} \quad (8.11)$$

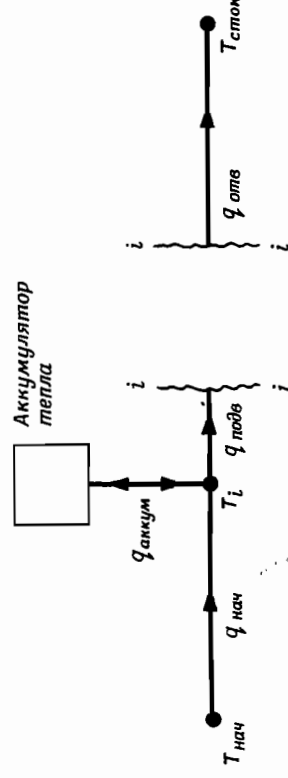
Соотношение (8.11) позволяет нам доказать, что удовлетворение критерия (8.1) является необходимым и достаточным условием тепловой устойчивости. (На фиг. 8.2 аккумулятор тепла расположен вне основной линии, поскольку это наиболее неблагоприятный случай для нестационарной тепловой устойчивости. Если аккумулятор тепла расположен на основной линии, то $(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{мгн}} = -\infty$.)

НЕОБХОДИМЫЙ И ДОСТАТОЧНЫЙ КРИТЕРИЙ ТЕПЛОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

Оба критерия (8.1) и (8.2) являются необходимыми условиями тепловой устойчивости. Более того, поскольку ими ограничиваются все необходимые условия, то, вероятно, можно заключить, что удовлетворение критерия (8.1) и (8.2) является необходимым и достаточным условием тепловой устойчивости.

Однако, прежде чем сделать вывод, что в общем случае мы должны рассматривать оба критерия, следует выяснить, не является ли один из них всегда более жестким в сравнении с другим. Если да, то можно выбрать более жесткий критерий и утверждать, что этот единственный критерий является и необходимым, и достаточным условием тепловой устойчивости.

Для этого разомкнем систему, изображенную на фиг. 8.1 и 8.2, в некоторой точке, лежащей ниже по потоку от T_i (фиг. 8.3). Сече-



Фиг. 8.3. Разомкнутая схема тепловых потоков для системы, представленной на фиг. 8.1.

ние i расположено очень близко к точке i , и это позволяет утверждать, что

$$T_{\text{сечен}} i = T_i. \quad (8.12)$$

Вследствие отсутствия аккумуляторов тепла между сечениями с температурами T_i и $T_{\text{сток}}$

$$(dq_{\text{отв}}/dT_i)_{\text{мгн}} = (dq_{\text{отв}}/dT_i)_{\text{стац}}. \quad (8.13)$$

На основании (8.11) можно записать

$$(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{мгн}} < (dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}}. \quad (8.14)$$

Рассматривая критерий (8.1) совместно с уравнениями (8.13) и (8.14), получаем

$$\begin{aligned} (dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{мгн}} &< (dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}} < n (dq_{\text{отв}}/dT_i)_{\text{стац}} = \\ &= (dq_{\text{отв}}/dT_i)_{\text{мгн}}. \end{aligned} \quad (8.15)$$

Из выражения (8.15) следует, что критерий (8.2) выполняется *всегда*, если выполняется критерий (8.1). Поэтому критерий (8.1) является необходимым и достаточным условием тепловой устойчивости, так что можно записать

$$(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}} < n_s (dq_{\text{отв}}/dT_i)_{\text{стац}}, \quad (8.16)$$

где символ $< n_s$ указывает на то, что критерий (8.16) является одновременно *необходимым* и *достаточным*. Таким образом, мы получили удачный результат, а именно: тепловая устойчивость реального оборудования может быть строго оценена исключительно на основании простых функций вида $q_{\text{стац}} \{T_{\text{стац}}\}$.

Интересно отметить, что при рассмотрении гидродинамической устойчивости получается противоположный результат. В гидродинамике стационарный критерий является более жестким по сравнению со стационарным, и, следовательно, в *новой гидродинамике*, нельзя строго сформулировать условия гидродинамической устойчивости опираясь только на простую функцию $W_{\text{стац}} \{P_{\text{стац}}\}$.

Прежде чем закончить рассмотрение теории тепловой устойчивости, следует отметить, что для искусственного поддержания тепловой устойчивости, можно применять регуляторы. При использовании

регулятора с пренебрежимо малым временем запаздывания, т.е. если последнее мало по сравнению с постоянной времени аккумулятора тепла, то критерий (8.16) строго применим к регулируемой системе. Если же время запаздывания регулятора не пренебрежимо мало, то критерий (8.16) *не* является необходимым и достаточным. Рассмотрение систем с регуляторами, времена запаздывания которых имеют конечное значение, выходит за рамки данной работы. Однако при решении практических задач следует иметь в виду, что стационарная устойчивость может быть искусственно создана с помощью регуляторов, время запаздывания которых пренебрежимо мало.

ПРИМЕНЕНИЕ ОБЩЕГО КРИТЕРИЯ ТЕПЛОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И РАСЧЕТЕ РЕАЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Критерий (8.16) представляет собой общий критерий тепловой устойчивости, т.е. он является как необходимым, так и достаточным условием, которое должно удовлетворяться, чтобы теплообменные установки оказывали сопротивление тепловым возмущениям как непосредственно после их воздействия, так по истечении некоторого времени. Поскольку в критерий (8.16) входят только стационарные производные, тепловая устойчивость реальной установки может быть строго определена без учета нестационарных параметров, т.е. при оценке тепловой устойчивости мы можем пренебречь тепловой инерцией и теплоемкостью.

В "жестких" системах аккумуляторы тепла отсутствуют, в то время как в "нежестких" имеются аккумуляторы конечной емкости. Все реальные системы являются нежесткими. В рамках данного подхода из критерия (8.16) следует, что условия тепловой устойчивости для жестких систем те же, что и для нежестких. Поэтому мы можем рассматривать реальные системы, как если бы они были жесткими, и тем не менее получать результаты, строго характеризующие их тепловую устойчивость.

Условия гидродинамической устойчивости для жестких систем не обязательно те же, что и для нежестких. Таким образом, при рассмотрении гидродинамической устойчивости реальных систем следует считать их нежесткими, что существенно усложняет задачу. Кроме того, при рассмотрении течений реальной жидкостью необходимо принимать во внимание инерционные эффекты, которые отсутствуют при "течении" "тепла". (В новой теории теплопередачи подход и анализ основаны на представлениях о "течении" "тепла", причем это в боль-

шей или меньшей степени неосознаемое "тепло" не обладает массой, отчего при "течении" "тепла" отсутствуют инерционные эффекты.)

Критерий (8.16) используется при решении теоретических и практических задач. Для теоретической оценки тепловой устойчивости реальных установок он используется следующим образом:

1. Составляется схема тепловых потоков в реальной установке без учета аккумуляторов тепла.
2. В каждой точке (поверхности раздела), где $(dq_{\text{отв}}/dT_i)_{\text{стац}} < 0$, схема тепловых потоков размывается.
3. Аналитически или графически определяются функции $q_{\text{подв}} \{T_i\}_{\text{стац}}$ и $q_{\text{отв}} \{T_i\}_{\text{стац}}$.

4. Аналитически или графически определяются производные $(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}}$ и $(dq_{\text{отв}}/dT_i)_{\text{стац}}$.

5. Проверяется, удовлетворяет ли система критерию (8.16). Если последний удовлетворяется, то в рассматриваемой точке установкой, работающей в потенциально стационарном режиме, обеспечиваются условия тепловой устойчивости. В противном случае в рассматриваемой точке условие тепловой устойчивости не выполняется. (В гл. 9 мы рассмотрим режим работы установок в отсутствие тепловой устойчивости.)

На практике в большинстве случаев при выполнении перечисленных выше операций основное затруднение связано с определением производной $(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}}$. Эта производная позволяет установить:

Как изменился бы стационарный поток тепла в точке i в ответ на изменение температуры T_i , если бы последнюю можно было изменять независимо, в предположении, что установка работает без вмешательства оператора?

Причина, по которой этот момент является иногда сложным, заключается в том, что требуется иметь четкое представление о режиме работы установки в целом, т.е. необходимо обладать знаниями не только о тепловых, но также и о других процессах, происходящих в ней, и об их влиянии на процесс переноса тепла.

Например, если в установке имеются электрические, ядерные, химические или какие-либо другие источники тепла, то необходимо обладать достаточными знаниями о процессах, протекающих в них, чтобы суметь определить, как температура T_i влияет на эти процес-

сы и как они в свою очередь влияют на поток тепла в точке с температурой T_i . До тех пор пока мы не сможем сделать это, мы будем не в состоянии вычислить производную $(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}}$ и оценить тепловую устойчивость установок.

Рассмотрим, например, кипение в котле. Нагревательный элемент котла представляет собой "сопротивление", нагреваемое электрическим током. T_i влияет на температуру нагревательного элемента, а следовательно, на величину его электрического сопротивления, и количество тепла, выделяющегося в нем, что в свою очередь влияет на величину $q_{\text{подв}}$ и в значительной степени определяет значение $(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}}$.

В случае когда температурный коэффициент сопротивления положителен, а электрической мощности достаточно для поддержания постоянной разности напряжений по толщине нагревательного элемента, увеличение T_i приводит, очевидно, к увеличению электрического сопротивления. Такое увеличение сопротивления повлечет за собой уменьшение количества тепла, выделяющегося на поверхности нагрева, так как

$$Q_{\text{электр}} = V^2 / R_{\text{электр}}, \quad (8.17)$$

$$V = \text{const.} \quad (8.18)$$

В конечном счете увеличение T_i приводит к уменьшению Q , а это в свою очередь равносильно утверждению, что

$$(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}} < 0. \quad (8.19)$$

При использовании источника энергии постоянного тока мы получили бы противоположный результат:

$$(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}} > 0. \quad (8.20)$$

Если бы в источник энергии входила регулирующая система, обеспечивающая постоянство $V_{\text{электр}}$, т.е. постоянную мощность, то мы получили бы

$$(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}} = 0. \quad (8.21)$$

На основании анализа, с помощью которого получены соотношения (8.19) — (8.21), приходим к выводу, что оптимальные условия для тепловой устойчивости рассматриваемого котла, в случае когда источник энергии обеспечивает постоянную разность напряжений, могут быть обеспечены за счет выбора материала для нагревательного

элемента, обладающего большим положительным температурным коэффициентом сопротивления. Оптимальные условия для тепловой устойчивости обеспечивает также источник энергии, в котором

$$dQ_{\text{электр}}/dT_i < 0. \quad (8.22)$$

Этого можно достичь с помощью термостатического регулятора источника энергии с датчиком, расположенным в нагревательном элементе, желательна вблизи поверхности кипения.

Возможность создания котла с электрическим обогревом, устойчиво работающего во всех режимах, соответствующих всем точкам кривой кипения, была впервые отмечена автором книги в работе [1].

"Более важным результатом вывода критерия тепловой устойчивости является осознание того факта, что конструктор может улучшить устойчивость оборудования в широких пределах с помощью простых методов проектирования. Например, раньше считалось, что при электрическом обогреве котла ... невозможна охватить непрерывную область температур (вблизи максимума кривой кипения). (Из критерия (8.16) следует, что это не так, и что можно полностью избежать разрыва температуры, выбирая материал с достаточно большим положительным температурным коэффициентом сопротивления... Для улучшения устойчивости (ядерных) реакторов и других типов теплообменных установок можно использовать ряд других столь же простых методов".

Насколько мне известно, Петерсон и Залук [2] первыми на практике использовали мои предложения. Они построили котел, применив для электронагревательного элемента проволоку, и действительно обнаружили, как я и предполагал, что

"При использовании новой системы не могло произойти прогорания, так как работа вблизи максимума кривой является надежной и устойчивой".

Таким образом, в 1964 г. с помощью новой теории теплопередачи была выявлена возможность создания котла с электрическим нагревательным элементом, в котором не происходит прогорания. (В то же время в старой теории теплопередачи считалось, что создание такого котла невозможно, так как прогорание в нем неизбежно.) Котел, спроектированный и построенный в 1971 г. Петерсоном и Залуком, подтвердил экспериментально, что выводы автора (1964 г.) как качественные, так и количественные, справедливы.

ТЕПЛОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ. СТАРЫЙ МЕТОД

В гл. 4 было отмечено, что в старой теории тепловая устойчивость рассматривается более или менее интуитивно, что приводит в значительной степени к неправильным результатам и выводам. Если читатель обратится к современной литературе по теплопередаче и изучит дискуссии по поводу максимума кривой кипения и кипения в переходной области, то заметит, что интуитивные рассуждения в старой теории основаны на неточном предположении о равенстве производной $(dq_{\text{подв}}/dT_i)$ стада либо нулю, либо бесконечности. Это приводит к ошибочному выводу, будто конструктор почти не может повлиять на тепловую устойчивость оборудования и будто он должен принять нулевое или бесконечное значение в зависимости от того, является ли источник тепла в установке тепловым, при котором производная равна бесконечности, или электрическим и ядерным, при которых производная равна нулю.

Осознание того факта, что конструктор в состоянии оказывать влияние на тепловую устойчивость реального оборудования, должно привести к появлению нового поколения теплообменных аппаратов, которые будут обладать характеристиками, считающимися фактически невозможными в рамках старой теории теплопередачи. Например, как я предлагал в 1964 г., можно спроектировать ядерный реактор с охлаждением активной зоны водой под давлением, для которого не существует проблемы "прогорания" тепловыделяющего элемента и нет необходимости в системе защиты реактора. В старой теории теплопередачи это показалось бы невозможным, и никаких шагов в этом направлении не предпринималось.

Аналогично, интуитивные рассуждения в старой теории приводят к выводу о том, что тепловая устойчивость в котле может быть обеспечена применением теплового источника энергии, такого, как конденсирующийся пар или движущийся поток жидкости. В литературе по старой теплопередаче содержатся утверждения типа:

"Применяя в качестве источника тепла пар, конденсирующийся на одной стороне стенки, можно добиться устойчивых условий работы, соответствующих каждой точке кривой кипения в большом объеме".

С позиций новой теории теплопередачи такие утверждения просто неверны, и я показал это аналитически в своей статье, опубликованной в журнале "Nuclear Engineering and Design".

ванной в 1964 г. С тех пор рядом исследователей были опубликованы экспериментальные доказательства того, что утверждения такого рода неверны, и, таким образом, анализ, проведенный мною в 1964 г., правилен и качественно, и количественно.

В старой теории анализ тепловой устойчивости основывается фактически на рассмотрении части установки, расположенной ниже по потоку от поверхности кипения. При таком подходе, температура на поверхности кипения предполагается постоянной, если в установке используется тепловой источник энергии, и не учитывается, что между источником тепла и поверхностью раздела должна существовать разность температур, обеспечивающая перенос тепла к поверхности раздела, равно как и то, что этот перенос тепла связан с указанной разностью температур, и следовательно, величина $(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}}$ — конечна.

Аналогично, в старой теории процессы, происходящие в установках с электрическими и ядерными источниками тепла, рассматриваются независимо от процесса теплопередачи, тогда как в действительности все процессы взаимосвязаны и влияют друг на друга, что представляет конструктору мощные средства улучшения тепловой устойчивости таких установок.

В старой теории кипение в переходной области рассматривается как неустойчивый процесс. В новой теории таких понятий, как неустойчивые процессы, не существует — есть определенный режим работы установки, который может быть, а может и не быть устойчивым. При соответствующем проектировании установки любой процесс можно превратить в устойчивый. Таким образом, устойчивость или неустойчивость установки зависит от качества проектирования, т.е. от умения конструктора, а не predetermined заранее.

ПРИМЕНЕНИЕ ОБЩЕГО КРИТЕРИЯ ТЕПЛОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

Пример 1. Котел с тепловым источником энергии Формулировка задачи

У фирмы "Маршал эквипмент" закуплен котел для исследования кипения жидкости Y . Известно, что кривая кипения для жидкости Y аналогична изображенной на фиг. 7.12 и что

$$-5,4 < (dq_{\text{отв}}/dT_i)_{Y, bi} < 56,8 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}), \quad (8.23)$$

когда жидкость Y кипит на такой же поверхности, как и у котла, поставленного фирмой. Необходимо выяснить, может ли рассматриваемый котел устойчиво работать во всех режимах кривой кипения.

Описание установки

1. Котел фирмы "Маршалл" аналогичен изображенному на фиг. 7.2.
2. Источником тепла для котла служит паропровод, связанный с резервуаром для пара, который установлен непосредственно под нагревательным элементом котла и является частью котельной установки.
3. Тепловой поток на поверхности нагревательного элемента со стороны пара описывается уравнением

$$q_{si} = 9,656 \Delta T_{si} = 9,656 (T_{sc} - T_{si}), \quad (8.24)$$

где sc относится к паровому объему, а si — к поверхности нагревательного элемента со стороны пара.

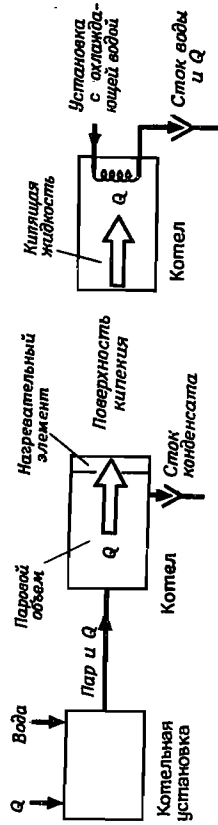
4. Температура пара в паровом объеме не зависит от теплового потока на поверхности нагревательного элемента котла. (Отметим, что это упрощение является удобным для иллюстрации метода, но оно не обязательно выполняется в действительности. Без этого упрощения нам пришлось бы учитывать влияние переменной температуры T_{sc} на $(dq_{\text{подв}}/dT_i)_{\text{стац}}$. Благодаря этому допущению можно не рассматривать часть установки, которая расположена выше по потоку от парового объема, и начать анализ прямо с него.)
5. Фирма "Маршалл" производит котлы в комплекте с тремя взаимозаменяемыми нагревательными элементами, изготовленными из одного и того же материала различной толщины. При сборке котла можно поставить любой из трех нагревательных элементов.

6. В котле имеется регулировочный клапан, и поэтому температура кипящей жидкости не зависит от подводимого теплового потока.

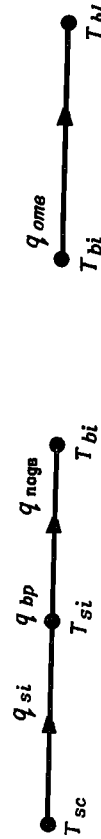
Анализ

На фиг. 8.4 приведена схема рассматриваемой системы, разомкнутая вдоль поверхности кипения.

Условия, указанные в п. 4 и 6, упрощают анализ, так как из них следует, что режим работы котла не зависит от процессов, протекаю-



Фиг. 8.4. Разомкнутая система, рассматриваемая в примере 1.



Фиг. 8.5. Схема тепловых потоков в стационарном состоянии (пример 1).

щих на участках установки, расположенных выше по потоку от парового объема и ниже по потоку от кипящей жидкости. Поэтому при анализе можно ограничиться рассмотрением участка, расположенного между паровым объемом и кипящей жидкостью. Схема тепловых потоков для этой области приведена на фиг. 8.5.

Из фиг. 8.4 можно видеть, что теплообмен между паровым объемом и поверхностью кипения зависит от тепловых потоков на поверхности si и через нагревательный элемент котла. Тепловой поток на поверхности si описывается уравнением (8.24). Уравнения, описывающие тепловой поток для каждого нагревательного элемента, имеют следующий вид:

$$q_{br1} = 2,84 \Delta T_{br1} = 2,84 (T_{si} - T_{bi})_{br1}, \quad (8.25)$$

$$q_{br2} = 8,52 \Delta T_{br2} = 8,52 (T_{si} - T_{bi})_{br2}, \quad (8.26)$$

$$q_{br3} = 17,04 \Delta T_{br3} = 17,04 (T_{si} - T_{bi})_{br3}. \quad (8.27)$$

Применяя метод новой теплопередачи для оценки тепловой устойчивости котла с нагревательным элементом $br1$, отметим, что

$$q_{si} = q_{br1} = q_{подв}, \quad (8.28)$$

$$9,656 (T_{sc} - T_{si}) = 2,84 (T_{si} - T_{bi}) = q_{подв}, \quad (8.29)$$

$$T_{si} = (9,656 T_{sc} + 2,84 T_{bi}) / 124,96 = 0,773 T_{sc} + 0,227 T_{bi}. \quad (8.30)$$

Решая (8.29) и (8.30) совместно, получим

$$q_{подв} = 2,84 (0,773 T_{sc} + 0,227 T_{bi} - T_{bi}), \quad (8.31)$$

$$dq_{подв}/dT_{bi} = 2,84 (-0,773) = -2,198 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}). \quad (8.32)$$

Повторяя те же самые операции для поверхности $br2$, получим

$$dq_{подв}/dT_{bi} = -4,526 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}), \quad (8.33)$$

а для поверхности $br3$ —

$$dq_{подв}/dT_{bi} = -6,162 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}). \quad (8.34)$$

Используя уравнения (8.23), (8.32) — (8.34) для определения устойчивости на основании критерия (8.16), выясняем, что последний удовлетворяется во всех точках кривой кипения жидкости Y только при использовании нагревательного элемента 3.

Вывод

Котел фирмы "Маршалл" может устойчиво работать во всех режимах кривой кипения в большом объеме для жидкости Y только при установке на нем нагревательного элемента 3.

Пример 2. Котел с электрическим источником тепла

Формулировка задачи

Требуется котел для работы при величине теплового потока $630 \text{ кВт}/\text{м}^2$. В этом расчетном режиме процесс теплообмена на поверхности кипения таков, что

$$(dq_{bi}/dT_{bi}) = -1,704 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}). \quad (8.35)$$

Фирма "Маршалл эквипмент" рекомендует модель E , в которой источником тепла служит электрическое сопротивление, размещенное внутри нагревательного элемента. Требуется определить, сможет ли котел устойчиво работать при заданных условиях.

Описание установки

1. Электрический источник энергии поддерживает постоянную разность напряжений по толщине нагревательного элемента не-

зависимо от величины тока, т.е. независимо от потребляемой мощности, или от теплового потока через котел.

2. Температурный коэффициент электрического сопротивления

ε поверхности нагрева для модели E равен $0,0072 \text{ град}^{-1}$.

3. В конструкции модели E нагревательный элемент имеет очень малую толщину и изготовлен из материала с большим коэффициентом теплопроводности. Тепловой поток через эту поверхность достаточно точно описывается выражением

$$q_{bp} = \infty \Delta T_{bp} \quad (8.36)$$

(Следует отметить, что данное допущение является упрощением, удобным для иллюстрации метода, однако задача может быть легко решена и без этого упрощения. В данном случае уравнение (8.36) является не только удобным, но и достаточно точным в том смысле, что окончательный результат мало изменился бы, если бы мы воспользовались более строгим уравнением.)

Анализ

Используя метод новой теории теплопередачи отметим, что

$$(dq/dT_{bp}) = (dq/dR_{bp}) (dR_{bp}/dT_{bp}). \quad (8.37)$$

Так как источник энергии обеспечивает постоянную разность напряжений, то можно записать

$$q = q_{dc} (R_{dc}/R), \quad (8.38)$$

$$dq/dR = q_{dc} R_{dc}/(-R^2), \quad (8.39)$$

где R_{dc} — электрическое сопротивление нагревательного элемента, а q_{dc} — тепловой поток к поверхности кипения при заданных условиях. Далее

$$R = R_{dc} (1 + \varepsilon (T - T_{dc})), \quad (8.40)$$

$$dR/dT = \varepsilon R_{dc}. \quad (8.41)$$

Решая совместно (8.37), (8.39) и (8.41) и учитывая на основании (8.36), что $T_{bp} = T_{bi}$, получим

$$(dq_{bi}/dT_{bi}) = -\varepsilon q_{dc} = -4,536 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}). \quad (8.42)$$

Используя для оценки тепловой устойчивости установки уравнения (8.35), (8.42) и критерий (8.16), устанавливаем, что при заданных условиях котел будет устойчиво работать.

Вывод

Котел модели E фирмы "Маршалл эквивмент" может устойчиво работать при заданных условиях: $(dq_{bi}/dT_{bi}) = -1,704 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ и $q_{dc} = 630 \text{ кВт}/\text{м}^2$.

Обсуждение

Этот пример показывает, что нагревательный элемент с электрическим источником тепла может устойчиво работать в режиме, соответствующем переходной области кривой кипения в большом объеме. Полагая, что читатель не найдет ни одной современной (1973 г.) работы в рамках старой теории теплопередачи, в которой хотя бы предполагалось, что это принципиально возможно.

Пример 3. Котел с электрическим источником тепла и термостатическим регулятором с датчиком, расположенным в нагревательном элементе

Формулировка задачи

Требуется котел для работы при величине теплового потока $630 \text{ кВт}/\text{м}^2$. В этом расчетном режиме процесс теплообмена на поверхности кипения таков, что

$$(dq_{bi}/dT_{bi}) = -17,6 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}). \quad (8.43)$$

Фирма "Маршалл эквивмент" предлагает модель ЕС, в которой источником тепла служит электрическое сопротивление, размещенное внутри нагревательного элемента, а источник энергии имеет термостатический регулятор с датчиком, расположенным на обратной стороне нагревательного элемента. Требуется определить, сможет ли модель ЕС устойчиво работать при заданных условиях.

Описание установки

1. Температурный коэффициент электрического сопротивления нагревательного элемента в конструкции ЕС равен 0.

2. Тепловой поток через нагревательный элемент описывается уравнением

$$q_{br} = 6,816 \Delta T_{br} = 6,816 (T_{\text{чув}} - T_{bi}), \quad (8.44)$$

где индекс чув — относится к чувствительному элементу.

3. Регулятор с большой точностью поддерживает заданную температуру чувствительного элемента, т.е.

$$dT_{\text{чув}}/dq_{\text{подв}} = dT_{\text{чув}}/dT_{bi} = 0. \quad (8.45)$$

Анализ

На основании одномерной схемы тепловых потоков и уравнения (8.44) можно записать

$$q_{\text{подв}} = 13,632 (T_{\text{чув}} - T_{bi}), \quad (8.46)$$

$$dq_{\text{подв}}/dT_i = 13,632 ((dT_{\text{чув}}/dT_{bi}) - 1). \quad (8.47)$$

Решая совместно уравнения (8.45) и (8.47), получаем

$$dq_{\text{подв}}/dT_{bi} = -13,632 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}). \quad (8.48)$$

С помощью (8.43), (8.48) и критерия (8.16) устанавливаем, что котел не будет работать в режиме тепловой устойчивости при заданных условиях, соответствующих (8.43) и тепловому потоку 630 кВт/м². Поэтому мы приходим к выводу, что даже "идеальный" регулятор, предполагающийся в данном примере, не в состоянии обеспечить устойчивую работу котла при заданных условиях.

Вывод и рекомендации для проектирования

Котел модели ЕС не может устойчиво работать при заданных условиях. Для устойчивой работы в этих условиях требуется изменение конструкции установки. Существует два возможных решения: приблизить чувствительный элемент к поверхности кипения, уменьшить толщину нагревательного элемента. Оба решения приведут при заданном $q_{\text{подв}}$ к уменьшению разности температур между $T_{\text{чув}}$ и T_{bi} и, следовательно, к увеличению постоянной в уравнении (8.46). Эта постоянная входит в уравнение (8.48), и ее увеличение приводит к улучшению тепловой устойчивости.

ОБСУЖДЕНИЕ

В гл. 7 было отмечено, что Беренсон [3] получил очень мало данных по кипению в переходной области кривой кипения в большом объеме, несмотря на то что его докторская диссертация называлась "Теплообмен при кипении на горизонтальной поверхности в переходной области". Это связано с тем, что его котел работал в переходной области в основном в режиме тепловой неустойчивости. В результате (как мы увидим в гл. 9) котел не мог работать в большей части переходной области, т.е. его характеристики отличались явно выраженным гистерезисом. Основная причина тепловой неустойчивости заключалась в том, что толщина нагревательного элемента была *намеренно* выбрана очень большой (более 50 мм), чтобы обеспечить в ней большой перепад температур. Как следует из примера 1, такая конструктивная особенность не позволяет получить требуемые результаты. Конструкция котла Беренсона может быть значительно улучшена просто за счет уменьшения толщины нагревательного элемента.

Из анализа, основанного на старой теории теплопередачи, следует, что толщина нагревательного элемента никоим образом не должна влиять на тепловую устойчивость котла. Конструкция котла Беренсона, оптимальная в рамках старой теории, далека от оптимальной в рамках новой теории.

ВЫВОДЫ

1. Критерий (8.16) является общим критерием тепловой устойчивости, т.е. он является необходимым и достаточным условием, которое должно удовлетворяться, чтобы теплообменные установки работали в режиме тепловой устойчивости.
2. Критерий (8.16) и пример 1 показывают, что применение тепловых источников энергии не является гарантией тепловой устойчивости установок.
3. Критерий (8.16) и пример 2 показывают, что при надлежащем проектировании можно добиться тепловой устойчивости установки даже при использовании электрического или ядерного источников тепла.

4. Критерий (8.16) показывает, что устойчивость зависит от качества проектирования установки, а не predetermined заранее.
5. Примеры данной главы иллюстрируют способ применения общего критерия тепловой устойчивости. С их помощью также показано, что для строгой оценки тепловой устойчивости реального оборудования требуются только элементарные математические приемы на уровне простых производных.

Обозначения

P — давление;
 R — электрическое сопротивление;
 V — напряжение;
 W — расход жидкости;
 ϵ — температурный коэффициент электрического сопротивления.

Индексы

bi — поверхность кипения;
 br — нагревательный элемент;
 dc — расчетное условие;
 sc — паровой резервуар;
 si — поверхность нагревательного элемента со стороны пара.

Литература

1. Adinolfi E.F., New theory of thermal stability in boiling systems, *Nucleonics*, **22(5)**, p. 92 (1964).
2. Петерсон У.К., Залук М.Г., Получение кривой кипения при регулировании процесса теплоотдачи, *Труды амер. о-ва инж.-мех.*, сер. С, *Теплопередача*, № 4, 90 (1971).
3. Berenson P.J., Experiments on pool-boiling heat transfer, *Int. Jour. Ht Mass Transfer*, **5**, p. 985 (1962).

ГЛАВА 9. ДИНАМИКА

ВВЕДЕНИЕ

До сих пор в технике процесс переноса тепла необоснованно рассматривался как более или менее статический процесс — отсюда и название "теплопередача". В новой технике мы рассматриваем перенос тепла как весьма динамический процесс. Мы считаем, что процесс переноса тепла по сути дела происходит таким образом, как если бы то, что мы называем "теплом", действительно "текло" по установке. Поэтому под переносом тепла мы подразумеваем процесс "течения тепла" и предлагаем новое общее название *течение тепла* вместо старого — "теплопередача". Мои будущие книги, посвященные процессу переноса тепла, будут иметь заглавия, включающие новый термин. Например, учебник по новой науке о переносе тепла, который я пишу, называется просто "Течение тепла", в отличие от старых учебников, названия которых включают термин "теплопередача". Аналогично, журналы, посвященные главным образом вопросам "переноса тепла" и (или) массы, будут переименованы с учетом новых терминов "течение тепла и (или) массы", раз уж всерьез начался переход от старого метода к новому.

В оставшейся части книги, я буду использовать название "течение тепла", и в этой главе мы рассмотрим вопросы "теплодинамики". Под "теплодинамикой" мы понимаем динамические процессы, протекающие в теплообменных установках вообще и функциональные связи между тепловыми параметрами и параметрами системы в частности. Таким образом, нашей задачей является определение функций $q\{T_{ист}, q\{t\}, q\{V\}, T_i\{t\}, T_i\{q\}, T_i\{T_{ист}\}$ и т.д.

До сих пор динамика потоков жидкостей в технике была гораздо лучше исследована, чем динамика потоков тепла, причем последняя едва ли кем-либо рассматривалась. Более того, поскольку все процессы течений совершенно аналогичны и поскольку проще говорить об осязаемой жидкости, чем о более или менее неосязаемом "тепле",

то развитие динамики потоков тепла (теплодинамики) я начинаю с развития динамики потоков жидкости. Таким образом, я намереваюсь доказать, что весьма разумно и целесообразно рассматривать перенос тепла, как если бы в действительности происходило "течение" "тепла", и предложить вместо общего названия для процесса переноса тепла "теплопередача" название "течение тепла", более соответствующее новой науке, излагаемой в этой книге.

ТЕЧЕНИЕ ТЕПЛА. НОВЫЙ МЕТОД

Несколько столетий назад тепло рассматривалось как "неосязаемая жидкость", т.е. жидкость, не имеющая веса, или жидкость, масса которой равна нулю. Этой странной жидкости было присвоено название "теплород". Вероятно, такой взгляд на тепло явился результатом правильных наблюдений, свидетельствовавших о том, что тепло, по-видимому, "перетекает" из одной точки в другую. Впоследствии эти ранние представления уступили место молекулярно-кинетической теории тепла, в которой тепло рассматривается как энергия молекулярного движения.

Новая теория течения тепла не касается его микроприроды, она интересуется только макроявлениями, сопутствующими процессу переноса тепла. Таким образом, новая теория течения тепла никоим образом не затрагивает современных (1974 г.) представлений о молекулярной природе тепла. Вместе с тем, однако, новый подход к процессу переноса тепла на макроскопическом уровне отличается от старого — течение тепла считается динамическим процессом, а теплопередача — статическим.

В новой теории течения тепла полезно рассматривать и анализировать перенос тепла на макроскопическом уровне, как если бы в действительности происходило "течение" "тепла". Когда-то ученые рассматривали тепло, как невесомую жидкость, перетекающую из одной точки в другую, но нам не нужно вводить для "тепла" некой псевдоматериальной субстанции, мы просто говорим, что "тепло", по-видимому, "течет" и влияние этого "течения" может быть изменено. Поскольку тепло ведет себя таким образом, то процесс теплообмена можно рассматривать очень просто, представляя и анализируя его, как если бы перенос тепла был в действительности течением тепла.

Как мы увидим в этой главе, течение тепла настолько напоминает течение жидкости, что его с достаточным основанием можно рассматривать как простой частный случай течения жидкости. Более того, существование близкой аналогии между течениями тепла и жидкости наглядно доказывает, что умозрительные и аналитические представления о течении тепла, т.е. истолкование переноса тепла как действительного процесса "течения" "тепла", являются и разумными, и рациональными.

ГИДРОДИНАМИКА

Прежде чем приступить к изучению теплодинамики, полезно несколько подробнее остановиться на гидродинамике, поскольку:

1. Динамика жидкостей изучена довольно хорошо, а теплодинамика фактически не изучалась.
2. Проще анализировать течения осязаемой жидкости, чем более или менее неосязаемого тепла.
3. По-видимому, имеется достаточно оснований считать, что процессы во всех потоках, независимо от переносимой среды, совершенно аналогичны.

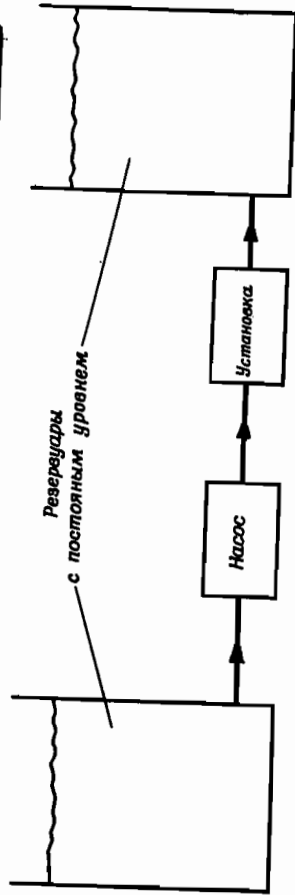
Таким образом, для понимания теплодинамики можно воспользоваться аналогией с гидродинамикой, а это проще, чем рассматривать ее как совершенно новый предмет, не имеющий ничего общего со старой теплопередачей, каковым он в действительности и является.

В гл. 7 было отмечено, что существенно нелинейные процессы можно рассматривать несколькими способами, а именно:

1. Разбиение на узкие области, в которых процессы более или менее линейны.
2. Использование аналитических выражений, описывающих всю совокупность процессов.
3. Использование графических зависимостей, описывающих всю совокупность процессов.

Мы также отметили, что последний метод получит широкое распространение в новой теории течения тепла и что заметно сократится область применения первого метода, являющегося доминирующим в старой теории теплопередачи.

В этой главе мы подробно рассматриваем существенно нелинейные явления и при их анализе используем графические выражения, описывающие всю совокупность процессов, протекающих в установившемся состоянии. Следует подчеркнуть, что, хотя описывается аналитический, а



Ф и г. 9.1. Гидродинамическая система.

Примечание. Жидкость несжимаема, инерцией можно пренебречь.

не графический метод, обращение к графическим выражениям вызвано сложностью и громоздкостью аналитических выражений, в результате чего аналитическое описание затруднилось бы понимание. Каждая из задач, рассматриваемых в этой главе, решается с помощью графических выражений, совершенно так же как и с помощью аналитических выражений, единственное различие заключается в том, что графический метод нагляднее (а следовательно, понятнее) аналитического.

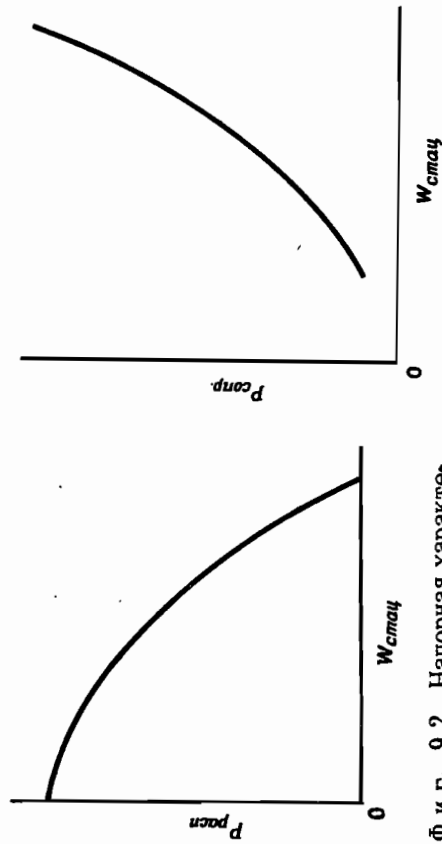
Наше исследование динамики потока жидкости осуществляется на примере простой гидродинамической системы, приведенной на фиг. 9.1, а наше исследование динамики потока тепла осуществляется на примере установки, описанной в гл. 8 (стр. 195). Чтобы процессы в гидродинамической системе больше соответствовали процессам в теплотехнической системе, контур первой из них не замкнут, т.е. вход и выход насоса не связаны между собой, другими словами, трубопровод не образует замкнутого контура. По той же самой причине жидкость в дальнейшем предполагается несжимаемой и инерционными эффектами в установке пренебрегается.

Задача 1

После включения насоса в системе, изображенной на фиг. 9.1, определить возможную величину расхода в стационарном режиме и выяснить, является ли данное значение расхода устойчивым.

Описание установки

1. Насос нерегулируемый. Заводская напорная характеристика ($P_{\text{расп}} \{W_{\text{стац}}\}$) приведена на фиг. 9.2.



Ф и г. 9.2. Напорная характеристика насоса.

Ф и г. 9.3. Гидравлическая характеристика внешней системы по отношению к насосу системы.

2. Гидравлическая характеристика ($P_{\text{сопр}} \{W_{\text{стац}}\}$) внешней по отношению к насосу системы приведена на фиг. 9.3.

Анализ

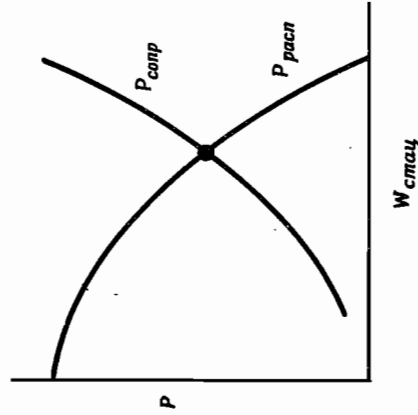
На фиг. 9.2 представлен стационарный режим устройства, которое можно рассматривать как изолированный "источник" жидкости. На фиг. 9.3 представлен стационарный режим "стока" жидкости. В рамках данной модели задача формулируется следующим образом:

Определить расход, который можно получить в стационарном режиме при объединении источника (фиг. 9.2) и стока (фиг. 9.3). Будет ли течение при данной величине расхода устойчивым?

Ответ на первый вопрос можно получить, если учесть, что в стационарном режиме давление, создаваемое на выходе из насоса, должно быть равно потерям давления во внешней системе. Другими словами, в стационарном состоянии расход должен удовлетворять соотношению

$$P_{\text{расп}} \{W_{\text{стац}}\} = P_{\text{сопр}} \{W_{\text{стац}}\}. \quad (9.1)$$

Поскольку в задаче эти функции заданы графически, то мы определим искомое значение, как это показано на фиг. 9.4. Точка пересечения



Ф и г. 9.4. Решение уравнения (9.1) относительно $W_{\text{стац}}$ в задаче 1.

на фиг. 9.4 дает для включенного насоса значения $P_{\text{расп}}$, $P_{\text{сопр}}$ и $W_{\text{стац}}$ в предположении, что эта точка соответствует устойчивому состоянию системы.

Оценка гидродинамической устойчивости в точке пересечения на фиг. 9.4 производится непосредственно. Поскольку предполагается, что жидкость несжимаема и инерцией можно пренебречь, то необходимое и достаточное условие гидродинамической устойчивости системы, изображенной на фиг. 9.1, имеет следующий вид:

$$(dP_{\text{расп}}/dW)_{\text{стац}} < (dP_{\text{сопр}}/dW)_{\text{стац}} \quad (9.2)$$

(Следует подчеркнуть, что критерий (9.2) является необходимым и достаточным для системы, изображенной на фиг. 9.1, только потому, что эта система весьма идеализирована. Для менее идеализированных гидродинамических систем критерий (9.2) является необходимым, но недостаточным, так как он не гарантирует так называемую "неstationary устойчивость"). Критерий (9.2) является определяющим при анализе устойчивости в задаче 1. Он гласит, что для оценки гидродинамической устойчивости системы, приведенной на фиг. 9.1, независимо от способа задания $P_{\text{расп}}$ и $P_{\text{сопр}}$ (аналитического или графического), требуется просто определить производные этих функций по W и затем, используя критерий (9.2), сравнить их относительные значения.

Производные в критерии (9.2) соответствуют наклонам функций, изображенных графически на фиг. 9.4. Поэтому для оценки гидродинамической устойчивости системы в точке пересечения на фиг. 9.4 на-

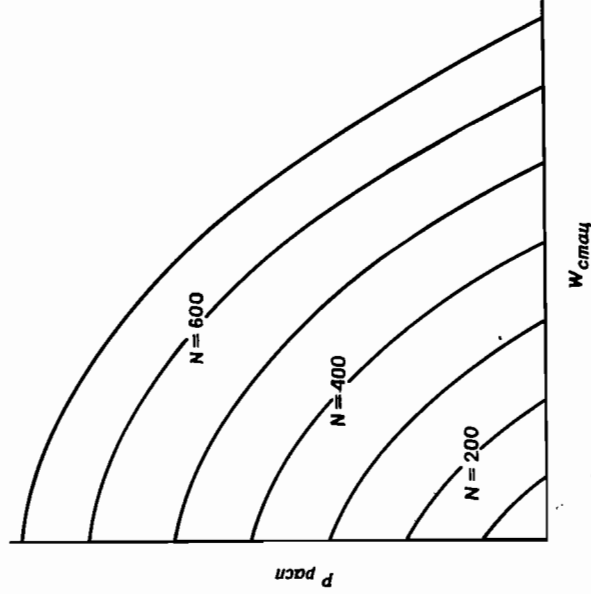
до лишь удостоверить, удовлетворяют ли наклоны кривых в этой точке критерию (9.2). Такая проверка показывает, что наклон функции $P_{\text{расп}}$ меньше наклона функции $P_{\text{сопр}}$ и, таким образом, течение жидкости в условиях, соответствующих точке пересечения на фиг. 9.4, устойчиво. Итак, ответы на вопросы задачи 1 следующие: расход в стационарном состоянии определяется точкой пересечения на фиг. 9.4; течение при данном значении расхода устойчиво.

Задача 2

- Описать гидродинамическую характеристику системы, изображенной на фиг. 9.1.

Описание установки

1. Используется насос с переменной частотой вращения. Частота вращения регулируется оператором с помощью кнопочного устройства. Заводские напорные характеристики насоса при нескольких значениях частоты вращения приведены на фиг. 9.5.



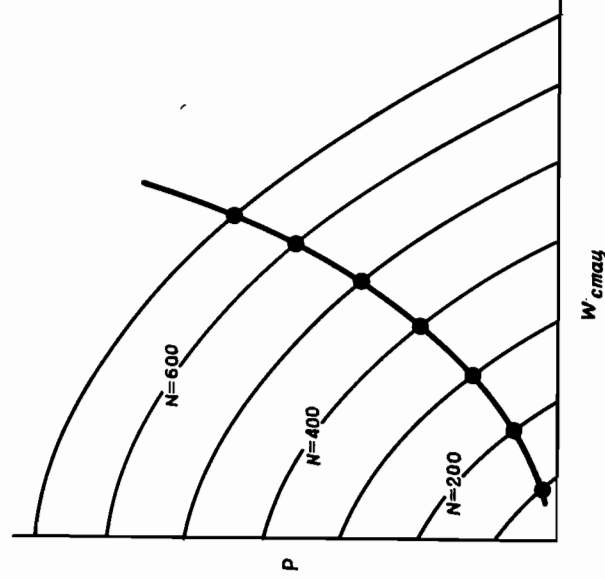
Ф и г. 9.5. Напорные характеристики изолированного насоса в задаче 2 — 4.

2. Гидравлическая характеристика внешней по отношению к насосу системы приведена на фиг. 9.3.

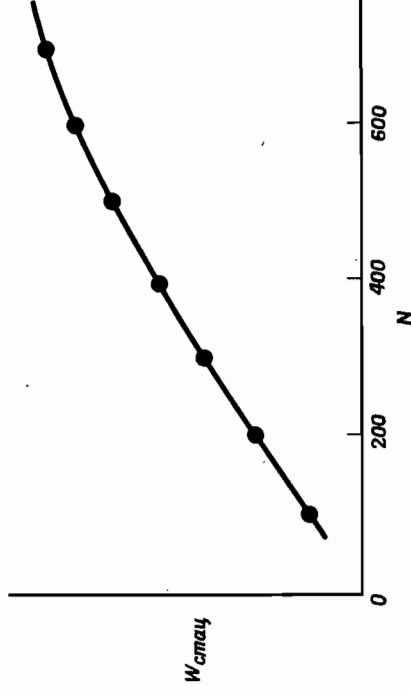
Анализ

Для определения расходов в условиях потенциально стационарных рабочих режимов при различных значениях частоты вращения насоса вновь воспользуемся уравнением (9.1). Соответствующие решения относительно $W_{\text{стац}} \{N_i\}$ приведены на фиг. 9.6. Применяя для оценки гидродинамической устойчивости критерий (9.2), можно убедиться в том, что течение является устойчивым при всех значениях расходов, т.е. во всех точках пересечений на фиг. 9.6.

Чтобы описать гидродинамическую характеристику системы, необходимо определить расходы, устанавливающиеся в результате действия оператора. Другими словами, оператор, нажимая на кнопку, устанавливает определенную частоту вращения насоса, и нужно найти расход, соответствующий этой частоте вращения. Итак, требуется



Ф и г. 9.6. Решение уравнения (9.1) относительно $W_{\text{стац}}$ в задаче 2.



Ф и г. 9.7. Гидродинамическая характеристика системы в задаче 2.

найти функцию $W_{\text{стац}} \{N\}$. Она определяется точками пересечений $W_i \{N_i\}$ кривых на фиг. 9.6. Координаты этих точек в требуемой нам форме $W_{\text{стац}} \{N\}$ приведены на фиг. 9.7. Кривая на фиг. 9.7 описывает гидродинамическую характеристику системы, изображенной на фиг. 9.1, и, таким образом, является ответом на вопрос задачи 2.

Задача 3

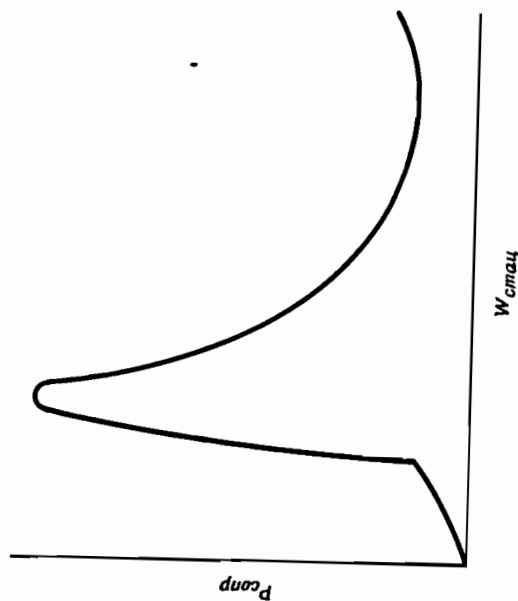
Описать гидродинамическую характеристику системы, изображенной на фиг. 9.1.

Описание установки

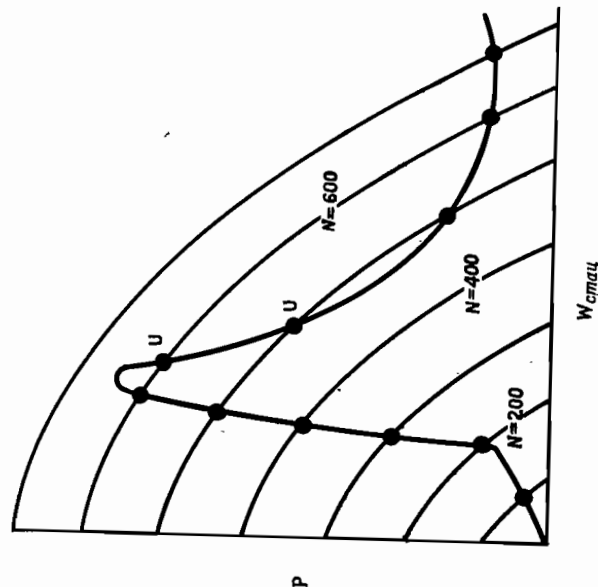
1. Насос тот же, что и в задаче 2.
2. Гидравлическая характеристика внешней по отношению к насосу системы приведена на фиг. 9.8.

Анализ

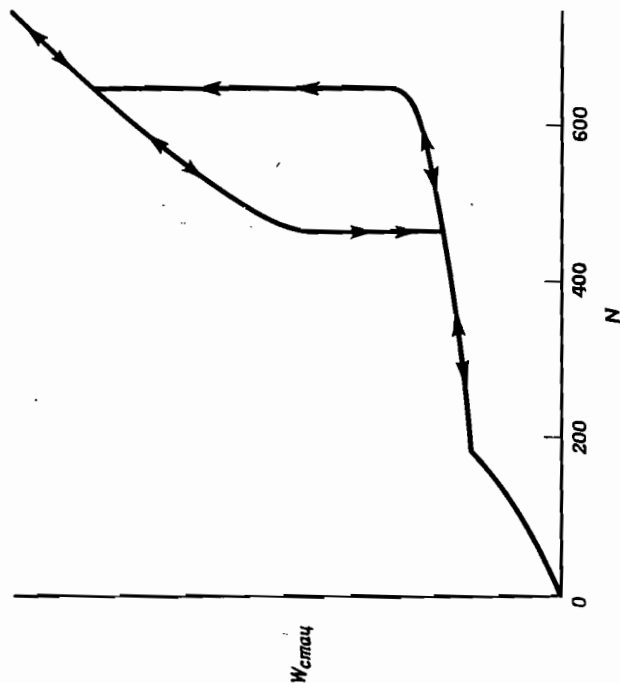
Как и в задаче 2, соответствующие решения $W_i \{N_i\}$ отыскиваются на основании уравнения (9.1), а устойчивость в каждой точке пересечения оценивается с помощью критерия (9.2). Результаты расчета приведены на фиг. 9.9. Следует отметить, что точки пересечений, в которых критерий (9.2) не выполняется, отмечены буквой U, означающей, что течение при соответствующих расходах неустойчиво.



Ф и г. 9.8. Гидравлическая характеристика внешней по отношению к насосу системы.



Ф и г. 9.9. Решение уравнения (9.1) относительно $W_{\text{стат}}$ в задаче 3.



Ф и г. 9.10. Гидродинамическая характеристика системы в задаче 3.

Как и в задаче 2, информацию о $W_i \{N_i\}$, полученную с фиг. 9.9, мы используем для построения функции $W_{\text{стат}} \{N\}$, представленной на фиг. 9.10.

Рассмотрим несколько подробнее, что произойдет в случае, если система каким-то образом попадет в условия, соответствующие неустойчивым состояниям, указанным на фиг. 9.9. Например, что случится, если система окажется в неустойчивом состоянии, соответствующем частоте вращения насоса 500 об/мин? Из наших представлений об устойчивости следует, что система не будет противостоять даже самым слабым возмущениям течения и внезапное увеличение расхода W приведет к еще большему его увеличению, таким образом, W не будет стремиться вернуться к значению, соответствующему точке пересечения U . Из анализа фиг. 9.9 следует, что если W вдруг превысит свое значение в точке U , то

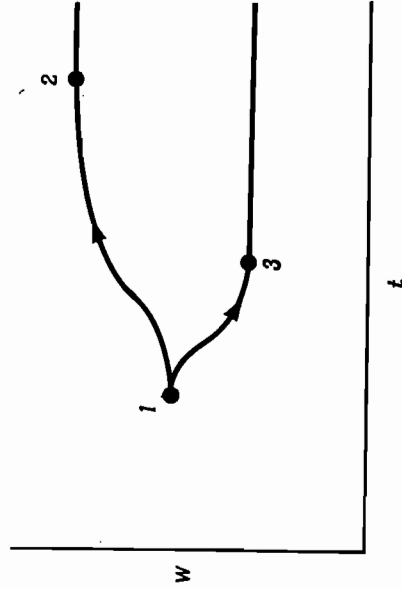
$$P_{\text{расп}} > P_{\text{сопр}} \quad (9.3)$$

(следует напомнить, что $P_{\text{расп}}$ и $P_{\text{сопр}}$ являются стационарными функциями). В соответствии с неравенством (9.3) поток будет ускоряться, так как всегда должно выполняться соотношение

$$P_{\text{расп}} = P_{\text{сопр}} + \Delta P_{\text{ускор}} \quad (9.4)$$

Таким образом, пока $P_{\text{расп}}$ превышает $P_{\text{сопр}}$, поток ускоряется. Из фиг. 9.9 следует, что если W превысит значение, соответствующее точке пересечения U при $N = 500$, то $P_{\text{расп}}$ будет превосходить $P_{\text{сопр}}$ до тех пор, пока не установится более высокий расход, соответствующий новой точке пересечения с кривой $N = 500$. В новой точке критерий (9.2) выполняется, и поэтому расход будет стремиться сохранить это более высокое значение, т.е. течение в точке пересечения с более высоким расходом устойчиво. Аналогично, внезапное уменьшение W по сравнению со значением в точке пересечения U вызовет торможение потока до достижения точки пересечения с $N = 500$ при меньшем значении расхода. В этой точке критерий (9.2) выполняется, и поэтому расход будет стремиться сохранить это более низкое значение. Таким образом система "покидает" точку пересечения U с $N = 500$, показано на фиг. 9.11.

Из фиг. 9.11 следует, что установка просто "откажется" работать в неустойчивых условиях, соответствующих точкам пересечения



Ф и г. 9.11. Влияние возмущений расхода. В начальный момент система находилась в точке U , $N = 500$ (фиг. 9.9).
1 — точка U (фиг. 9.9); 2 — точка пересечения при большем значении расхода; 3 — точка пересечения при меньшем значении расхода.

фиг. 9.9, т.е. система, работающая при $N = 400$ или $N = 500$, будет работать в любой "устойчивой" точке пересечения и не будет работать в "неустойчивой" точке пересечения. Поэтому неустойчивые точки пересечений не влияют на функцию W стац $\{N\}$ и не представлены на фиг. 9.10.

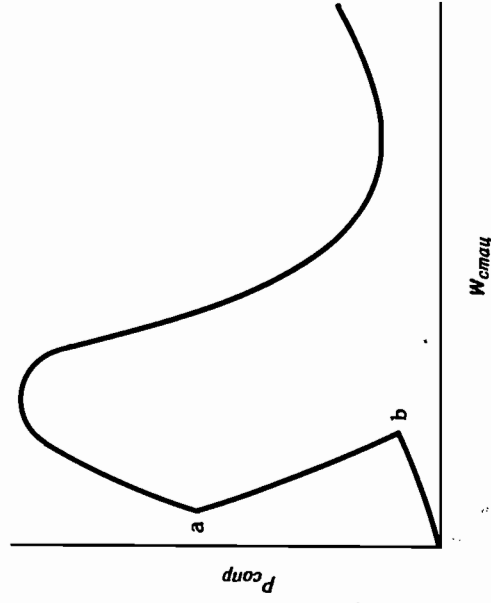
Кривая, изображенная на фиг. 9.10, является решением задачи 3. Из фиг. 9.10 следует, что течение жидкости устойчиво при расходах, соответствующих всем частотам вращения насоса, и что гидродинамические характеристики при частотах вращения насоса 450 — 650 обладают заметным гистерезисом.

Задача 4

Описать гидродинамическую характеристику системы, изображенной на фиг. 9.1.

Описание установки

1. Насос такой же, как и в задаче 2.
2. Гидравлическая характеристика внешней по отношению к насосу системы изображена на фиг. 9.12.



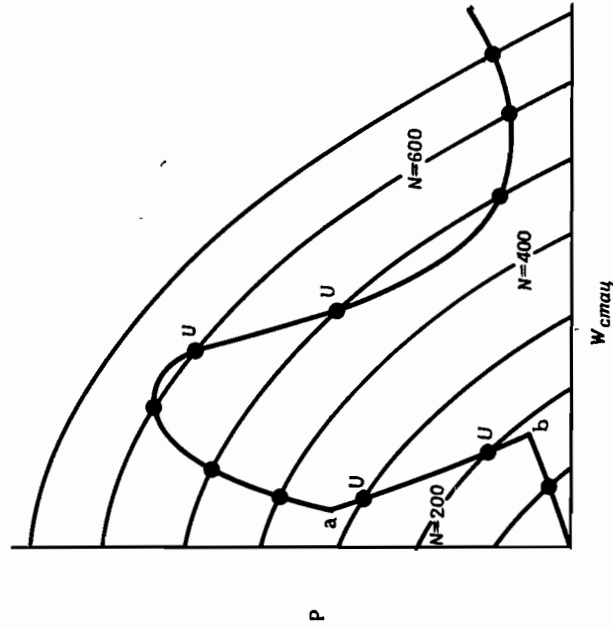
Ф и г. 9.12. Гидравлическая характеристика внешней по отношению к насосу системы.

Анализ

Следует отметить, что эта задача отличается от задачи 3 только областью $a-b$ на фиг. 9.12, которая не имеет аналога на фиг. 9.8. Таким образом, в этой задаче надо ответить на вопрос: каково влияние области $a-b$ на гидродинамическую характеристику системы?

Как и в задачах 2 и 3, с помощью уравнения (9.1) и критерия (9.2) найдем $W_i \{N_i\}$ и оцениваем устойчивость в каждой точке пересечения. Результаты расчета представлены на фиг. 9.13. Как и раньше, точки пересечения, в которых не удовлетворяется критерий (9.2), отмечены буквой U .

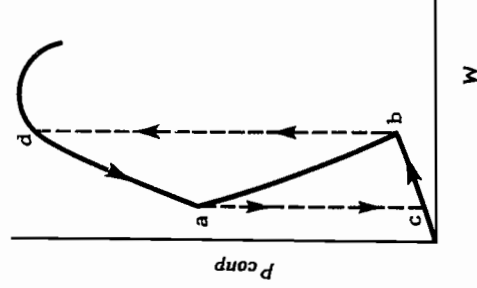
Следует отметить, что на фиг. 9.13 точки пересечения в области $a-b$ при $N = 200$ и $N = 300$ соответствуют неустойчивым режимам и являются *единственными* точками пересечения при этих частотах вращения насоса. (В задаче 3 неустойчивые точки пересечения соответствовали тем частотам вращения, при которых имелись также и устойчивые точки пересечения, с большими и меньшими значениями



Фиг. 9.13. Решение уравнения (9.1) относительно $W_{\text{ст}}$ в задаче 4.

расхода жидкости. Таким образом, влияние гидродинамической неустойчивости в задаче 3 проявилось лишь в том, что установка "отказывалась" работать в режиме, соответствующем неустойчивой точке пересечения, и без вмешательства оператора сама переходила в состояние с устойчивым расходом, как это показано на фиг. 9.11.) Следовательно, в точках пересечения области $a-b$ установка не может "найти" устойчивой точки пересечения, т.е. режима с устойчивым расходом, и поэтому приходится ожидать колебаний расхода жидкости при всех частотах вращения насоса, которым соответствуют точки пересечения в области $a-b$. Например, если установка работала вначале в режиме, соответствующем точке пересечения U при $N = 250$, то вследствие малого возмущения W в конечном счете расход опишет петлю, изображенную на фиг. 9.14.

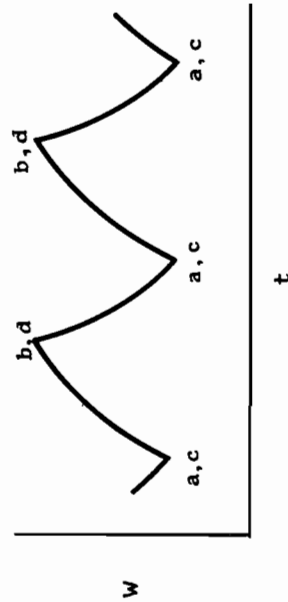
Эта петля построена с учетом того, что малое положительное возмущение W , возникающее в системе, работающей сначала в режиме, соответствующем любой точке пересечения области $a-b$, переводит ее в режим работы, соответствующий точке b . В точке b $P_{\text{расп}} > P_{\text{сопр},i}$, таким образом, при увеличении W_b система ускорится. Однако в связи с тем, что поток с увеличением W_b ускоряется, величина $P_{\text{сопр}}$ скачком возрастает до значения в точке d . В точке d $P_{\text{расп}} < P_{\text{сопр}}$, и поэтому, начиная с точки d , система тормозится. Процесс прохождения системой состояний, соответствующий



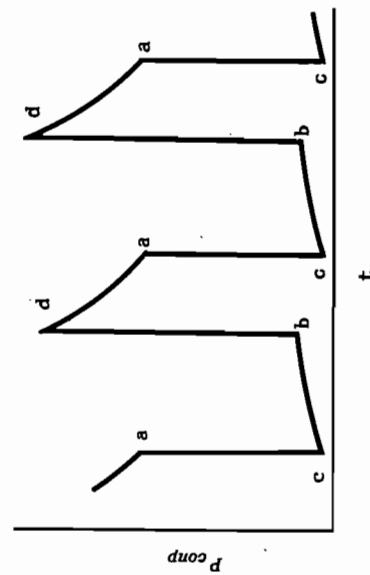
Фиг. 9.14. Колебательный режим в точках пересечения $a-b$ в задаче 4.

ющих петле $bdac$, будет продолжаться до тех пор, пока частота вращения насоса не примет такого значения, при котором точка пересечения выйдет за пределы области $a-b$. (Следует отметить, что этот колебательный процесс не имеет никакого отношения к сжимаемости, он является результатом того, что в гл. 8 было названо "стационарной неустойчивостью".)

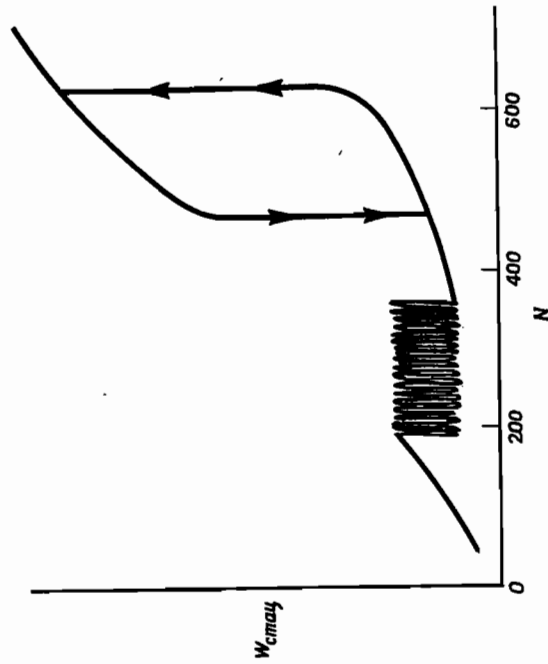
Изменение во времени W и $P_{\text{сопр}}$, происходящие в петле $bdac$, изображенной на фиг. 9.14, показаны на фиг. 9.15 и 9.16. Решением задачи 4 является кривая, изображенная на фиг. 9.17. Из фиг. 9.17 следует, что влияние области $a-b$ на фиг. 9.12 проявляется в колебаниях расхода при частотах вращения насоса $\approx 180-340$.



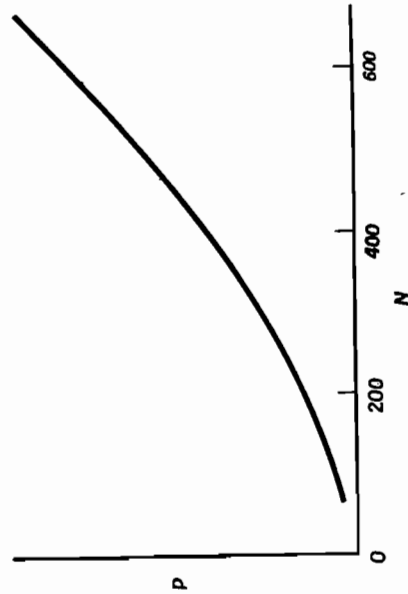
Фиг. 9.15. Изменение во времени W с фиг. 9.14.



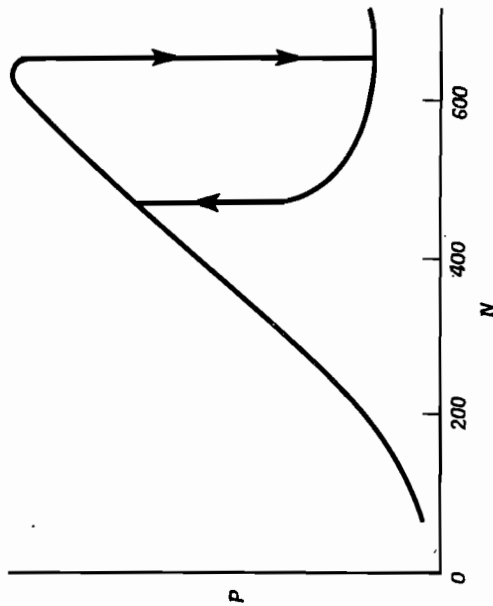
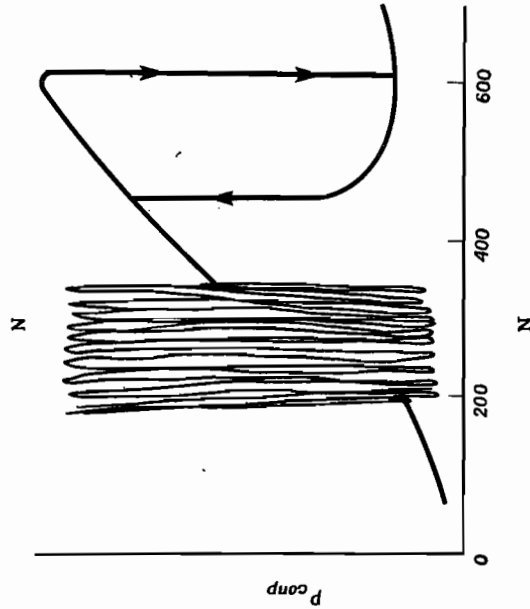
Фиг. 9.16. Изменение во времени $P_{\text{сопр}}$ с фиг. 9.14.



Фиг. 9.17. Гидродинамическая характеристика системы в задаче 4.



Фиг. 9.18. График зависимости $P\{N\}$ (задача 2).

Фиг. 9.19. График зависимости $P\{N\}$ (задача 3).Фиг. 9.20. График зависимости $P_{\text{сопр}}\{N\}$ (задача 4).

Задача 5

Определить функцию $P\{N\}$ для задач 2–4 (P относится к $P_{\text{расп}}$ и $P_{\text{сопр}}$).

Анализ

Информация о $P\{N_i\}$ в задачах 2–4 содержится на фиг. 9.6, 9.9 и 9.13. Эта информация в требуемой форме представлена на фиг. 9.18–9.20.

НЕСТАЦИОНАРНАЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ НЕУСТОЙЧИВОСТЬ

Гидродинамические системы могут удовлетворять критерию (9.2) и все же обладать нестационарной неустойчивостью. Мы не рассматриваем здесь этот тип неустойчивости, поскольку он не имеет аналогов в теплодинамике. Как мы отметили в гл. 8, теплодинамические системы обязательно обладают нестационарной неустойчивостью, если протекающие в них процессы удовлетворяют условиям стационарной неустойчивости. Поэтому обсуждение вопросов нестационарной гидродинамической неустойчивости не будет содействовать изучению теплодинамики и, следовательно, мы его не приводим.

ТЕПЛОДИНАМИКА

Теплодинамика реальных систем полностью идентична гидродинамике несжимаемой жидкости в малоинерционных системах, таких как приведенная на фиг. 9.1 и рассмотренная в задачах 1–5. Действительно, весь анализ и расчет гидродинамических процессов легко преобразовать на случай теплодинамических процессов. Такое преобразование требует лишь следующих замен:

1. Слова "гидро" словом "тепло".
2. Гидродинамической системы, представленной на фиг. 9.1, тепловой, описанной в примере 1 гл. 8 (стр. 194).
3. Насоса теплодинамической установкой выше по потоку от поверхности кипения.
4. Внешней по отношению к насосу системы теплодинамической установкой ниже по потоку от поверхности кипения.
5. P на Q , $P_{\text{расп}}$ на $Q_{\text{подв}}$, $P_{\text{сопр}}$ на $Q_{\text{отв}}$, ΔP ускор на $Q_{\text{аккум}}$.
6. W на $T_{\text{би}}$.
7. N на $T_{\text{паров. объема}}$.
8. Замены системы регулирования частоты вращения N системой регулирования температуры $T_{\text{паров. объема}}$.

С учетом этих замен уравнения (9.1) – (9.4) примут следующий вид:

$$Q_{\text{подв}}\{T_{bi}\} = Q_{\text{отв}}\{T_{bi}\}, \quad (9.5)$$

$$(dQ_{\text{подв}}/dT_{bi})_{\text{стац}} < (dQ_{\text{отв}}/dT_{bi})_{\text{стац}}, \quad (9.6)$$

$$Q_{\text{подв}} > Q_{\text{отв}}, \quad (9.7)$$

$$Q_{\text{подв}} = Q_{\text{отв}} + Q_{\text{аккум}} \quad (9.8)$$

Аналогично осуществляются преобразования координат. На фиг. 9.2 – 9.20 вводятся следующие координаты:

$$Q_{\text{подв}}\{T_{bi}\} \quad (\text{фиг. 9.2}),$$

$$Q_{\text{отв}}\{T_{bi}\} \quad (\text{фиг. 9.3}),$$

$$Q\{T_{bi}\} \quad (\text{фиг. 9.4}),$$

$$Q_{\text{подв}}\{T_{bi}\} \quad (\text{фиг. 9.5}),$$

$$Q\{T_{bi}\} \quad (\text{фиг. 9.6}),$$

$$T_{bi}\{T_{sc}\} \quad (\text{фиг. 9.7}),$$

$$Q_{\text{отв}}\{T_{bi}\} \quad (\text{фиг. 9.8}),$$

$$Q\{T_{bi}\} \quad (\text{фиг. 9.9}),$$

$$T_{bi}\{T_{sc}\} \quad (\text{фиг. 9.10}),$$

$$T_{bi}\{t\} \quad (\text{фиг. 9.11}),$$

$$Q_{\text{отв}}\{T_{bi}\} \quad (\text{фиг. 9.12}),$$

$$Q\{T_{bi}\} \quad (\text{фиг. 9.13}),$$

$$Q_{\text{отв}}\{T_{bi}\} \quad (\text{фиг. 9.14}),$$

$$T_{bi}\{t\} \quad (\text{фиг. 9.15}),$$

$$Q_{\text{отв}}\{t\} \quad (\text{фиг. 9.16}),$$

$$T_{bi}\{T_{sc}\} \quad (\text{фиг. 9.17}),$$

$$Q\{T_{sc}\} \quad (\text{фиг. 9.18}),$$

$$Q\{T_{sc}\} \quad (\text{фиг. 9.19}),$$

$$Q\{T_{sc}\} \quad (\text{фиг. 9.20}).$$

Следует отметить, что фиг. 9.18 – 9.20 описывают теплодинамические процессы в теплодинамических системах.

Читателю рекомендуется самостоятельно преобразовать, как это было описано выше, анализ и расчет гидродинамических процессов в анализ и расчет теплодинамических процессов, другими словами, с карандашом в руках произвести соответствующие преобразования в гидродинамических вариантах и внести, где это требуется, другие незначительные изменения. Это должно привести к пониманию теплодинамики и строгой аналогии между течениями жидкости и тепла, а также к признанию необходимости изменения общего названия "теплогередача" на общее название "течение тепла".

Задача 3 и новая кривая кипения в большом объеме

Теплодинамический вариант задачи 3, очевидно, относится к кри-вой кипения в большом объеме большинства жидкостей. (Отметим по-добие кривых, представленных на фиг. 9.8 (задача 3) и фиг. 7.12.)

Теплодинамический вариант фиг. 9.19 описывает динамический ре-жим в котле с паровым обогревом, в котором тепло воспринимается обычной жидкостью. Важно отметить, что тепловая неустойчивость установивши приводит к явно выраженному гистерезису на кривой $Q\{T_{sc}\}$, даже если кривая кипения, т.е. $Q\{T_{bi}\}$, не имеет гистерезиса.

Наличие или отсутствие заметного гистерезиса на кривой $Q\{T_{sc}\}$ является конкретным доказательством того, находится или не нахо-дится установка в состоянии тепловой устойчивости "во всех точках кривой кипения". (Интересно отметить, что в нескольких работах, опубликованных после моей статьи по тепловой устойчивости, совер-шенно не был рассмотрен этот важный момент и поэтому не было убедительно показано, находились или не находились описанные в них установки в состоянии тепловой устойчивости "во всех точках кривой кипения".)

Котел, использованный Беренсоном [1], подобен котлу в тепло-динамическом варианте задачи 3 тем, что в нем применялся паровой обогрев и температура пара могла изменяться более или менее неза-висимо. Относительно гистерезиса, Беренсон пишет:

"Обычно, чтобы определить точность измерений и установить наличие гистерезиса на кривой кипения, измерения выполнялись от точки к точке как в случае увеличения, так и в случае уменьшения разности температур".

Экспериментальные данные, на основании которых построена кривая Беренсона, т.е. $Q\{T_{bi}\}$, не указывают на существование гистерезиса на этой кривой. Но факт присутствия в его результатах очень малого количества данных для области переходного кипения позволяет предположить, что для его котла существует явно выраженный гистерезис на кривой $Q\{T_{sc}\}$ и, следовательно, в переходной области его котел обычно находился в состоянии тепловой неустойчивости. К сожалению, Беренсон не привел экспериментальных данных для построения кривой $Q\{T_{sc}\}$, а также не обсуждал и даже не упоминал о гистерезисе при описании своего котла. Эта информация представляла бы простые и неопровержимые доказательства того, находился ли его котел в состоянии тепловой неустойчивости во всех точках кривой кипения или нет. Причина, по которой эти ключевые данные были опущены, становится ясной, если учесть, что в то время проблема тепловой неустойчивости еще не была изучена.

Задача 4 и кривая кипения для жидких металлов

Теплодинамический вариант задачи 4, очевидно, относится к кривой кипения жидких металлов, общий вид которой был приведен без доказательства в гл. 7. (Отметим подобие кривых, представленных на фиг. 7.13 и 9.12.) Теплодинамический вариант фиг. 9.20 описывает теплодинамический режим котла, наполненного жидкостью, имеющей такую кривую кипения. Теплодинамические варианты фиг. 9.14–9.16 описывают вид функции $Q_{отв}$ и T_{bi} в переходном состоянии в области $a-b$. Верхняя часть петли, изображенной на фиг. 9.14, приходится на область с кипением, нижняя – на область без кипения, т.е. течение тепла в области, соответствующей нижней части петли, осуществляется за счет свободной конвекции на поверхности раздела и испарения на свободной поверхности.

Если читатель сопоставит фиг. 9.14–9.16 и 9.20 с результатами измерений, представленных в работах [2, 3], то обнаружит между ними большое сходство. Это должно привести читателя к верному выводу, что такое подобие обосновывает и подтверждает нали-

чие у жидких металлов кривой кипения, напоминающей представленную на фиг. 7.13, вид которой был принят без доказательства.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В этой главе излагается предмет теплодинамики и показывается, что она является простой в математическом смысле дисциплиной. Даже если теплодинамика совершенно чужда старой теплопередаче, то все равно она настолько близка к гидродинамике, что каждый, кто знаком с последней, легко усвоит теплодинамику.

В этой главе показано, что "тепло" действительно "течет", т.е. процесс переноса тепла может быть просто и успешно описан, если рассматривать и анализировать его так, как будто на самом деле происходит "течение" "тепла". Наконец, в этой главе предлагается общее название новой науке, изложенной в данной книге, – "течение тепла".

ЗАКЛЮЧИТЕЛЬНЫЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Возможно, наиболее трудным моментом этой главы является осознание того факта, что вопросы динамики и устойчивости реальных установок могут быть решены так же просто, как описано здесь, что сверхсложный математический аппарат, обычно применяемый в старой теории теплопередачи, не нужен для понимания или успешного рассмотрения тепло- и гидродинамики вообще и проблем устойчивости в частности. Хотя я не исследовал всех возможных типов неустойчивости, которые могут иметь и имеют место в реальных тепловых и гидродинамических системах, я упомянул о них, а мой непосредственный опыт свидетельствует, что все они могут быть изучены на основе такого же несложного математического аппарата, как и примененный в гл. 4, 8 и 9.

Анализ, проведенный в этой главе, посвящен в основном исследованию тепловых процессов, происходящих в большом объеме. Но такие системы можно рассматривать, как элементарные участки теплодинамических аппаратов с вынужденной конвекцией. В этом смысле данная глава посвящена анализу процессов в установках с вынужденной конвекцией, и в действительности мы уклонились только от решения второстепенной задачи – интегрирования, но не от решения основной задачи – описания процессов в установках с вынужденной конвекцией.

В работах [4 и 5]¹⁾ довольно подробно рассматриваются динамические процессы в теплообменных аппаратах с вынужденной конвекцией.

Обозначения

N — частота вращения насоса;
 P — давление;
 T_{sc} — температура в паровом объеме;
 W — стационарный расход жидкости.

Литература

1. Berenson P.J., Experiments on pool-boiling heat transfer, *Int. Jour. Ht Mass Transfer*, **5**, p. 985 (1962).
2. Colver C.P., Balzhiser R.E., A study of saturated pool boiling potassium up to burnout heat fluxes, *CER Sym. Series*, **61**, No. 59 (1965).
3. Марто Р.Дж., Росеноу У.М., Нестабильность пузырькового кипения щелочных металлов, *Труды амер. о-ва инж.-мех.*, сер. С, *Теплопередача*, № 2, 38 (1966).
4. Alkali Metals Boiling and Condensing Investigations, Quarterly Progress Report 4, prepared for NASA by GE, 1963.
5. Adiatory E.F., Non-linear heat transfer phenomena, *British Chemical Engineering*, Dec. 1965.

¹⁾К сожалению, опубликованный вариант принадлежавшей мне части работы [4] был изменен редакцией еще до выхода ее в свет. Измененный вариант имеется в виде монографии у издателя этой книги.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В этом томе я попытался описать недостатки старой теории теплопередачи, а затем последовательно и ясно изложить основы и предмет новой теории течения тепла. Лишь первая глава отклоняется от этого замысла. В ней указывается, что концепции старого метода, относящиеся к теплопроводности и теплообмену излучением, найдут свое место в новой теории течения тепла, тогда как на самом деле старый подход отвергается новым. В качестве объяснения замечу, что в первых трех главах я старался даже в ущерб строгости изложения в первой главе сконцентрировать внимание читателей на коэффициенте теплоотдачи и его недостатках.

Во втором томе будут глубже рассмотрены исследования и достижения новой теории течения тепла, а в третьем — вопросы проектирования и расчета. Нельзя сказать, чтобы первый том был незавершенным, но только он один не охватывает всего предмета. Первый том предназначается для того, чтобы предоставить инженерам и преподавателям возможность самостоятельно выбрать между концепцией теплопередачи, основанной на идее Фурье, и моей концепцией течения тепла, а также применять и преподавать новую науку о течении тепла.

Эта книга предшествует "новой технике" — технической науке, основанной не на идеях XVII — XIX вв. о пропорциональности, а на новых изложенных в ней концепциях, в которых предполагается существование произвольных нелинейных зависимостей. В ней иллюстрируется применение новых концепций на конкретном примере науки о течении тепла. Для применения этих новых концепций к другим техническим наукам требуется немногим более, чем замена терминологии, подобно тому, как в гл. 9 для перехода от гидродинамики к теплотехнике потребовалось немногим более, чем замена ряда ключевых слов и обозначений.

Наиболее отличительной особенностью новой техники является ее заметная простота, которая сделает технические знания такими разносторонними и в то же время такими ясными по своему содержанию, что это покажется практически невозможным с точки зрения старой техники. В течение нескольких следующих десятилетий будет осуществляться повсеместный переход от старой техники к новой, и это будет захватывающий и плодотворный период для всех, кто избрал технические науки делом своей жизни.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ В УРАВНЕНИИ (1.1)

Новая наука о течении тепла, изложенная в этой книге, основана на уравнении (1.1):

$$q = f_1 (\text{параметры системы}) \cdot f_2 (\text{ТДС}). \quad (\text{П.1})$$

В этом уравнении подразумевается, что влияние характеристик системы отделено от влияния ТДС и они не взаимодействуют друг с другом. Другими словами, f_1 никоим образом не зависит от ТДС и f_2 никоим образом не зависит от параметров системы. Это не позволяет нам использовать выражение типа

$$q = 1,7 \Delta T^{0,21 D} \quad (\text{П.2})$$

поскольку в них влияние ΔT зависит от величины D , т.е. ΔT и D взаимодействуют друг с другом. Аналогичным образом, в наши выражения должны входить параметры системы, определенные при средней массовой температуре, а не при так называемой температуре пленки.

Более или менее очевидно, что функция f_1 всегда может быть определена независимо от ТДС, но обратное утверждение значительно менее очевидно. Однако из старой теории теплопередачи нам известно, что f_2 редко, если это вообще имеет место, зависит от параметров системы. Поэтому предположение о независимости функций в уравнении (1.1) кажется оправданным, особенно с учетом заметной простоты, которая при этом достигается.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие к русскому изданию	5
Предисловие автора	7
Глава 1. Введение в новую теорию теплопередачи	9
Глава 2. Решение простых задач	24
Глава 3. Статика	42
Глава 4. Динамика и устойчивость	69
Глава 5. Теплопроводность, излучение и термическое сопротивление	89
Глава 6. Конвекция и метод размерностей	111
Глава 7. Кипение, конденсация и области теплообмена	146
Глава 8. Тепловая устойчивость	182
Глава 9. Динамика	203
Заключение	227
Приложение	229

УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

Ваши замечания о содержании книги, ее оформлении, качестве перевода и другие просим присылать по адресу: 129820, Москва, И-110, ГСП, 1-й Рижский пер., д. 2, издательство "Мир".

Е. Ф. Адиутори

НОВЫЕ МЕТОДЫ В ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ

Редактор *О. Вишнякова*

Художник *Е. Урусов*

Художественный редактор *В. Бисеналиев*

Технический редактор *Е. Бурмистрова*

Подписано к печати 2 XII — 76 г.

Бум. офсетн. № 1 60 × 90 $\frac{1}{16}$ = 7,25 бум. л.

Усл.-печ. л. 14,50 Уч.-изд. л. 12,00

Изд. № 20/8680 Цена 1р. 20к. Зак. 1063

Издательство "Мир"

Москва, 1-й Рижский пер., 2

Тульская типография "Союзполиграфпрома" при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
г. Тула, проспект им. В.И. Ленина, 109