АКАДЕМИЯ НАУК ЛИТОВСКОЙ ССР
ИНСТИТУТ ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГЕТИКИ

АКАДЕМИЯ НАУК БЕЛОРУССКОЙ ССР
ИНСТИТУТ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА им. А. В. ЛЫКОВА

УСПЕХИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Редакторы-составители серии:
А. А. ЖУКАУСКАС, О. Г. МАРТЫНЕНКО

Серия основана в 1988 г.

В изданиях серии печатаются обзоры новейших результатов научных исследований процессов тепло- и массопереноса, подготовленные в основном ведущими учеными Института физико-технических проблем энергетики АН Литовской ССР и Института тепло- и массообмена АН Белорусской ССР. Приводится широкое обобщение имеющегося материала, даются расчетные зависимости и рекомендации для практиков.

УСПЕХИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ 2

Авторы:

Ю. В. ВИЛЕМАС, Г. И. ВОРОНИН, Б. В. ДЗЮБЕНКО,
Г. А. ДРЕЙЦЕР, Е. В. ДУБРОВСКИЙ, А. А. ЖУКАУСКАС,
С. Г. ЗАКИРОВ, В. М. ИЕВЛЕВ, Э. К. КАЛИНИН,
В. М. ШИМОНИС, А. А. ШЛАНЧЯУСКАС, С. А. ЯРХО

Интенсификация теплообмена

ТЕМАТИЧЕСКИЙ СБОРНИК

ПОД РЕДАКЦИЕЙ

проф. А. А. ЖУКАУСКАСА и проф. Э. К. КАЛИНИНА

ВИЛЬНЮС „МОКСЛАС" 1988

УДК 536.24:536.423:532.5:621.565.9

Рецензенты:

д-р техн. наук Г.-С. Й. ГИМБУТИС
к-т техн. наук Й.-Э. Й. АДОМАЙТИС

И $\frac{2203000000-204}{M854(08)-88}$ Р–88

ISBN 5—420—00432—1

© Издательство „Мокслас", 1988

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 7

Основные обозначения 9

Введение 12

Глава 1. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА 15

1.1. Различные методы интенсификации теплообмена в каналах (краткий обзор литературы) 15
1.2. Условия, определяющие выбор метода 22
1.3. Изучение структуры турбулентного потока в каналах различной формы и способов ее целенаправленного изменения 24
1.4. Разработка эффективных методов интенсификации теплообмена, соответствующих конструкций теплообменных поверхностей и технологии их изготовления 37
1.5. Разработка методик расчета теплообмена и гидравлического сопротивления для выбранных методов интенсификации. Задачи экспериментов 49

Глава 2. МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ. КОМПЛЕКС ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ УСТАНОВОК 57

2.1. Трубы, кольцевые каналы, пластины 57
2.2. Каналы пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов 67
2.3. Продольно и поперечно обтекаемые пучки труб 70
2.4. Пучки витых труб 74

Глава 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СТРУКТУРЫ ПОТОКА, ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В КАНАЛАХ С ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ 79

3.1. Трубы 79
3.2. Кольцевые каналы 99
3.3. Каналы пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов 107

Глава 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СТРУКТУРЫ ПОТОКА, ТЕПЛООБМЕНА, ПЕРЕМЕШИВАНИЯ И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В ПУЧКАХ ТРУБ 134

4.1. Продольное обтекание пучков труб 134
4.2. Поперечное обтекание пучков труб 137
4.3. Продольно обтекаемые пучки витых труб 152
4.4. Поперечно обтекаемые пучки витых труб 171

Литература 175

ПРЕДИСЛОВИЕ

Институт физико-технических проблем энергетики АН ЛитССР и Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова АН БССР тесно сотрудничают и ведут общие работы в рамках договора между Академиями наук Литовской ССР и Белорусской ССР.

Дальнейшее ускорение научно-технического прогресса, повышение технологических характеристик, эффективности и надежности работы теплообменного оборудования и теплообменных аппаратов для энергетической, химической, нефтяной и газовой промышленности непосредственно связаны с эффективным использованием новейших результатов научных исследований процессов тепло- и массопереноса, разработанных расчетных зависимостей и рекомендаций, а также с широким обобщением имеющегося материала.

В связи с этим и с целью более широкой информации специалистов, работающих в научных организациях и на производстве, институты пришли к заключению о целесообразности общей подготовки и издания обзорных тематических сборников „Успехи теплопередачи". Подготовка обзорных статей выполняется в основном ведущими сотрудниками ИФТПЭ АН ЛитССР и ИТМО АН БССР. В случае необходимости для подготовки отдельных специальных обзоров привлекаются ведущие ученые из других научных центров страны.

В первом обзорном сборнике „Вопросы конвективного теплообмена" рассматриваются основные проблемы конвективного теплопереноса.

В настоящей книге дается обзор последних достижений в области интенсификации теплообмена в одно- и двухфазных потоках и снижения металлоемкости теплообменных аппаратов. На фоне краткого обзора состояния вопроса изложены результаты обширного цикла научных исследований интенсификации теплообмена, выполненных в Институте физико-технических проблем энергетики АН Литовской ССР, в Московском авиационном институте, в Московском научно-производственном объединении „НАТИ" и в ряде других научно-

исследовательских институтов и вузов страны под руководством и при непосредственном участии авторов.

Главы 1 и 2 написаны авторами совместно. В главе 3 раздел 3.1 написан Э. К. Калининым, Г. А. Дрейцером и С. А. Ярхо, 3.2 – Ю. В. Вилемасом, Г. А. Дрейцером, С. Г. Закировым, Э. К. Калининым и В. М. Шимонисом, 3.3 – Е. В. Дубровским, Г. И. Ворониным и Э. К. Калининым.

В главе 4 раздел 4.1 написан Г. А. Дрейцером и Э. К. Калининым, 4.2 – А. А. Жукаускасом и А. А. Шланчяускасом, 4.3 и 4.4 – В. М. Иевлевым, Ю. В. Вилемасом и Б. В. Дзюбенко.

Редакторы выражают искреннюю благодарность В. М. Шимонису, Л. К. Буркой, а также всем, кто помог подготовить рукопись к изданию.

РЕДАКТОРЫ

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a, b – поперечный (s_1/D_0) и продольный (s_2/D_0) относительные шаги размещения труб в пучке, м;

b – ширина препятствия, расстояние между стенками соседних витых труб в пучке, м;

c_f – коэффициент трения ($2\tau_w/\rho u_0^2$);

c_P – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);

D – внутренний диаметр накатанной трубы, м;

D_0 – наружный диаметр гладкой трубы или цилиндра, описывающий диаметр витой трубы ($2R_0$), м;

D_1 – наружный диаметр накатанной трубы, внутренний диаметр кольцевого канала, м;

D_2 – наружный диаметр кольцевого канала, м;

D_{ef} – эффективный коэффициент диффузии тепла, м^2/с;

d – диаметр по вершинам выступов накатанной трубы, м;

d_0 – внутренний диаметр гладкой трубы ($2r_0$), м;

d_1 – диаметр по вершинам канавок накатанной трубы, м;

d_e – эквивалентный диаметр канала, м;

F – площадь проходного сечения, теплоотдающая поверхность, м^2;

f – частота, Гц;

G – массовый расход, кг/с;

h – высота турбулизаторов, м;

h^+ – безразмерная высота турбулизаторов (hu_*/ν);

i – энтальпия, Дж/кг;

K – безразмерный эффективный коэффициент диффузии; коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К);

k – коэффициент, учитывающий интенсификацию фазового перехода;

k_F – коэффициент живого сечения конструкции поверхности;

L – общая длина, м;

l – масштаб турбулентности; длина, м;

P — давление, Па;
p — шаг закрутки витых труб, м;
Q — тепловой поток, Вт;
q — плотность теплового потока, Вт/м^2;
r — текущий радиус, м; теплота фазового перехода, Дж/кг;
s — расстояние между осями труб в продольно обтекаемых пучках, м;
s_1, s_2 — поперечный и продольный шаги размещения труб в пучке, м;
T — температура, °С, К;
t — шаг расположения турбулизаторов, м;
u, v, w — составляющие скорости, м/с;
u', v', w' — пульсационные составляющие скорости, м/с;
u — среднемассовая скорость, м/с;
u_0 — скорость набегающего потока, скорость вне пристенного слоя, м/с;
u_* — динамическая скорость $(\sqrt{\tau_w/\rho})$, м/с;
V — объем теплообменного аппарата, м^3;
x, y, z — декартовы координаты, м;
x — длина, м;
y^+ — безразмерное расстояние (yu_*/ν);
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·К);
δ — толщина стенки, пограничного слоя, пленки конденсата, м;
ϵ — пористость пучка;
ϵ_τ — коэффициент турбулентной вязкости;
ϵ_q — коэффициент турбулентной температуропроводности;
ξ, ζ — коэффициенты гидравлического сопротивления;
η — коэффициент термической эффективности;
θ — коэффициент термической неравновесности;
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
μ — коэффициент динамической вязкости, Н·с/м^2;
ν — коэффициент кинематической вязкости, м^2/с;
П — периметр канала, м;
ρ — плотность, кг/м^3;
σ — коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;
τ — касательное напряжение, Н/м^2; время, с;
Ф — объемное паросодержание;
φ — угол, град;
χ — массовое паросодержание;
Ψ — температурный фактор (T_w/T_f);
Ω — коэффициент компактности конструкции поверхности, м^2/м^3;
Bo — безразмерный тепловой поток $(q_w \pi d_e^2/rG)$;
Eu — число Эйлера $(\Delta P/\rho u^2)$;

Fr_M – модифицированное число Фруда $(p^2/D_0 d_e)$;
Nu – число Нуссельта $(\alpha d_e/\lambda)$;
Pr – число Прандтля $(\mu c_p/\lambda)$;
Pr_T – турбулентное число Прандтля (ϵ_T/ϵ_q);
Re – число Рейнольдса (ud_e/ν);
St – число Стантона (Nu/Re Pr);
Tu – степень турбулентности $(\sqrt{\overline{u'^2}}/u_{max})$;
We – число Вебера $(\rho u^2 d_e/\sigma)$.

Индексы:

0 – для гладкой поверхности, начальный,
cr – критический,
dr – капля,
ev – испарение,
f – в потоке,
g – газ,
in – на входе,
l – жидкость, по длине,
out – на выходе,
s – на линии насыщения,
t – для трубы,
v – пар,
w – на стенке,
δ – пленка конденсата,
φ – по периметру,
$\Psi = 1$ – при постоянных физических свойствах,
$(\bar{})$ – усреднение.

Примечание. Определяющие параметры в безразмерных числах подобия указаны индексами или непосредственно в тексте. В неуказанных случаях за определяющие параметры принимаются среднемассовая температура, скорость потока и эквивалентный диаметр канала.

ВВЕДЕНИЕ

Проблема рационального и эффективного использования топливно-энергетических ресурсов является одной из важнейших. С ростом энергетических мощностей и объема производства все более увеличиваются габариты применяемых теплообменных аппаратов. Создание более эффективных и компактных теплообменников обеспечивает значительную экономию топлива, металлов и затрат труда.

Весомую роль в решении этих проблем может сыграть широкое внедрение эффективных методов интенсификации теплообмена в каналах при разработке и производстве теплообменных аппаратов и устройств в машиностроении. Теплообменные аппараты и устройства – важная составная и металлоемкая часть всех двигательных и энергетических установок. Они широко применяются в теплоэнергетике, в технологических процессах химической, нефтеперерабатывающей и пищевой промышленности, в металлургии, в строительстве и многих других отраслях народного хозяйства. Например, в нефтехимических производствах масса теплообменных аппаратов составляет около 35–40% суммарной массы всей технологической аппаратуры.

Среди теплообменных аппаратов наиболее распространены трубчатые и пластинчатые. В масштабах страны на них расходуется огромное количество легированных и цветных металлов.

Опыт создания и эксплуатации различных тепломассообменных устройств показал, что разработанные в цикле исследований методы интенсификации теплообмена в каналах обеспечивают снижение габаритов и металлоемкости (массы) этих устройств в 1,5–2 и более раз (по сравнению с аналогичными серийно выпускаемыми устройствами при одинаковой тепловой мощности и мощности на прокачку теплоносителей), а также существенное уменьшение засоряемости и солеотложений в их каналах. Это в 2–3 раза снижает затраты и трудоемкость эксплуатации, увеличивает ресурс и надежность. Предлагаемые методы

интенсификации технологичны в производстве и сборке теплообменных аппаратов, удобны в эксплуатации.

Выполненный авторами цикл исследований позволил разработать и внедрить три эффективных метода интенсификации теплообмена:

1. Метод целенаправленной искусственной турбулизации потока в пристенной зоне, основанный на периодическом создании небольших вихревых зон около стенки, являющихся источником дополнительной турбулизации потока. Метод реализован для трубчатых и пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов. Для трубчатых теплообменных аппаратов – путем накатки труб на автоматизированных станках, обеспечивающей двустороннюю интенсификацию теплообмена: внутри труб – за счет плавно очерченных поперечных выступов, на которых создается система продольных винтообразных вихрей; снаружи труб при их продольном обтекании – за счет поперечных канавок, на которых возникают поперечные вихри. Для пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов метод реализован с помощью автоматизированных технологий периодического рассечения и относительного смещения ребер или штамповки на ребрах поперечных выступов и канавок. На передних кромках рассеченных ребер и на поперечных выступах-канавках возникают поперечные вихри.

2. Метод закрутки потока внутри витых овальных труб и при продольном и поперечном обтекании плотноупакованных пучков витых труб и стержней. Метод реализован протягиванием круглых труб через фильеру, придающую им заданную овальную форму и закрутку, или получением витых стержней по другой технологии.

3. Метод управляемого отрыва пограничного слоя при поперечном обтекании пучков труб с помощью образования на них специальных турбулизаторов. Метод турбулизации пограничного слоя с использованием искусственной шероховатости реализован для плоских поверхностей и трубчатых теплообменников применительно к потокам различных жидкостей.

Первый из этих методов разработан и исследован под научным руководством Э. К. Калинина, Г. А. Дрейцера, С. А. Ярхо и С. Г. Закирова (для трубчатых теплообменных устройств), Г. И. Воронина и Е. В. Дубровского (для пластинчато-ребристых теплообменников).

Второй метод – под научным руководством В. М. Иевлева, Ю. В. Вилемаса и Б. В. Дзюбенко.

Третий метод – под научным руководством А. А. Жукаускаса и А. А. Шланчяускаса.

В книге кратко описан весь комплекс исследований, который проводился с конца 50-х годов и включал:

– изучение структуры турбулентного потока в каналах различной

формы и способов ее целенаправленного изменения, в том числе при фазовых превращениях;

– изучение течения в отрывных и вихревых зонах, как источниках направленной дополнительной турбулизации потоков;

– разработку эффективных методов интенсификации теплообмена для каналов различного сечения, пучков труб и стержней и соответствующих им конструкций теплообменных поверхностей;

– разработку технологии изготовления теплообменных поверхностей с интенсификаторами;

– разработку инженерных методик расчета теплообменных устройств с интенсификацией теплообмена;

– экспериментальные исследования теплообмена, перемешивания и гидравлического сопротивления выбранных методов интенсификации и типов поверхностей при течении газов, жидкостей и теплоносителей с фазовыми превращениями для получения замыкающих эмпирических расчетных зависимостей к разработанным методам расчета;

– экспериментальные исследования эксплуатационных характеристик (засоряемость, солеотложения и т. п.) в теплообменных устройствах с интенсификаторами;

– разработку рекомендаций по расчету, проектированию, изготовлению и эксплуатации теплообменных устройств с использованием предлагаемых методов интенсификации теплообмена для широкого использования в народном хозяйстве.

В главе 1 рассмотрены основные методы интенсификации теплообмена, их обоснование.

В процессе исследований создано много оригинальных экспериментальных установок и методов исследований, которые нашли свое отражение в главе 2.

Глава 3 посвящена результатам экспериментальных исследований структуры потока, теплообмена и гидравлического сопротивления в каналах с интенсификаторами.

В главе 4 рассмотрены результаты экспериментальных исследований структуры потока, теплообмена, перемешивания и гидравлического сопротивления в продольно и поперечно обтекаемых пучках труб.

ГЛАВА 1 ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА

1.1. РАЗЛИЧНЫЕ МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ (КРАТКИЙ ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ)

Интенсификация теплообмена является эффективным путем решения проблемы уменьшения массы и габаритов теплообменных аппаратов и устройств. Этим объясняется непрерывно возрастающее число публикаций по данному вопросу. Из них следует отметить монографии [1–48] и обзоры [49–54].

К настоящему времени предложены и исследованы разнообразные методы интенсификации конвективного теплообмена.

Применительно к течению однофазных теплоносителей используются турбулизаторы потока на поверхности, шероховатые поверхности, развитые поверхности за счет оребрения, закрутка потока спиральными ребрами, шнековыми устройствами, завихрителями, установленными на входе в канал, подмешивание к потоку жидкости газовых пузырей, а к потоку газа – твердых частиц или капель жидкости, вращение поверхности теплообмена, вибрация поверхности, пульсация теплоносителя, воздействие на поток электростатических полей, отсос потока из пограничного слоя.

Наряду с турбулизаторами, закручивающими устройствами, оребрением, для интенсификации теплообмена при кипении используют также низкотеплопроводные и пористые покрытия.

Для интенсификации теплообмена при конденсации теплоносителей предлагаются турбулизаторы или ребра, разрушающие пленку конденсата, несмачиваемые покрытия, жидкие стимуляторы для создания капельной конденсации, закрутка потока или вращение поверхности теплообмена.

Особое место среди способов интенсификации теплообмена занимают тепловые и вихревые трубы.

Высокоэффективным часто оказывается применение комбинированных методов интенсификации (комбинирование турбулизаторов с оребрением поверхностей, применение спиральных ребер, одновременно закручивающих поток, применение закручивающих устройств при

течении суспензий, комбинирование турбулизаторов с закруткой потока).

Необходимо отметить, что при выборе для практического применения того или иного метода интенсификации теплообмена приходится учитывать не только эффективность самой поверхности, но и технологичность ее изготовления, технологичность сборки теплообменного аппарата, прочностные требования, загрязняемость поверхности, особенности эксплуатации и т. д. Все эти обстоятельства существенно снижают возможности выбора одного из многочисленных исследованных методов интенсификации.

Интенсификация теплообмена при однофазном течении теплоносителей

Применение искусственной турбулизации потока в настоящее время признано наиболее эффективным способом интенсификации теплообмена в каналах с однофазными теплоносителями. Наряду с исследованиями авторов, подробно рассматриваемыми в настоящей работе, имеются многочисленные исследования других авторов. Следует отметить монографию [9], обзоры [49–54], а также работы [55–58].

В ряде случаев могут быть эффективны и другие методы интенсификации теплообмена, например применение спиральных или витых труб при ламинарном течении теплоносителей [3, 40, 41], применение закручивающих поток многозаходных шнеков перед тем участком канала, в котором имеет место повышенное тепловыделение [59–63]. В криволинейных каналах под воздействием центробежных сил развиваются винтообразные структуры, охватывающие все сечения канала. Кроме того, при достаточно крутых поворотах могут возникать отрывные зоны с системой двухмерных и трехмерных вихрей в них. На вогнутой стенке может появиться система винтообразных вихрей с противоположным направлением вращения. В турбулентных потоках все это ведет к дополнительной турбулизации, росту теплоотдачи и гидравлического сопротивления.

Применение оребрения каналов и труб снаружи и внутри целесообразно при небольших тепловых потоках и особенно при ламинарном режиме течения теплоносителей [3, 4, 6, 10, 12, 15, 35, 37, 38, 44].

Использование оребренных поверхностей в системах охлаждения радиоэлектронного оборудования позволяет в ряде случаев обеспечить приемлемое охлаждение при наличии только свободной конвекции без организации вынужденного охлаждения, что существенно упрощает конструкцию.

Для термостатирования и охлаждения оборудования применяются также вихревые трубы, основанные на эффекте Ранке, обеспечивающие разделение газа на горячие и холодные потоки [25–27]. Для многих приложений весьма эффективно применение тепловых труб [28–32, 46, 47].

В настоящее время для интенсификации теплообмена все шире применяется струйное охлаждение [16–18] и отсос потока через промежуточные поверхности [33].

В последнее десятилетие возрос интерес к изучению влияния колебаний потока на теплообмен при возникновении резонансных частот и амплитуд. В ряде исследований, например в [2], показано, что при резонансных колебаниях коэффициент теплоотдачи может увеличиться в 2–3 раза по сравнению со стационарным течением как в ламинарном, так и в турбулентном режимах течения. При акустическом резонансе в канале теплоотдача существенно увеличивается в зоне пучности скорости стоячей волны. При этом заметно возрастает и теплоотдача, средняя по длине канала [2]. Однако при анализе целесообразности использования колебаний потока для интенсификации теплообмена необходимо учитывать все энергетические затраты на возбуждение колебаний.

Колебания давления, в том числе и звуковые, могут быть эффективным средством интенсификации теплообмена при свободной конвекции [39]. Описание влияния электрических колебаний на теплообмен содержится в работе [36].

Интенсификация теплообмена при кипении

Целью интенсификации теплообмена при кипении является увеличение коэффициентов теплоотдачи при пузырьковом и пленочном режимах кипения, увеличение максимального теплового потока при пузырьковом кипении q_{cr1} и минимального теплового потока при пленочном кипении q_{cr2}, повышение соответствующих критических температурных напоров ΔT_{cr1} и ΔT_{cr2} (т. е. сдвиг кривой кипения в область более высоких температурных напоров и тепловых потоков).

Необходимо отметить, что возможности интенсификации теплообмена при кипении гораздо больше, чем в однофазных потоках. Так, коэффициент теплоотдачи при пленочном кипении удается увеличить до 10 раз, а q_{cr1} – более чем в 3 раза.

Наряду с перспективным методом интенсификации теплообмена при кипении с помощью искусственной турбулизации потока, используются методы закрутки потока или вращения поверхности тепло-

обмена [64, 65], нанесения на поверхность теплообмена тонких покрытий из низкотеплопроводного [66–68] или пористого материала [69–71], устанавливаются неизотермические ребра [72, 73].

Применение винтовых вставок и других методов закрутки потока приводит к улучшению поступления жидкости к поверхности нагрева и, следовательно, к увеличению критической плотности теплового потока. При достаточно хорошей закрутке потока кризис пузырькового кипения определяется термодинамическими, а не гидродинамическими причинами. По сравнению со случаем без закрутки это может на порядок увеличить критическую плотность теплового потока. В настоящее время в ряде работ уже достигнуто увеличение q_{cr1} в 2,6 раза. Применение спиральных вставок при пленочном кипении интенсифицирует теплоотдачу в 3–3,5 раза.

Нанесение на поверхность теплообмена низкотеплопроводных покрытий [66, 67] приводит к кризису пленочного кипения при больших температурных напорах и перестройке его в переходное кипение, при котором теплоотдача существенно выше. Такие покрытия, как фторопласт, эмаль, клей толщиной 40–100 мкм позволяют в 2–3 раза повысить теплоотдачу за счет перевода пленочного кипения в переходное. Применение пористых покрытий при пузырьковом кипении дает возможность увеличить теплоотдачу в 2–4 раза, а тепловой поток – в 2–3 раза [69–71]. Исследование кипения на пористых поверхностях актуально, поскольку полученные данные необходимы для интенсификации теплообмена и совершенствования тепловых труб.

Для охлаждения поверхностей с успехом используется сочетание оребрения с нанесением на ребра низкотеплопроводных покрытий. Такие ребра принято называть неизотермическими [68]. За счет снижения температуры стенки ребер по сравнению с температурой основания на части поверхности ребра удается получить переходное и пузырьковое кипение с большим коэффициентом теплоотдачи.

Для охлаждения высокотемпературных поверхностей и элементов криогенных систем с успехом используется струйное охлаждение в режиме кипения теплоносителя на поверхности теплообмена [19].

Интенсификация теплообмена при конденсации

Рассмотрим основные методы интенсификации теплообмена в конденсаторах поверхностного типа, которые могут найти реальное применение в энергетических установках. Конденсаторы энергетических установок обычно бывают трубчатыми с конденсацией снаружи труб.

В конденсаторах энергетических установок термическое сопротивление при поверхностной конденсации со стороны конденсирующегося

пара складывается из термического сопротивления пленки конденсата и прослойки из неконденсирующихся газов (для обычных конденсаторов – воздушной прослойки). Первое термическое сопротивление можно уменьшить разрушением или турбулизацией пленки конденсата, второе – обеспечением надежного удаления воздуха, поддерживанием достаточных скоростей парогазовой смеси в пучке труб и рациональной компоновкой трубного пучка.

Наиболее перспективными методами интенсификации теплообмена со стороны конденсирующегося пара являются: создание капельной конденсации, применение оребренных труб, создание вибрации поверхности теплообмена, применение наклона трубного пучка, разработка эффективных схем воздухоотсоса.

Капельная конденсация является одним из наиболее эффективных методов интенсификации теплообмена при конденсации. Теплоотдача при капельной конденсации в 5–10 раз больше, чем при пленочной. На сегодняшний день механизм капельной конденсации можно считать достаточно изученным.

Процесс капельной конденсации в промышленном теплообменном аппарате можно создать двумя способами: периодической подачей жидкого стимулятора с греющим паром на поверхность конденсации либо используя гидрофобную поверхность в виде твердого покрытия. Каждый из указанных способов имеет преимущества и недостатки, что затрудняет окончательный выбор способа создания капельной конденсации.

В качестве жидких стимуляторов могут использоваться кремнийорганические жидкости, машинное масло, керосин и др. Установлено, что механизм действия стимулятора заключается в гидрофобизации поверхности. К стимуляторам предъявляются следующие требования: „длительность жизни", безопасность в коррозионном отношении, невысокая стоимость. Вопросу подбора стимуляторов посвящено большое количество работ, иногда весьма противоречивых. Найдено большое количество химических соединений, которые создают капельную конденсацию, однако продолжительность их действия не превышает нескольких сот часов, чего явно недостаточно для промышленного внедрения.

В качестве гидрофобных пленок могут служить органические соединения с несимметричным строением молекул. Гидрофобную пленку на латунных, мельхиоровых и стальных трубах можно получить путем нанесения фторопласта, кремнийорганических и фенолформальдегидных смол. Покрытие может быть также из тефлона и некоторых других ему подобных материалов.

Очень важно знать влияние загрязнения на срок службы стимулято-

ров. Опыты, проведенные с промышленным паром, содержащим твердые и газообразные примеси, показали, что при наличии в паре даже незначительного загрязнения продолжительность капельной конденсации резко падает из-за чисто химического загрязнения поверхности.

Для интенсификации теплообмена при конденсации предлагаются различные виды оребренных труб. Известны экспериментальные и теоретические исследования по интенсификации теплообмена при конденсации с использованием различного типа оребрения поверхностей (кольцевая или винтовая накатка, кольцевые или винтовые ребра, нарезание резьбы, проволочное оребрение, продольные ребра и канавки различного поперечного сечения и т. п.) [74–85]. Во всех случаях тот или иной эффект интенсификации обусловлен действием сил поверхностного натяжения на пленку конденсата. В результате этого пленка конденсата стягивается в образующиеся канавки и ее толщина на выступающих частях поверхности уменьшается. Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации возрастает в 1,5–2,5 раза. В некоторых работах предлагаются приближенные теоретические модели процесса [74–76, 84]. Ряд проблем интенсификации теплообмена рассмотрен в обзорных работах [49, 53].

Анализ этих и других аналогичных работ показал, что из большинства исследованных способов интенсификации теплообмена при конденсации снаружи труб перспективны только такие, которые одновременно интенсифицируют теплоотдачу внутри труб и легко технологически осуществимы. К ним, прежде всего, следует отнести использование накатанных труб, рассматриваемых в настоящей работе.

Применение накатанных или оребренных труб увеличивает поверхность на единицу длины, а также интенсифицирует теплоотдачу как со стороны конденсирующегося пара, так и внутри труб со стороны воды, что особенно важно для конденсаторов, имеющих большое термическое сопротивление на холодной стороне. По сравнению с гладкой трубой на накатанной трубе при конденсации водяного пара теплообмен увеличивается в 3–4 раза.

Интенсификация теплообмена при конденсации в случае проволочного оребрения достигается за счет дополнительного расхода дефицитного металла, независимо от того, увеличивается или не увеличивается поверхность теплообмена, так как масса теплообменника возрастает. Нарезание резьбы на поверхности труб относительно более приемлемо, так как позволяет увеличить коэффициенты теплоотдачи, но все же является очень трудоемким и дорогим процессом, особенно если учесть, что могут применяться трубы малых диаметров и большой длины, а также накладывает определенные ограничения на толщину стенки труб.

Авторы большинства работ, как правило, вообще не рассматривали технологию изготовления предлагаемых ими поверхностей теплообмена. Вместе с тем с практической точки зрения этот вопрос является решающим при выборе способа интенсификации процесса теплообмена снаружи труб, а также способа искусственной турбулизации потока внутри труб.

Вибрация поверхности теплообмена интенсифицирует теплоотдачу при конденсации со стороны пара и охлаждающей воды и может служить способом предотвращения загрязнения поверхности. Все теплообменные аппараты турбоустановок подвержены вибрации, которая вызывается следующими причинами: вибрацией турбины и насосов, аэродинамическими силами потоков теплоносителей при натекании на трубный пучок, пульсацией теплоносителей.

Принципиально возможны как создание искусственной вибрации поверхности теплообмена, так и регулирование в определенных пределах естественной вибрации. Однако данные о реальных параметрах вибраций в различных теплообменных аппаратах практически отсутствуют. Кроме того, методов расчета собственных частот колебаний труб недостаточно для труб различной геометрической формы, в частности для профильных труб, а также при учете ряда конструктивных факторов. Между тем надежность теплообменных аппаратов во многом связана с вибрацией. Вибрация является одной из основных причин выхода из строя труб, а имеющихся сведений по этому вопросу явно недостаточно.

Применение наклона трубного пучка вблизи горизонтали (до 10°) позволяет устранить влияние заливания конденсатом нижних труб, уменьшить паровое сопротивление и улучшить деаэрацию конденсата, а вблизи вертикали (угол $10–20^{\circ}$) интенсифицировать теплоотдачу со стороны конденсирующегося пара при умеренных его скоростях. При этом выигрыш в теплопередаче может составить 15–30%. Следует отметить, что применение наклона может оказаться необходимым для пучков профильных труб, а также при создании капельной конденсации на трубах.

Исследованиям влияния **воздухоотсоса** на интенсификацию теплоотдачи при конденсации также уделяется существенное внимание. При отсосе воздуха утончается пленка конденсата, разрушается ее однородность, поток дополнительно турбулизуется, что и приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи.

Возможно сочетание воздухоотсоса с другими способами интенсификации теплоотдачи: оребрением или наклоном труб, условиями вибрации, капельной конденсацией.

1.2. УСЛОВИЯ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ВЫБОР МЕТОДА

Важнейшими условиями, определяющими выбор метода интенсификации теплообмена, являются [59, 86]:

1. Задачи интенсификации теплообмена в данном конкретном классе теплообменных устройств.

2. Величина допустимых энергетических затрат на интенсификацию теплообмена и вид располагаемой для этого энергии.

3. Гидродинамическая структура потока, в котором требуется интенсифицировать теплоотдачу. Характер распределения плотностей тепловых потоков или поля температур в теплоносителе.

4. Технологичность изготовления теплообменного устройства с интенсификацией теплоотдачи, удобство и надежность его в эксплуатации.

Рассмотрим эти условия более подробно.

1. В задачи интенсификации теплообмена, поставленные перед авторами данного цикла исследований, входили:

– уменьшение габаритов и массы трубчатых и пластинчатых теплообменных аппаратов по сравнению с достигаемыми обычными путями (изменение скорости потока и размеров каналов из применяемых гладких поверхностей) при заданных суммарных тепловой мощности и мощности на прокачку теплоносителя;

– уменьшение температуры стенок теплообменных устройств по сравнению с достигаемыми для применяемых типов поверхностей при заданных тепловой мощности, снимаемой системой охлаждения, температуре теплоносителя и мощности на его прокачку;

– улучшение перемешивания теплоносителя в теплообменных устройствах для снижения неравномерности его температуры на выходе;

– уменьшение времени захолаживания криогенных магистралей и потерь криоагента;

– предотвращение аварийных ситуаций при возникновении закризисных режимов пленочного кипения в теплообменниках.

2. Во всех случаях данного цикла исследований принималось, что метод интенсификации должен быть эффективен при сохранении наименьших энергетических затрат, необходимых для известных теплообменных поверхностей, если стоит задача уменьшения габаритов, или он должен обеспечивать существенное уменьшение энергетических затрат на прокачку теплоносителя, если габариты теплообменника могут быть сохранены; либо уменьшить в требуемом соотношении и габариты, и энергетические затраты.

Все известные способы интенсификации теплоотдачи в турбулентных потоках за счет их искусственной дополнительной турбулизации связаны с ростом коэффициента гидравлического сопротивления ξ. Оценим эффективность метода интенсификации соотношением между

ростом теплоотдачи (Nu/Nu_0) и коэффициентами сопротивления (ξ/ξ_0). На примере трубчатого теплообменника, у которого теплоноситель „1" течет в трубах, а теплоноситель „2" – параллельно в том же направлении между трубами, можно показать, что габариты теплообменника будут уменьшены, если выполняется неравенство

$$\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)^2_{1,Re_0} > \left(\frac{\xi}{\xi_0}\right)_{1,Re_0}\left(\frac{Re}{Re_0}\right)^{1,2}_1\left(\frac{\alpha_{2,0}}{\alpha_2}\right)\left(\frac{\alpha_1+\alpha_2}{\alpha_{1,0}+\alpha_{2,0}}\right). \qquad (1.1)$$

Из (1.1) следует, что внутри труб эффективность метода возрастает, если его применение сопровождается интенсификацией теплообмена снаружи труб или если $\alpha_2 \gg \alpha_1$.

При выполнении условия (1.1) объем и масса трубного пучка уменьшаются за счет сокращения его длины с увеличением числа труб и поперечного сечения пучка, если

$$\frac{Nu}{Nu_0} < \frac{\xi}{\xi_0}, \qquad (1.2)$$

и за счет сокращения длины, числа труб и поперечного сечения пучка при

$$\frac{Nu}{Nu_0} > \frac{\xi}{\xi_0}. \qquad (1.3)$$

Метод интенсификации, обеспечивающий неравенство (1.3), особенно эффективен, но его осуществление сопряжено с трудностями.

Аналогичные оценки можно получить и для пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов, в которых также наибольший эффект дает метод интенсификации, обеспечивающий неравенство (1.3). Разработка метода интенсификации, обеспечивающего это неравенство, ранее считалась вообще невозможной. Впервые оно получено при реализации разработанных авторами методов интенсификации, что явилось предметом открытия № 242, зарегистрированного Госкомизобретений в 1981 г. [87].

3. Знание гидродинамической структуры потока и распределения плотностей тепловых потоков, полей температур в каналах, где требуется интенсифицировать теплообмен, необходимо, чтобы рационально выбрать места и методы воздействия на поток.

В данном цикле исследований они были проанализированы и специально изучены для труб, прямоугольных и треугольных каналов, продольно и поперечно обтекаемых пучков труб в одно- и двухфазных потоках.

4. Любой эффективный метод интенсификации теплообмена может быть реализован только тогда, когда разработана приемлемая для серийного производства технология изготовления теплообменных поверх-

ностей и сборки из них теплообменных аппаратов и других устройств. Кроме того, не должны ухудшаться прочность, надежность и другие эксплуатационные характеристики (особенно засоряемость) теплообменных устройств с интенсификаторами по сравнению с исходными устройствами без них. При отборе методов интенсификации требования технологичности, надежности и удобства в эксплуатации являются определяющими.

Для выбранных методов были разработаны автоматизированные технологии серийного производства теплообменных поверхностей и технологии сборки, проведены прочностные и эксплуатационные испытания, которые показали, что теплообменные аппараты с рекомендованными методами интенсификации и по этим показателям существенно превосходят исходные прототипы.

1.3. ИЗУЧЕНИЕ СТРУКТУРЫ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА В КАНАЛАХ РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ И СПОСОБОВ ЕЕ ЦЕЛЕНАПРАВЛЕННОГО ИЗМЕНЕНИЯ

Выполнен большой объем исследований структуры турбулентного потока в трубах и каналах сложной формы для газов и жидкостей. Измерены поля скоростей, турбулентные пульсации скоростей и температур, их корреляции. Предложены методы расчета теплообмена и гидродинамики при турбулентном течении в каналах различной формы.

Развит принцип локального подобия в теории турбулентного переноса, основанный на анализе и использовании уравнения баланса энергии турбулентности [88]. Показано, что главными в этом уравнении являются члены, описывающие процессы возникновения и подавления турбулентности в ряде важных для практики течений, а перенос турбулентности вдоль и поперек потока в них не очень велик, и его можно учесть путем некоторой процедуры усреднения характеристик турбулентности вблизи каждой рассматриваемой точки потока [89–91].

Возможность построения локального уравнения баланса позволила выдвинуть и обосновать гипотезу о том, что характеристики турбулентного переноса в каждой точке рассмотренных течений определяются входящими в уравнение баланса энергии турбулентности характеристиками усредненного течения, полями объемных сил и свойствами среды в той же точке, а также масштабом турбулентности l.

Это позволило эмпирически или с помощью полуэмпирических теорий турбулентности найти в безразмерной форме универсальные локальные законы турбулентного переноса. Их анализ дал возможность установить, что члены локального уравнения баланса энергии турбулентности, описывающие ее порождение, возрастают с ростом

масштаба l, а диссипативные члены – убывают. Следовательно, наибольшая часть энергии турбулентности сосредоточена в пульсациях большого масштаба, которые ограничены только геометрическими характеристиками течения. Это позволило выразить l формулой, в которую входят только геометрические параметры. Развитый принцип локального подобия был применен, в частности, при расчете течений, возникающих при обтекании пучков витых труб и стержней.

Детально изучена структура турбулентного переноса тепла в пограничном слое жидкостей с $Pr > 1$ на гладкой и шероховатой пластинах [92–94]. Измерялись пульсационные значения скоростей и температур с помощью термоанемометра, лазерной допплеровской системы и игловидных термопар с головкой 3–5 мкм. Проводились визуальные наблюдения. Все эти исследования позволили установить следующее:

1. Турбулентный перенос тепла в пограничном слое определяется крупномасштабными переворотами, происходящими в данном сечении. Во время этих переворотов нагретые массы двигаются вверх, а холодные – к стенке, вытесняя существующие там скопления горячих масс. Вязкий подслой в процессе теплообмена выступает в пассивной роли посредника, как бы утолщая стенку, однако турбулентный перенос поперек него определяет теплообмен при $Pr > 1$. Выражение турбулентного обмена длиной пути перемешивания, постоянной во внешней части, и использование функции демпфирования в пристенной области отражают природу турбулентного обмена при $Pr > 1$. Толщину теплового пограничного слоя при разных $Pr > 1$ целесообразно считать равной толщине гидродинамического слоя.

2. Механизм переноса тепла изучался при тщательном анализе турбулентного перемешивания [95–97]. Измерения авто- и пространственных корреляций показали, что турбулентный пограничный слой является единым во взаимодействии всех деталей по длине x. Сильные возмущения и торможение у стенки приводят к распаду ядра на крупномасштабные перевороты, которые создают выбросы на внешнем краю и биения о стенку (рис. 1.1). Преобладают перевороты шириной

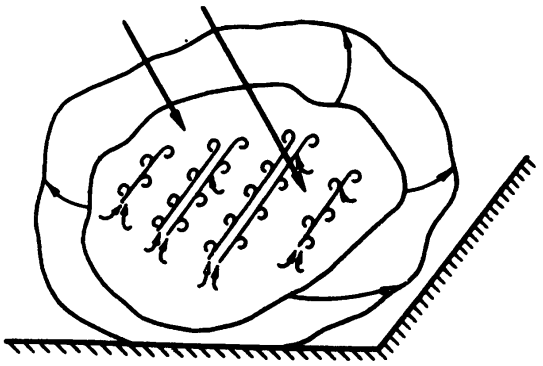


Рис. 1.1. Образование закономерно чередующихся обратных токов при биении комка о стенку

$r_z/\delta = 0{,}5$, длиной $r_x/\delta = 1$, и появляются они с вероятностью 0,1 в полосе от $y^+ = 25$ до $y/\delta = 0{,}2$. Во время биения вихрь распадается на присоединившиеся вихри, чередующиеся через расстояние $r_z{}^+ = 100$. Вязкий подслой самостоятельно распадается на вихревое течение. При малых Re появляется каскад вихрей типа Гертлера. Здесь r_z, r_x – ширина и длина вихря, δ – толщина пограничного слоя.

3. На основе решения дифференциальных уравнений движения и теплообмена и универсальной картины длины пути перемешивания построена методика теоретического расчета теплообмена и трения для жидкостей с разными Pr [92]. Выявлено различие в теплообмене при воздействии переменности физических свойств [98], градиента давления [99, 100], поперечной кривизны тела [101, 102] и однородной шероховатости [103]. Влияние переменности физических свойств как в жидкостях, так и в газах можно учитывать местными значениями физических свойств и определением демпфирующего фактора по местной скорости u/u_*. Влияние поперечной кривизны учитывается введением распределения тангенциального напряжения у стенки $\tau/\tau_w = y/(y + R_0)$. Универсальность картины турбулентного переноса при ускорении сохраняется до $(\nu/u_0^2)\,(du_0/dx) = 2\cdot10^{-6}$. При воздействии шероховатости увеличивается турбулентный перенос во внешней части, а у стенки необходимо учесть специфику обмена в зонах завихрения.

4. Получен обширный экспериментальный материал по измерениям средних и пульсационных характеристик. Определены местный теплообмен и трение пластины в потоках воздуха, воды, трансформаторного масла и глицерина при Re_x от 10^5 до $4\cdot10^6$ и Pr от 0,71 до 100. Измерены профили температуры и дисперсии температуры при разных Pr с охватом области вязкого подслоя. Измерены авто- и пространственные корреляции, определены спектры в различных областях пограничного слоя. Все эти измерения проведены также при наличии воздействия дополнительных эффектов: ускорения потока, шероховатости и т. д.

5. По измеренным профилям скорости и температуры, а также по пульсационным потокам тепла и количества движения определена величина турбулентного числа Прандтля Pr_T (рис. 1.2). В большинстве случаев Pr_T не превышает единицы, изменяется по глубине пограничного слоя и незначительно зависит от Pr. Эта величина зависит от уровня турбулентности. Расчетным путем выявлено возможное влияние изменения Pr_T на теплообмен: для потоков газа можно пользоваться средним ее значением по глубине пограничного слоя, а при $\mathrm{Pr} > 1$ – значением в переходной области.

6. При измерениях обнаружено, что в случае переменности физических свойств основная деформация течения происходит у стенки в

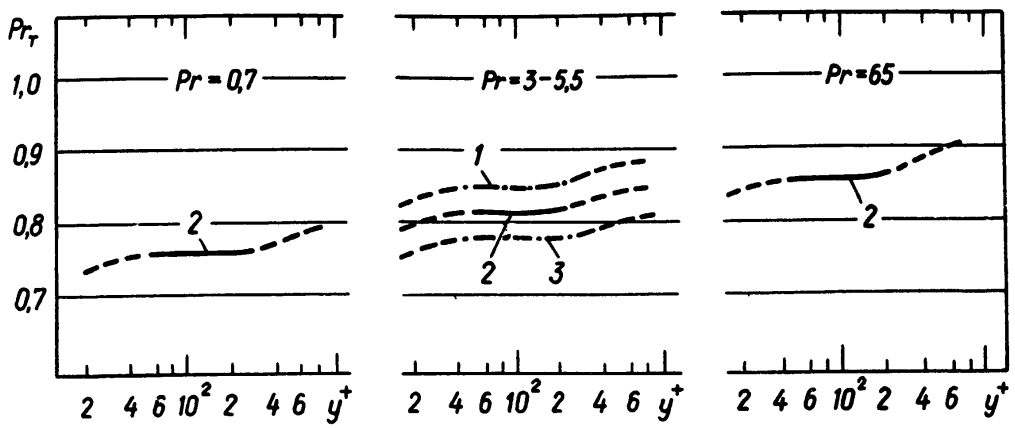


Рис. 1.2. Изменение Pr_T по глубине пограничного слоя при разных Pr и Re_x. *1* — $Re_x = 4 \cdot 10^5$, *2* — $7 \cdot 10^5$, *3* — $2 \cdot 10^6$

зоне действия вязкости. Этот эффект зависит от величины Pr: при больших Pr или при охлаждении потока эффекты меньше. Согласно экспериментальным результатам изменение коэффициента теплоотдачи при нагревании жидкости пропорционально $(Pr/Pr_w)^{0,25}$, а при охлаждении — $(Pr/Pr_w)^{0,17}$. Теоретический анализ выявил зависимость теплообмена и трения от Re, Pr, характера изменения физических свойств.

7. Изучен местный теплообмен и определены характеристики турбулентного переноса в пограничном слое при ускорении потоков воздуха, воды и трансформаторного масла. Эффекты ламинаризации изменяют универсальную картину турбулентного переноса. Под влиянием ускорения потока пульсации скорости и турбулентные напряжения уменьшаются. В общем при ускорении потока зона вязкого пристенного течения увеличивается, турбулентность в ядре потока становится более изотропной и менее интенсивной, а явление перемежаемости на краю пограничного слоя ослабевает.

8. Детально изучены характеристики турбулентного обмена в пограничном слое при наличии турбулизаторов (шероховатости) с шагом расположения $t = (6-10)h$, в том числе за одиночным выступом (рис. 1.3).

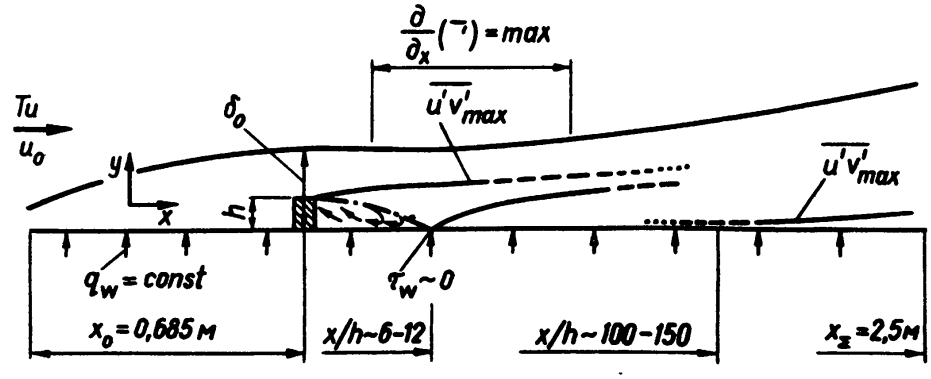


Рис. 1.3. Структура потока при обтекании препятствия

Вихри за выступом увеличивают рост турбулентной теплопроводности λ_T около стенки, где она мала и нелинейна, воздействуют на течение в турбулентном ядре. Во внешней части пограничного слоя интенсифицируются перевороты, увеличивается длина пути перемешивания. Расчеты по разработанной методике [104] для однородной шероховатости $t = (6–10)h$ позволяют определить режим течения и величину шероховатости, обеспечивающие наибольшую эффективность теплоотдачи St/c_f (рис. 1.4). Этот оптимум приходится на переходный режим течения между гладкой стенкой и развитой шероховатостью ($h^+ < 100$ при $Pr > 5$).

Эти исследования показали, в частности, что одним из путей целенаправленного изменения структуры турбулентного потока с целью интенсификации теплообмена являются турбулизаторы (шероховатость) высотой $h^+ \leqslant 100$ и с шагом расположения $t = (6–10)h$. При этом теплоотдача растет за счет вихрей, образующихся за выступами шероховатости у стенки, и переноса возникших на них турбулентных пульсаций вдоль стенки, а также за счет нелинейного взаимодействия с крупными вихрями в ядре потока и их более частых ударов о стенку.

На пластине этот процесс сопровождается опережающим ростом теплоотдачи $St/St_0 \geqslant c_f/c_{f0}$ при выбранном типе прямоугольных выступов шероховатости лишь в жидкостях с $Pr > 5$. В этом случае все тепловое сопротивление сосредоточено в узком пристенном слое, турбулизация которого вихрями из-за шероховатости и взаимодействие последних с распространяющимися из ядра потока крупно-

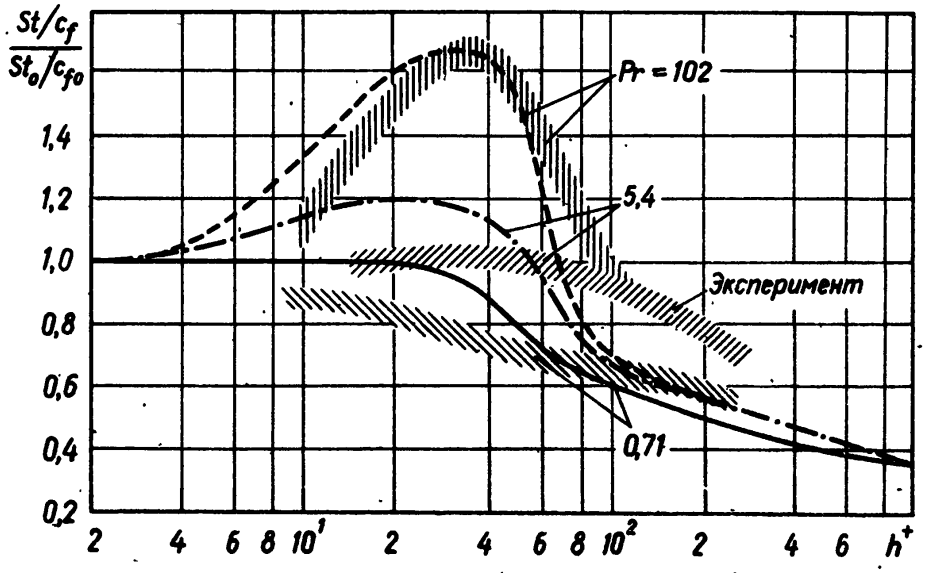


Рис. 1.4. Сравнение расчетных и экспериментальных данных по эффективности теплоотдачи шероховатой пластины при $Re_{\delta**} = 2 \cdot 10^3$ и $f_1/f_\Sigma = 0{,}5$. f_1/f_Σ – доля объема между поперечными выступами, занятая вихревыми зонами

масштабными вихрями обеспечивают рост теплоотдачи при умеренном росте гидравлических потерь.

Чтобы определить эффективные пути целенаправленного изменения структуры турбулентного потока для широкого круга прикладных задач, были детально изучены отрывная зона и другие организованные вихревые структуры [59, 86]. Было установлено:

1. Наибольшая выработка турбулентности наблюдается на верхней границе вихревой зоны (в передней ее части на больших вихрях и почти по всей поверхности на малых вытянутых вихрях). В этих же местах градиент усредненной скорости и пульсационные ее составляющие также достигают максимума. Второй максимум выработки турбулентности наблюдается у стенки.

2. В начальной части вихревой зоны выработка турбулентности значительно превышает ее диссипацию. Важно отметить, что это происходит лишь у верхней границы вихря. По мере удаления от верхней границы к стенке в фиксированном сечении разница между выработкой и диссипацией энергии турбулентных пульсаций резко падает. На значительном участке вихревой зоны, прилегающем к стенке, диссипация преобладает.

3. Кинетическая энергия, сообщенная пульсационному движению в зоне вихря, переносится усредненным потоком вниз по течению и диссипирует значительно ниже по потоку, увеличивая интенсивность турбулентности на значительном расстоянии от вихря.

Наши визуальные исследования (рис. 1.5), выполненные в потоке воды в прямоугольном канале с полукруглыми выступами, показали нестационарности вихревых структур, которые периодически распадаются.

Визуальные наблюдения обтекания плавно очерченных выступов показывают, что в зависимости от этой плавности не только перед выступом, но и за ним видимые двухмерные вихри могут не образовываться. При повороте потока, набегающего на плавно очерченный выступ, возникает система трехмерных винтообразных вихрей. Их оси расположены эквидистантно стенке, и соседние вихри вращаются в разные стороны. Таким образом, при плавно очерченных выступах выработка турбулентности определяется, по-видимому, либо только этой системой трехмерных вихрей, либо ею во взаимодействии с обычно одним небольшим вихрем за выступами.

Из сказанного можно сделать следующие выводы:

1. Отрывная зона и вообще организованные вихревые структуры являются эффективным средством дополнительной выработки турбулентности в потоке.

2. Структура вихревых зон до и после выступа или в канавке сильно зависит от формы и размеров выступов и канавок.

3. Выработка турбулентности, значительно превышающая диссипацию, происходит главным образом на удаленной от стенки границе вихревой зоны, где градиент скорости и турбулентные напряжения имеют максимальные или одновременно большие значения.

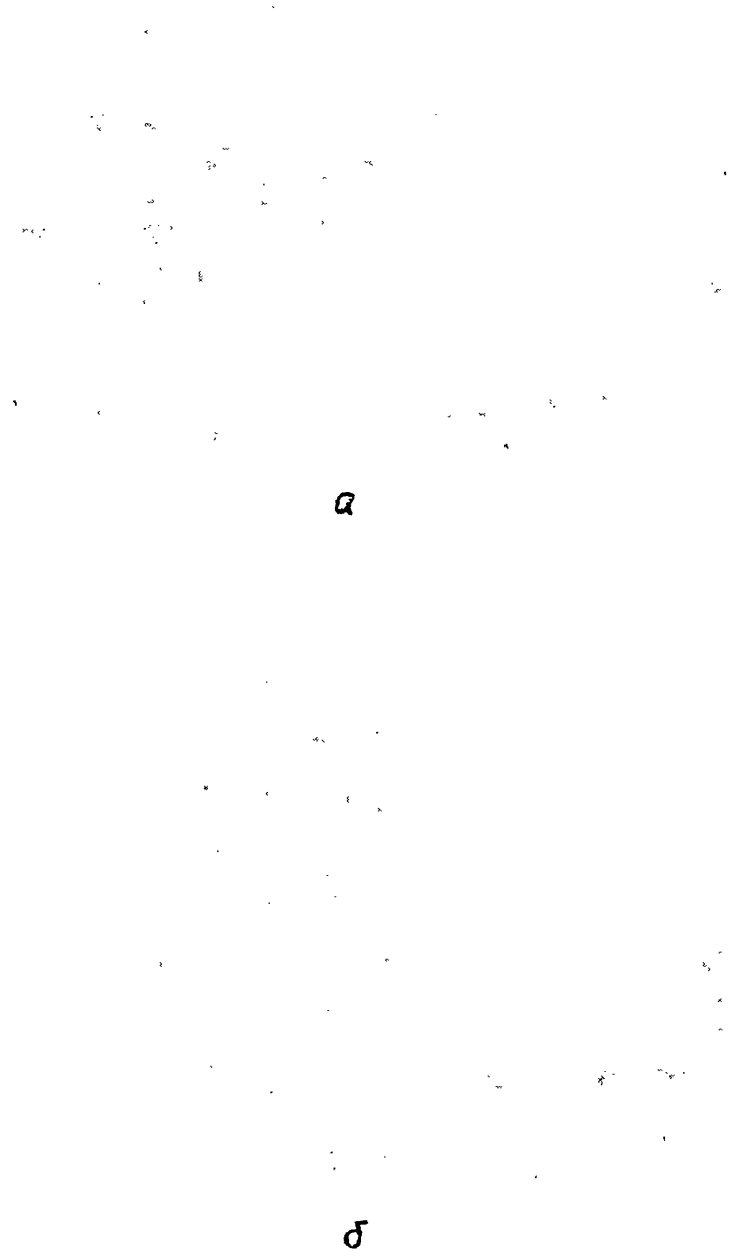


Рис. 1.5. Обтекание полукруглого турбулизатора на участке длиной $0{,}5H$ (H — высота канала) при $Re = 4{,}9 \cdot 10^5$. *а* — $h/H = 0{,}03$, *б* — 0,1

4. Для интенсификации теплообмена следует избегать турбулизаторов с резкими очертаниями (прямоугольных, треугольных и т. п.). В мощных вихрях, возникающих до них и за ними, диссипация энергии соизмерима с выработкой турбулентности или даже больше ее (за исключением верхней границы), что связано с большими гидравлическими потерями.

Целесообразно применять плавно очерченные турбулизаторы либо совсем не создающие двухмерных отрывных зон, либо сочетающие трехмерные вихревые структуры с небольшими отрывными зонами за турбулизаторами. Максимум выработки турбулентности за такими турбулизаторами расположен примерно на уровне верхней границы выступа.

Одинаковая (превышающая диссипацию) выработка турбулентности у плавно и резко очерченных турбулизаторов достигается при существенно различных гидравлических потерях. У плавно очерченных турбулизаторов эти потери намного меньше именно вследствие упорядоченной системы винтовых трехмерных вихрей с осями, направленными вдоль потока. Кроме того, сама система трехмерных вихрей, расположенных непосредственно около стенки, интенсифицирует теплоотдачу.

5. Дополнительная выработка турбулентности за счет нелинейного взаимодействия с крупными вихревыми структурами в ядре потока увеличивает частоту их переворотов (потери устойчивости) и забросов на стенку, что также интенсифицирует теплоотдачу.

Исследования структуры турбулентного потока в каналах некруглой формы (продольно обтекаемые плотные пучки труб и стержней, треугольные каналы и каналы более сложной формы) показали, что при наличии узких угловых зон турбулентное течение в ядре потока и широких зонах сосуществует с „ламинарным" течением (точнее, близким к течению в пристенном слое с $y^+ < 5$) в узких зонах.

В этих каналах область переходного течения по Re намного больше, чем в трубах. По мере роста Re турбулентное течение все глубже проникает в узкие зоны. Искусственная турбулизация потока в таких каналах ускоряет этот процесс, обеспечивая интенсификацию теплообмена как за счет дополнительной турбулизации потока в широких зонах, так и за счет ее распространения в узкие зоны.

В исследованиях структуры двухфазных турбулентных потоков криогенных жидкостей при пленочном кипении в каналах [60, 86], выполненных под руководством Э. К. Калинина в Московском авиационном институте, помимо стандартных методов и средств измерений стационарных и нестационарных расходов, температур жидкости и стенки, давлений и градиентов давлений, тепловых потоков исполь-

зовались оптические методы регистрации как непосредственные, так и с помощью лазерного просвечивания и стробоскопирования границ смены структур течения, сечений присоединения двухфазной струи к стенке канала за зоной отрыва, распределения капель по размерам. Для измерения распределения концентрации капель по радиусу и длине каналов, истинной температуры паровой фазы и массового паросодержания при дисперсной структуре течения разработаны оригинальные методы диагностики двухфазных потоков с помощью светового „ножа", открытой термопары и гелиевого диффузионного индикатора.

При пленочном кипении в зависимости от объемного паросодержания и скольжения фаз по скоростям могут реализовываться различные структуры течений: стержневая, снарядная, дисперсная и расслоенная, отличающиеся геометрией и величиной поверхности раздела фаз.

Зона существования стержневой структуры по длине парогенератора тем больше, чем выше начальный недогрев жидкости до температуры насыщения и ее массовый расход. Для стержневой структуры течения характерны две области. Первая – область автомодельного режима, в которой тепловой поток от стенки практически полностью расходуется на увеличение энтальпии жидкой струи, поэтому он не зависит от температуры стенки, а определяется только числом Re жидкой струи и степенью ее недогрева. При этом турбулентная структура жидкого ядра потока близка к турбулентной структуре свободной жидкой струи, турбулентная теплопроводность которой пропорциональна скорости жидкости.

Вторая – область неавтомодельного режима, которая характеризуется сопоставимыми значениями тепловых потоков в жидкую струю и на испарение и перегрев пара. Эта область реализуется при больших температурах стенки, причем тем больших, чем выше недогрев жидкости и ее массовый расход. В этой области тепловой поток от стенки возрастает с увеличением ее температуры.

В зависимости от режима стержневой структуры течения реализуются различные толщины паровой пленки: при автомодельном режиме толщина пленки не превышает один процент от радиуса трубы, при неавтомодельном – не более 15%. В связи с тем, что температура поверхности раздела фаз равна температуре насыщения, на толщине паровой пленки всегда срабатывается температурный напор $T_w - T_s$. В этой связи даже в том случае, когда тепловой поток от стенки q_w целиком определяется тепловым потоком в жидкую струю q_l (автомодельный режим), фактический коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкой струе значительно меньше, чем к однофазной жидкости из-за термического сопротивления паровой пленки.

Так, если коэффициент теплоотдачи к однофазной жидкости

$$\alpha_l = \frac{q_l}{T_s - T_l}, \tag{1.4}$$

а коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкой струе в стержневом режиме

$$\alpha_w = \frac{q_w}{T_w - T_l}, \tag{1.5}$$

то в автомодельной области, где $q_w = q_l$,

$$\frac{\alpha_w}{\alpha_l} = \frac{T_s - T_l}{T_w - T_l}. \tag{1.6}$$

Отсюда видно, что при течении, например, недогретого водорода в канале с температурой стенки T_w = 300 К фактический коэффициент теплоотдачи к двухфазному потоку в 20—60 раз ниже, чем к однофазной жидкости. Интенсификация теплообмена в стержневом режиме возможна только путем воздействия на турбулентную структуру паровой фазы и геометрию межфазной поверхности.

Наиболее перспективным методом такого воздействия является накатка труб с образованием диафрагм плавного профиля, что ведет к турбулизации паровой пленки, образованию капель и волн на поверхности жидкой струи.

Дисперсное течение при пленочном кипении представляет собой турбулентный поток перегретого пара, несущего испаряющиеся капли жидкости. Для него характерна высокая степень термической неравновесности: перегрев пара достигает сотни градусов и более. Дисперсное течение отличается большой мощностью генерации пара. Это приводит к большим конвективным ускорениям фаз (порядка 100 g) при коэффициентах скольжения скоростей $u_v/u_l \geqslant 10$, т. е. для дисперсного течения характерна также высокая степень динамической неравновесности.

Применительно к дисперсному течению при пленочном кипении существуют два направления интенсификации теплообмена. Первое – непосредственное увеличение коэффициента теплоотдачи от стенки к двухфазному потоку за счет искусственной турбулизации паровой фазы и „подключения" жидкой фазы к теплообмену со стенкой путем приближения капель к „горячей" стенке и осуществления процесса кипения их в сфероидальном состоянии. Второе – интенсификация процесса фазового перехода (искусственное уменьшение термической неравновесности) путем: а – развития межфазной поверхности (искусственное диспергирование); б – смешения пристенного сильно перегретого пара с низкотемпературным паром ядра течения; в – до-

полнительного испарения капель при забросе их на стенку, т. е. при кипении их в сфероидальном состоянии. Интенсификация фазового перехода позволяет непосредственно увеличить конвективный теплообмен пара со стенкой за счет роста Re_v и, кроме того, увеличить степень турбулентности пара за счет роста скорости фазового перехода.

Искусственное воздействие на процессы межфазного теплообмена со стенкой рационально лишь в области объемного паросодержания $\Phi > 0{,}7$, где межфазная поверхность и турбулизация паровой фазы за счет испаряющихся капель уже малы, но концентрация капель еще достаточна для использования их в процессах интенсификации межфазного теплообмена и теплообмена со стенкой. Область слаборазвитого дисперсного течения ($\Phi < 0{,}7$) вследствие низкой термической неравновесности, развитой межфазной поверхности, крупных размеров жидких частиц и высокой степени турбулизации паровой фазы не может быть объектом рациональной интенсификации теплообмена.

Для подтверждения этих выводов были проведены расчетно-экспериментальные исследования структуры дисперсных течений, локального теплообмена и продольного градиента давления в окрестности отрывных зон, образованных при обтекании одиночных выступов (диафрагм) и впадин (внезапных расширений) в режиме пленочного кипения.

С помощью оптических методов диагностики течений в окрестности отрывных зон за одиночными диафрагмами было установлено, что вследствие увеличения скольжения фаз по скорости в сечении диафрагмы происходит аэродинамическое дробление капель на более мелкие. При этом изменение среднего размера капель и их количества удовлетворительно коррелируется со степенью сужения потока, т. е. с относительным размером выступа диафрагмы. Об этом эффекте, т. е. об увеличении межфазной поверхности и уменьшении термической неравновесности в окрестности отрывных зон, свидетельствуют также данные непосредственного измерения массового паросодержания: на выходе канала с одиночной диафрагмой, например $d/D = 0{,}5$, при течении водорода и азота массовое паросодержание на 15% выше, чем на выходе гладкого канала.

Минимальная температура стенки в окрестности отрывной зоны при подводе тепла по закону $q_w = \text{const}$ (максимальная интенсивность теплообмена) имеет место в сечении присоединения дискретной жидкой фазы к стенке. Длина зоны присоединения капель в два раза больше длины зоны присоединения паровой фазы за внезапным расширением и совпадает с последней за диафрагмой в силу аэродинамического дробления и резкого уменьшения размера капель. Анализ опыт-

ных данных по локальному теплообмену в сечении присоединения двухфазных струй водорода и азота за диафрагмами и внезапными расширениями показал, что увеличение коэффициента теплоотдачи по сравнению с таковым в канале постоянного сечения Nu_{max}/Nu_0 (тепловой поток q_w отнесен к температурному напору $T_w - T_v$) зависит как от степени изменения сечения канала, так и от концентрации жидкой фазы (рис. 1.6 и 1.7).

Экспериментально установлено, что при низких массовых паросодержаниях $\chi < (0{,}2–0{,}3)$ коэффициенты теплоотдачи в сечении присоединения и в гладком канале совпадают.

Теплообмен в сечении присоединения термически неравновесной двухфазной струи определяется конвективным взаимодействием паровой и жидкой фаз со стенкой. Плотность теплового потока, снимаемого каплями со стенки при кипении их в сфероидальном состоянии, в десятки раз выше плотности теплового потока к паровой фазе из-за высоких значений коэффициента теплоотдачи от стенки к каплям и больших температурных напоров $T_w - T_s > T_w - T_v$. Следовательно, усредненная по времени и по поверхности температура стенки при фиксированном q_w определяется физическим соотношением

$$q_w = q_{w,v}(1-\omega) + q_{w,dr}\omega = \alpha_{w,v}(T_w - T_v)(1-\omega) + \\ + \alpha_{w,dr}(T_w - T_s)\omega, \qquad (1.7)$$

или

$$T_w = \frac{q_w + \alpha_{w,v}T_v(1-\omega) + \alpha_{w,dr}T_s\omega}{\alpha_{w,v}(1-\omega) + \alpha_{w,dr}\omega}. \qquad (1.8)$$

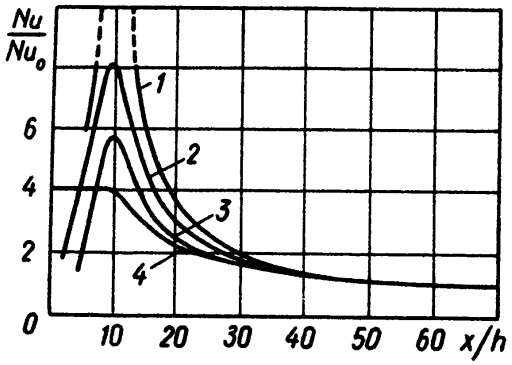


Рис. 1.6. Сопоставление теплоотдачи за диафрагмой $d/D = 0{,}52$ и в канале постоянного сечения. Азот. *1* – $\chi_0 = 0{,}76$. q_w = =16 кВт/м^2. *2* – 0,65. 55–71. *3* – 0.77. 39–45. *4* – 0,54. 53–63 соответственно

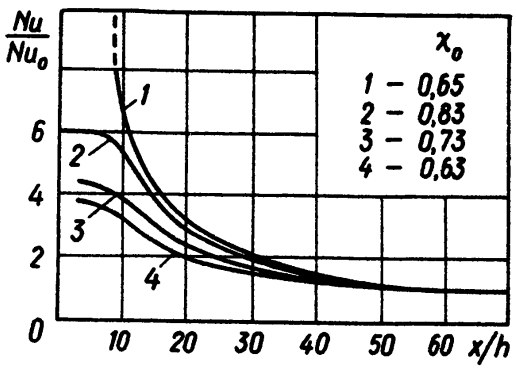


Рис. 1.7. Влияние начального паросодержания на теплоотдачу в сечении присоединения двухфазной струи за внезапным расширением $d/D = 0.5$. *1* – водород, *2–4* – азот. $q_w \sim 22–33$ кВт/м^2

Здесь ω – доля поверхности стенки в сечении присоединения, орошаемая каплями, зависящая от коэффициента турбулентной диффузии капель и объемного влагосодержания, $\alpha_{w,dr}$, $\alpha_{w,v}$ – коэффициенты теплоотдачи от стенки к каплям и от стенки к пару соответственно.

При $\alpha_{w,dr} \gg \alpha_{w,v}$ и определенном уровне концентрации капель (ω) тепловой поток $q_{w,dr}$, снимаемый каплями, соизмерим и может стать даже больше теплового потока q_w, подводимого к стенке извне, что приводит к уменьшению температуры стенки до значений $T_w < T_v$, а в пределе – до $T_w \sim T_s$, т. е. к возникновению смачивания и пузырьковому режиму кипения (рис. 1.8).

В этих условиях конвективный теплообмен стенки с фазами происходит в противоположных направлениях: паровая фаза охлаждается, отдавая тепло стенке ($T_w < T_n$), а жидкая фаза испаряется, получая от стенки ее „собственный" тепловой поток q_w и тепловой поток от паровой фазы $q_{w,v}$, т. е. $q_{w,dr} = q_w + q_{w,v}$. Именно вследствие этого механизма коэффициент теплоотдачи (рис. 1.7) достигает бесконечных величин ($T_w = T_v$) и может принимать даже отрицательные значения ($T_w < T_v$). В этом смысле наиболее надежный путь описания и расчета теплообмена в зоне присоединения неравновесных двухфазных струй должен основываться на представлении теплового потока от стенки в виде суперпозиции двух потоков $q_{w,v}$ и $q_{w,dr}$.

Таким образом, проведенные исследования дисперсных течений в окрестности отрывных зон позволили установить, что эти зоны

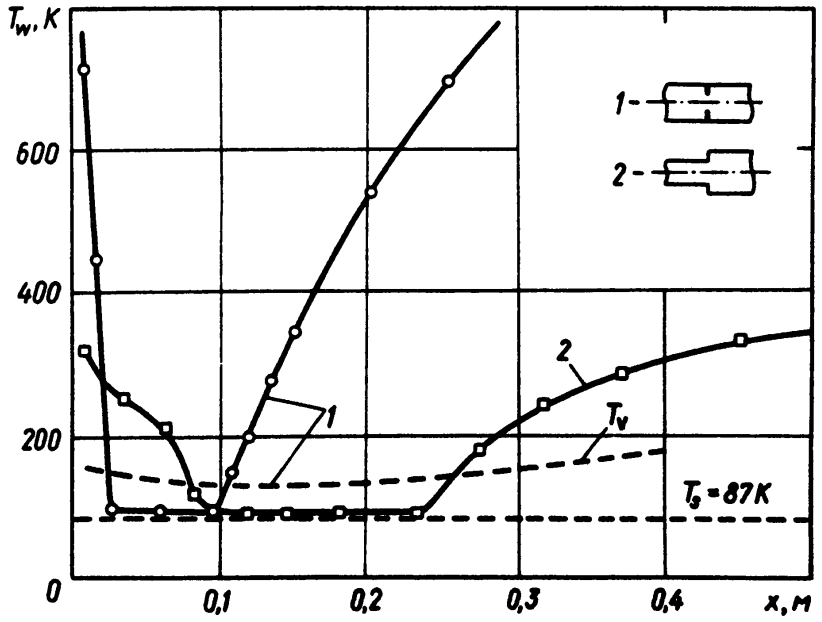


Рис. 1.8. Температура стенки в зоне местных сопротивлений в условиях смачивания стенки жидкостью. Азот. *1* – диафрагма d/D = 0,52 (χ_0 = 0.41. q_w = 71–120 кВт/м^2, G = 0.0187 кг/с, P = 0.27 МПа), *2* – внезапное расширение d/D = 0,5 (0,65, 21–30, 0,008, 0,27 соответственно)

являются мощным источником уменьшения термической неравновесности и увеличения теплоотдачи к двухфазному потоку. В этом отношении, как показали опыты, эффективность отрывных зон при дисперсных течениях существенно выше, чем при однофазных. Следовательно, наиболее перспективным методом интенсификации процессов межфазного теплообмена и теплообмена со стенкой в дисперсных течениях при пленочном кипении в каналах является метод создания в потоке периодически расположенных отрывных зон за счет, например, накатки труб.

1.4. РАЗРАБОТКА ЭФФЕКТИВНЫХ МЕТОДОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА, СООТВЕТСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ И ТЕХНОЛОГИИ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Выбор метода интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах в решающей степени определяется прикладными целями и условиями, изложенными в разд. 1.2. Он базируется на изучении структуры турбулентного потока заданного теплоносителя в конкретных типах гидравлически гладких каналов, а также на известных способах направленного изменения структуры потока, оптимальной для интенсификации теплообмена.

Такая жесткая постановка задачи особенно необходима для создания теплообменных аппаратов, к которым предъявляются высокие требования по массогабаритным характеристикам и затратам мощности на прокачку теплоносителя через них.

В частности, поставленная перед Институтом двигателей АН СССР в середине 50-х годов задача разработки газотурбинной установки замкнутого цикла [59] могла быть выполнена лишь при условии уменьшения габаритов трубчатых холодильника и регенератора, как минимум, в 1,5 раза против достижимых всеми известными тогда методами интенсификации при заданном КПД газотурбинного двигателя, т. е. тепловых потоках и мощности на прокачку. Известные тогда методы интенсификации теплообмена обеспечивали соотношение $Nu/Nu_0 < \xi/\xi_0$, а теоретически идеальным считалось соотношение $Nu/Nu_0 = \xi/\xi_0$.

В 1958 г. Э. К. Калинин на основе теоретического изучения структуры турбулентного потока в гладких каналах и способов управления ею предложил метод интенсификации, обеспечивший соотношение $Nu/Nu_0 > \xi/\xi_0$ [59]. Последующие эксперименты показали, что этот метод позволяет уменьшить габариты упомянутых теплообменных

аппаратов проектируемой газотурбинной установки в 1,5–2 раза и решить поставленную задачу.

На рис. 1.9 дано распределение безразмерных параметров потока, полученное для течения воздуха в трубе вдали от входа при q_w = const по длине и $\epsilon_q = \epsilon_T$, т. е. $\mathrm{Pr}_T = 1$.

Так как

$$q = (\lambda + \rho c_p \epsilon_q)\frac{\partial T}{\partial r}, \tag{1.9}$$

а коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{q_w}{T_w - T_f}, \tag{1.10}$$

где

$$T_f = \frac{\int_0^{r_0} \rho c_p T u r dr}{\int_0^{r_0} \rho c_p u r dr}, \tag{1.11}$$

то нетрудно заключить, что наибольшее влияние на коэффициент теплоотдачи α окажет увеличение коэффициента турбулентного переноса тепла ϵ_q в непосредственной близости от стенки. В самом деле, в пристенном слое толщиной $(0{,}05–0{,}1)r_0$ среднее значение ϵ_q не превышает 10% от максимального при данном Re, а тепловой поток близок к максимальному. Поэтому в пристенном слое толщиной $(0{,}05–0{,}1)r_0$ или $y^+ \sim 50–150$ срабатывается 60–70% располагаемого температурного напора. Естественно, что чем больше Pr, тем на более тонкий слой целесообразно воздействовать.

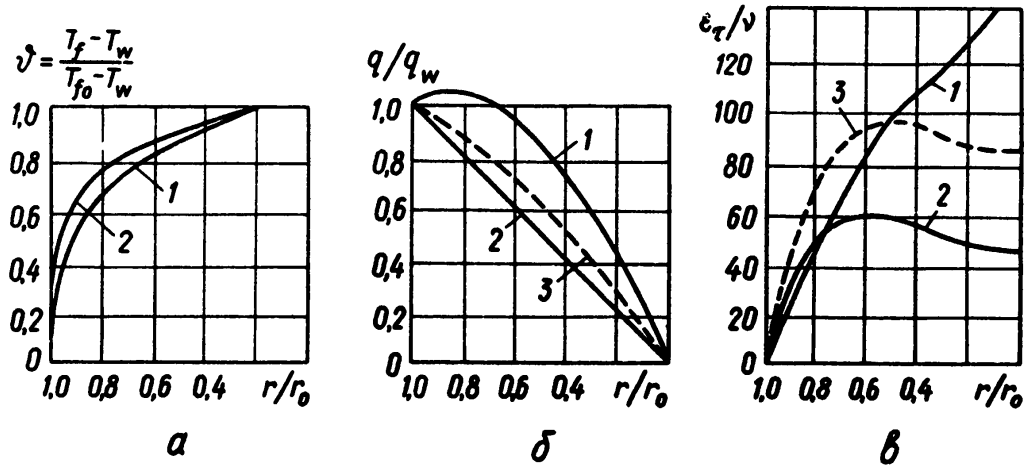


Рис. 1.9. Распределение безразмерных температуры (*а*), плотности теплового потока (*б*) и коэффициента турбулентного переноса импульса (*в*) по радиусу трубы при $\mathrm{Re}_w = 4{,}3 \cdot 10^4$. *1* – при нагреве воздуха (T_w = 1000 К, T_{f0} = 154 К), *2* – при охлаждении (T_w = 300 К, T_{f0} = 902 К), *3* – при постоянных физических свойствах

Следовательно, наибольшего эффекта в интенсификации теплоотдачи можно добиться, увеличивая ϵ_q именно в пристенных слоях, соизмеримых с упомянутыми. В то же время ясно, что дополнительная турбулизация ядра потока (где ϵ_q велико, а $q \ll q_w$) мало увеличит теплоотдачу, хотя и приведет к большому росту гидравлических потерь. Остается лишь решить, каким путем увеличить ϵ_q в таком пристенном слое. Используя материал предыдущего раздела, нетрудно прийти к выводу, что эффективным методом интенсификации теплоотдачи может быть периодическое расположение в трубе плавно очерченных выступов-турбулизаторов высотой, равной толщине этого слоя ($y^+ = 50–150$).

Они не должны быть расположены слишком часто. При частом расположении турбулизаторов ($t/h < 5$) возникающие за ними турбулентные пульсации не успевают заметно угаснуть на пути к следующему турбулизатору. В этом случае они будут диффундировать в ядро потока, увеличивая там интенсивность турбулентных пульсаций. Именно так происходит в шероховатых трубах. Это нерациональный путь, так как он сопряжен с достаточно большими гидравлическими потерями на дополнительную турбулизацию ядра, которая мало увеличивает теплоотдачу.

При достаточно большом расстоянии между турбулизаторами ($t/h \geqslant 5–10$) турбулентные пульсации, дополнительно возникшие в зоне вихрей или при их периодическом разрушении, переносятся основным потоком близко к стенке. Они проходят довольно большой путь, передавая свою кинетическую энергию настолько мелким пульсациям, что она диссипирует. На этом пути значение ϵ_q будет увеличено практически только около стенки. Кроме того, как отмечено в предыдущем разделе, нелинейное взаимодействие турбулизаторов с вихревыми структурами в ядре потока приведет к учащению потери ими устойчивости и ударов о стенку. Следовательно, интенсификация теплоотдачи будет достигнута ценой минимальных гидравлических потерь.

При слишком большом расстоянии между турбулизаторами ($t/h > 100–500$) дополнительная турбулентность, возникающая за ними, успевает заметно угаснуть на некотором расстоянии от них, и остальной участок канала до следующего турбулизатора мало отличается по структуре потока от гладкого канала.

Как показывает анализ экспериментов, при заданной форме и высоте турбулизаторов h (в пределах слоя $y^+ = 50–150$) максимальные значения $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0$ и ξ/ξ_0 достигаются при $t/h \sim 10$, причем максимум ξ/ξ_0 особенно сильно зависит от формы турбулизаторов и связанных с ней трехмерных и нестационарных вихревых структур.

В случае прямоугольных выступов значениям $t/h \sim 10$ соответствует

наличие двух вихрей (за и перед выступом). Вблизи стенки на верхней границе вихрей и между ними существует зона высокоинтенсивной турбулентности. При обтекании вихря перед выступом возникает система винтообразных вихрей.

При обтекании плавно очерченных турбулизаторов (например, очерченных по верхней границе вихрей перед и за прямоугольным уступом) двухмерных вихрей нет или они намного меньше. Следовательно, нет и потерь энергии (или они меньше) на поддержание этих вихрей и компенсацию диссипации энергии в них.

Уменьшение t/h ведет к слиянию вихрей в один и к ухудшению теплоотдачи из-за большого удельного влияния угловых зон с меньшей локальной теплоотдачей. Увеличение t/h ведет к удельному росту площади между вихрями, на которой дополнительная турбулизация успевает заметно угаснуть.

Конкретное значение шага и высоты турбулизаторов должно выбираться на основе расчетов, исходя из условий каждой задачи. В каналах некруглого сечения, например при продольном обтекании пучков труб или стержней, выбор метода интенсификации отчасти диктуется наличием узких угловых зон. Если их нет, как в пучках с большим шагом расположения труб $s/D_0 \geqslant 1{,}2-1{,}3$, то описанный метод интенсификации с помощью плавно очерченных выступов будет также эффективен, как и в трубе. При наличии узких угловых зон (пучки труб с $s/D_0 < 1{,}2$) важно увеличить ϵ_q именно в этих узких зонах, где он намного меньше, чем в ядре потока.

Однако применение выступов-турбулизаторов, особенно при s/D_0, близких к единице, либо невозможно, либо будет загромождать сечение угловых зон. В этом случае в качестве турбулизаторов целесообразно применять поперечные канавки. Образующиеся в них вихревые зоны обеспечат выработку турбулентности, которая будет переноситься усредненным потоком близко к стенке, увеличивая ϵ_q в пристенной области. Поэтому турбулизаторы-канавки также должны располагаться не очень близко друг к другу.

Для каждого типа каналов и конкретных приложений такой общий подход, основанный на качественном анализе структуры потока и вихревых зон, позволяет выбрать наиболее эффективный метод интенсификации теплоотдачи. При разработке путей реализации метода интенсификации теплоотдачи должны быть учтены основные требования технологичности и надежности элементов конструкции и всего теплообменного устройства.

Примером последовательного и успешного применения вышеизложенного общего подхода к разработке метода интенсификации для конкретных приложений служит разработка метода интенсификации

теплоотдачи в трубах и при продольном обтекании пучков труб, который позволил уменьшить габаритные размеры и массу трубчатых противоточных теплообменников без изменения суммарных гидравлических потерь и тепловых потоков при заданных расходах и температурах теплоносителей („газ-газ", „газ-вода"). При этом предъявлялись высокие требования к надежности и технологичности изготовления как самих труб, так и теплообменников в целом, к их габаритным размерам, массе и стоимости.

Трубные пучки имели относительный шаг расположения труб $s/D_0 \leqslant 1{,}2$, т. е. были достаточно тесными. Анализ структуры турбулентных потоков в трубах и тесных пучках при их продольном обтекании по вышеизложенной общей схеме привел к следующим выводам [86]:

1. При турбулентном течении газов и воды целесообразно искусственно турбулизовать лишь пристенный слой толщиной порядка $y^+ = 50-150$.

2. В трубах для искусственной турбулизации этого пристенного слоя следует использовать периодически расположенные поперечные выступы-турбулизаторы.

В дальнейшем было установлено, что при одинаковой высоте, но разной форме наиболее эффективен плавно очерченный выступ. При его использовании турбулизация пристенного слоя достигается при наименьших гидравлических потерях. Как уже отмечалось, при плавной форме выступа образуется либо только система трехмерных винтообразных вихрей, либо эта же система, дополненная небольшим нестабильным двухмерным вихрем за выступом. Гидравлические потери на образование такой системы и диссипация энергии в ней намного меньше, чем в вихревых структурах у прямоугольных, треугольных и полукруглых выступов при довольно близкой выработке избыточной турбулентности.

3. В межтрубном пространстве при продольном обтекании тесных пучков труб ($s/D_0 \leqslant 1{,}2-1{,}3$) в качестве турбулизаторов целесообразно использовать поперечные канавки. Разработана серийная технология накатки труб. По этой технологии при обкатке труб винтовыми роликами на наружной поверхности сразу образуются периодически расположенные канавки с заданным шагом t/D_1 и плавно очерченные выступы заданной высоты внутри труб (рис. 1.10). Стоимость такой накатки труб составляет лишь несколько процентов от стоимости гладкой трубы.

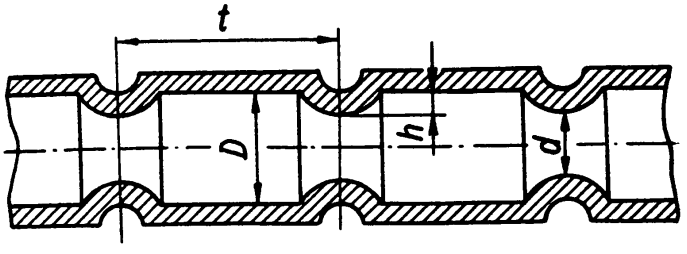


Рис. 1.10. Продольный разрез накатанной трубы

Технология сборки теплообменника из накатанных труб ничем не отличается от технологии сборки гладкотрубного теплообменника, но в первом случае суммарная длина труб в теплообменнике получается значительно меньше. Поэтому интенсификация теплоотдачи рассмотренным методом позволила не только уменьшить в 1,5–2 раза габаритные размеры и массу теплообменных аппаратов, но и существенно снизить их стоимость.

Специальные исследования усталостной прочности накатанных труб на вибрации, термические напряжения и т. п. показали, что они не уступают гладким трубам по всем показателям, определяющим надежность их работы в теплообменных устройствах.

Для сравнительно малых перепадов давлений между теплоносителями широко применяются пластинчато-ребристые (в том числе и трубчато-ребристые) теплообменные аппараты, в которых используется оребрение по теплоносителю с меньшим коэффициентом теплоотдачи. Специфика этих теплообменных аппаратов – работа в переходном режиме течения по Re, а также различная форма поперечного сечения каналов.

Исследования возможностей интенсификации теплоотдачи в трубах показали, что в переходном режиме течения высота турбулизаторов должна быть больше, чем в турбулентном примерно в 2 раза ($h^+ \leqslant 200–250$). Это обеспечивает переход к турбулентному течению при меньших Re, сокращение диапазона Re, в котором чередуются ламинарное и турбулентное течения и эффективную интенсификацию теплообмена во всем переходном режиме. В исследованиях Г. И. Воронина и Е. В. Дубровского в качестве турбулизаторов для пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов были выбраны удовлетворяющие требованиям технологичности выштамповки пирамидальных [105–109] или поперечных выступов-канавок [110–112] (рис. 3.36 и 3.41). В таких теплообменных аппаратах в зависимости от высоты, профиля и взаимного расположения турбулизаторов на разных стенках интенсификация теплообмена происходит за счет турбулизации потока от создаваемых трехмерных вихрей при обтекании плавных выступов и канавок в сочетании с конфузорно-диффузорным эффектом.

Другой, также эффективный и технологичный метод интенсификации – рассечение ребер и смещение их на полшага t относительно друг друга (рис. 1.11) [111–115]. В этом случае передняя кромка каждого ребра длиной l при ее обтекании служит источником образования поперечных вихрей (с каждой стороны ребра), интенсифицирующих теплоотдачу на поверхности ребер. Спутный след за задней кромкой повышает общий уровень турбулентности потока, набегающего на следующие ребра.

Применение этих поверхностей интенсифицирует теплообмен так, что в практически важном диапазоне Re выполняется соотношение $Nu/Nu_0 \geqslant \xi/\xi_0$. Последующие исследования и разработки показали применимость этих поверхностей для всех типов воздушных и масляных радиаторов транспортных машин, энергоустановок и других пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов при уменьшении массы, габаритов и металлоемкости их сердцевин в 1,5–2 раза.

Как показали исследования, выполненные в Институте физико-технических проблем энергетики АН ЛитССР под руководством А. А. Жукаускаса, для интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах с поперечным обтеканием круглых труб эффективным методом служит накатка продольных турбулизаторов (шероховатости) в виде плавно очерченных выступов высотой $h^+ \leqslant 100–150$ по максимальному числу Re с шагом $t = (6–10)h$. В этом случае обеспечивается переход ламинарного пограничного слоя в турбулентный с затягиванием его отрыва и дополнительной турбулизацией.

Эффективным и технологичным методом интенсификации теплообмена при пленочном и поверхностном пузырьковом кипении и при продольном обтекании кипящим теплоносителем тесных пучков труб или стержней может служить вышеописанная накатка труб с образованием плавно очерченных выступов внутри и канавок снаружи [86].

При пленочном кипении этот метод обеспечивает интенсификацию как за счет турбулизации пленки пара, так и за счет заброса капель жидкости на стенку и их выкипания при подходе к ней.

При поверхностном пузырьковом кипении турбулизация пристенных слоев не только увеличивает конвективную составляющую тепло-

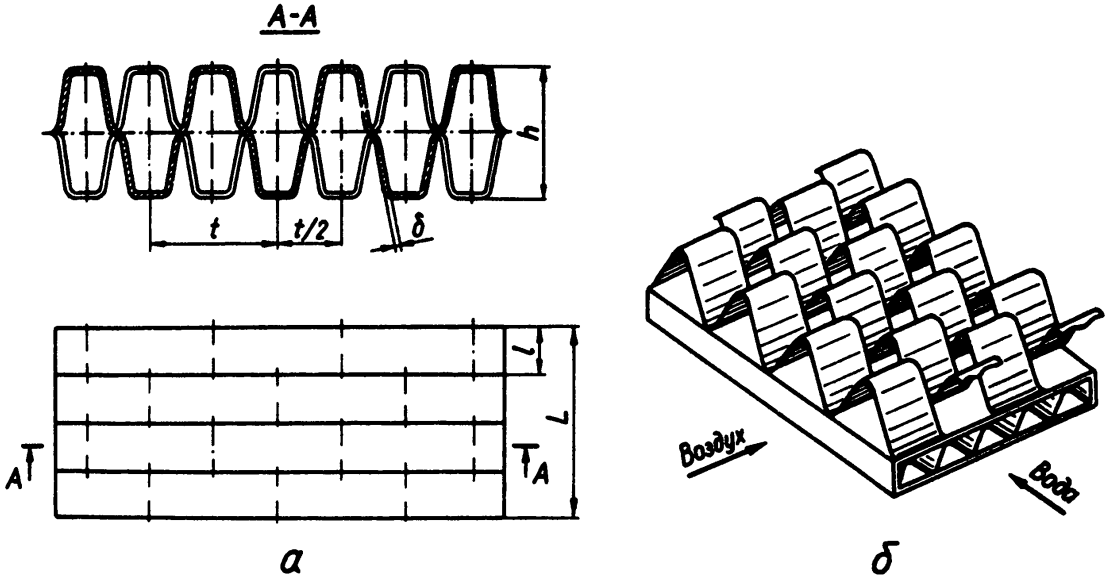


Рис. 1.11. Пластинчато-ребристая рассеченная теплообменная поверхность, образованная трапециевидными (*а*) и треугольными (*б*) каналами

вого потока от стенки, но и обеспечивает лучший подвод тепла к пузырю, увеличивая скорость его роста и частоту отрывов, т. е. тепловой поток на испарение жидкости [116].

Исследования структуры двухфазных потоков при частичной конденсации на внутренней поверхности труб выполнены С. А. Ярхо в Московском областном педагогическом институте совместно с сотрудниками Центрального конструкторского бюро нефтеаппаратуры применительно к условиям охлаждения природного газа в теплообменных аппаратах установок для комплексной его подготовки [117, 118]. Эти установки предназначены для удаления из сырого газа тяжелых углеводородных фракций (конденсата) и воды перед транспортировкой по магистральным трубопроводам.

Очистка газа от конденсата и воды производится с помощью теплообменного аппарата, по трубному пространству которого движется сырой газ. Далее сырой газ направляется в дроссельное устройство или турбодетандер, а затем в сепаратор. Очищенный низкотемпературный газ направляется в межтрубное пространство теплообменника, где он нагревается и далее следует в магистральный трубопровод. Таким образом, адсорбция влаги и частичное образование конденсата происходит при движении газа по трубам, а окончательная очистка газа осуществляется при низкотемпературной сепарации.

Турбулентный поток сырого газа в трубах теплообменников, как правило, горизонтальных, представляет собой многокомпонентное течение газа с каплями ингибитора – адсорбента влаги (метанола, диэтиленгликоля). Особенность природного газа заключается в том, что он содержит около 20 различных углеводородов. В трубах теплообменника конденсируются только высокоатомные углеводороды, поэтому объемное паросодержание находится в пределах $\Phi = 0{,}001$–$0{,}01$. Конденсация тяжелых углеводородов происходит на внутренней поверхности трубы, в результате чего образуется движущаяся пленка конденсата, т. е. в рассматриваемых условиях имеет место дисперсно-кольцевое течение, усложненное процессами срыва и уноса капель с пленки конденсата и орошения пленки этими же каплями и каплями впрыскиваемого ингибитора.

Важно при этом заметить, что в силу малости массового расхода жидких компонентов (как правило, не превышающего 1% от расхода газа) эффекты переноса тепла за счет конденсации, уноса и орошения пренебрежимо малы по сравнению с конвективной теплоотдачей газа. Интенсивность последней достаточно высока: числа Re по газу превышают 10^5, а коэффициенты теплоотдачи находятся в диапазоне $(2–3{,}5)\cdot 10^3$ Вт/(м^2·К).

Обработка данных промышленных испытаний теплообменных аппара-

тов, установленных на промыслах различных месторождений, показала, что фактический коэффициент теплопередачи этих аппаратов в 2–3 раза ниже расчетного значения. Последнее оценивалось по стандартным методикам проверочного теплового расчета без учета наличия конденсатной пленки.

Для выяснения роли конденсатной пленки, прежде всего, как дополнительного термического сопротивления был выполнен теоретический анализ двухкомпонентного кольцевого течения в трубе в двухмерной постановке. В результате получено уравнение для расчета безразмерной толщины пленки δ/d_0 как функции массового конденсатосодержания χ:

$$\frac{\delta}{d_0} = \left(\frac{4\chi\nu_l}{\nu_g \mathrm{Re}_g \xi_g}\right)^{0,5}, \qquad (1.12)$$

где ξ_g – коэффициент трения газа о пленку жидкости. Уравнение (1.12) получено без учета уноса жидкости из пленки.

Согласно этому уравнению при $\chi \sim 0{,}01$ толщина пленки конденсата в условиях промышленной эксплуатации (P = 140 бар, d_0 = 0,015 м) составляет $\delta \sim 0{,}06$ мм. При коэффициенте теплоотдачи от газа к пленке α = 3000 Вт/(м²·К) и λ_l = 0,14 Вт/(м·К) соотношение термических сопротивлений теплопроводности пленки и конвекции в плоском приближении составляет $\delta\alpha/\lambda_l = 1{,}27$, т. е. термическое сопротивление конденсатной пленки даже больше термического сопротивления конвекции.

С учетом столь важной роли тонкой пленки конденсата в рассматриваемых тепловых процессах были проведены экспериментальные исследования гидродинамики и структуры модельного двухкомпонентного воздуховодяного кольцевого течения в горизонтальной гладкой трубе. Измерение толщины водяной пленки на верхней и нижней образующих трубы с помощью электроконтактного зонда, раздельное измерение расходов капельной и пленочной жидкости позволили получить безразмерные обобщающие зависимости для толщины пленки, доли уноса жидкости и коэффициента гидравлического сопротивления.

Эти зависимости подтвердили правильность выводов теоретического анализа и показали, что унос жидкости из пленки может достигать 30% и выше от общего расхода жидкости при турбулентной структуре жидкой пленки.

Таким образом, повышение тепловой эффективности рассматриваемого класса теплообменных аппаратов, т. е. увеличение коэффициента теплопередачи, может быть достигнуто путем направленного воздействия на увеличение конвективного теплообмена и уменьшения толщины пленки конденсата. В этом случае наиболее целесообразным методом интенсификации теплообмена будет применение накатки по-

перечных выступов с небольшой, но превышающей толщину пленки конденсата высотой h. Этим достигается, во-первых, искусственное увеличение степени турбулентности газового потока, обеспечивающее рост коэффициентов теплоотдачи и взаимодействия газа с пленкой. Последнее, согласно уравнению (1.12), одновременно приводит к уменьшению толщины пленки вследствие роста напряжения трения на границе раздела фаз. Во-вторых, наличие периодически расположенных диафрагм с высотой, которая в среднем на порядок больше толщины пленки, способствует дестабилизации течения в пленке, ее разрушению, увеличению уноса жидкости и, в конечном счете, уменьшению толщины пленки.

Отметим, что на практике в связи с термической неравновесностью процесса конденсации многокомпонентных смесей газов, недостаточной степенью турбулентной диффузии и перемешивания в межтрубном пространстве, дросселе и сепараторе, не наблюдается соответствия фактического конденсатовыделения расчетному, ожидаемому на основе термодинамического равновесия фаз. Фактическое конденсатовыделение всегда меньше расчетного, поэтому определенная часть конденсата имеется и в межтрубном пространстве аппарата. В этой связи наличие кольцевых канавок, образованных снаружи труб накаткой, должно способствовать не только дополнительной турбулизации межтрубного газа, но и разрушению пленки конденсата на наружной поверхности труб.

Эффективным методом интенсификации теплообмена при конденсации на пучках горизонтальных труб является также накатка поперечных канавок снаружи труб и выступов внутри [119–121]. Это обеспечивает двустороннюю интенсификацию: по внешней стороне – за счет стягивания поверхностными силами пленки конденсата к канавкам и ее стекания по ним под действием сил тяжести, по внутренней стороне – за счет интенсификации теплообмена охлаждающего теплоносителя плавноочерченными выступами. Накатка должна иметь небольшой шаг расположения канавок ($t = (0{,}25–1)D_1$) и проводиться так, чтобы поверхность трубы между канавками была немного выпуклой. Разработанная технология накатки труб допускает эту возможность.

При конденсации однокомпонентного пара на горизонтальных и вертикальных пучках труб вышеописанный метод накатки труб с образованием на наружной поверхности канавок, а внутри труб – плавных выступов также весьма эффективен. При горизонтальном расположении пучков труб шаг между канавками также должен быть небольшим ($t = (0{,}25–0{,}5)D_1$).

При вертикальном расположении пучков труб поперечные канавки

обеспечивают турбулизацию и срыв пленки конденсата с поверхности трубы [122–124]. В обоих случаях наличие плавных выступов в трубах интенсифицирует теплоотдачу теплоносителя внутри труб и отчасти снаружи за счет снижения температуры стенки.

Важной проблемой является надежное дистанционирование труб или тепловыделяющих стержней в теплообменных аппаратах и устройствах, а также хорошее перемешивание потока в межтрубном пространстве для выравнивания неоднородностей его нагрева.

Одновременное решение этих проблем, наряду с интенсификацией теплообмена, может быть достигнуто при продольном и поперечном обтекании плотноупакованных пучков витых труб (рис. 1.12–1.14)

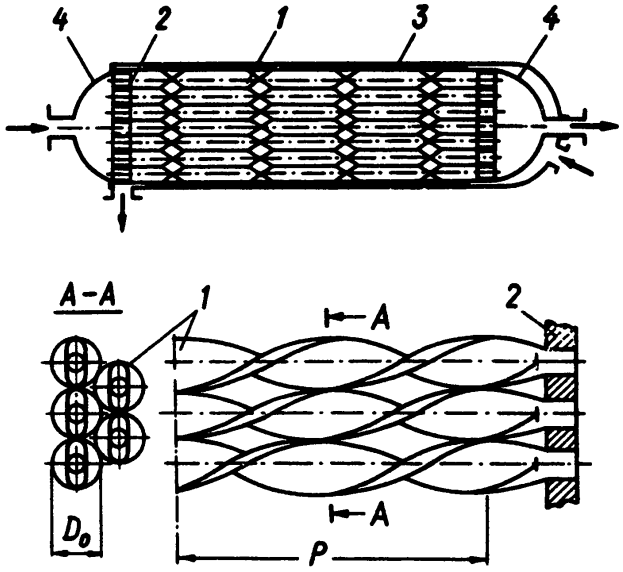


Рис. 1.12. Теплообменный аппарат с продольным обтеканием витых труб: *1* – витая труба, *2* – трубная доска, *3* – кожух, *4* – днища

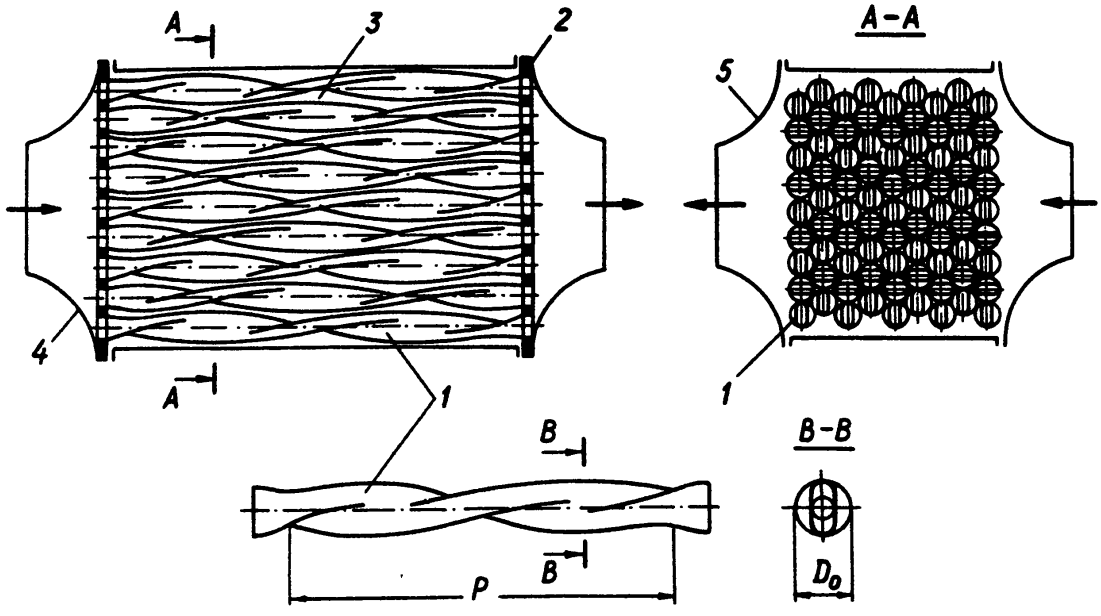


Рис. 1.13. Теплообменный аппарат с поперечным обтеканием витых труб: *1* – витая труба, *2* – трубная доска, *3* – щелевой канал между трубами, *4*, *5* – коллекторы подвода и отвода теплообменивающихся сред

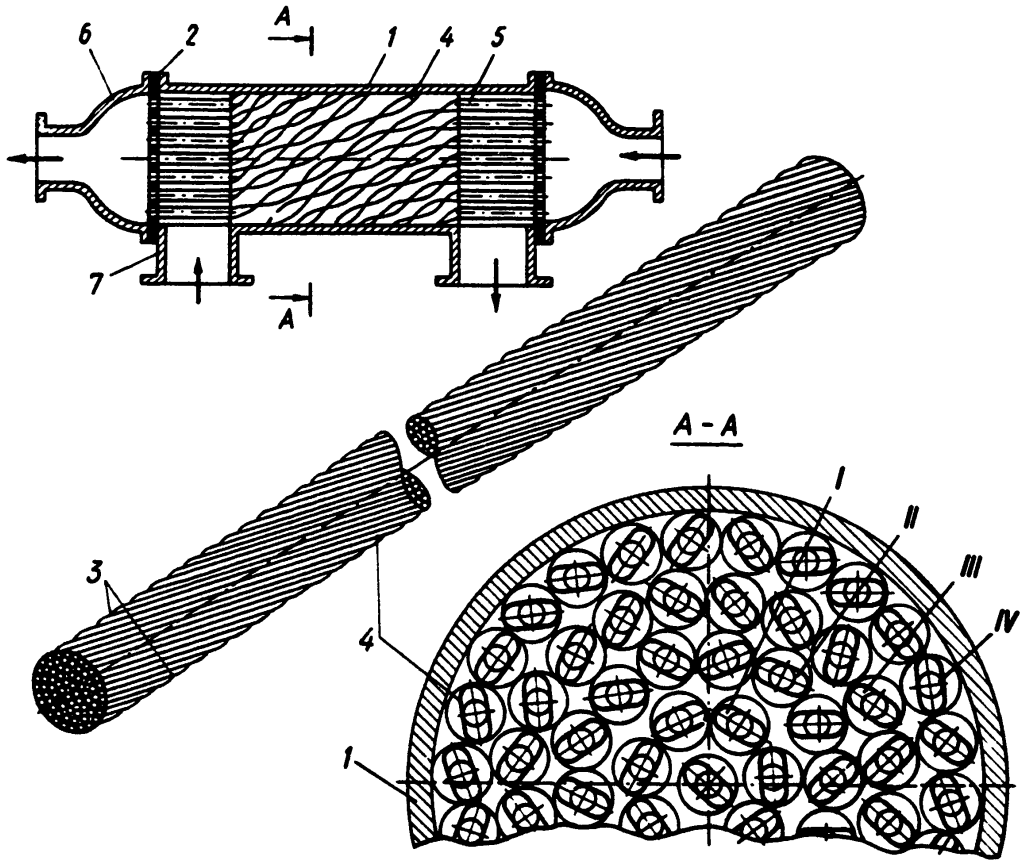


Рис. 1.14. Теплообменный аппарат с закрученным пучком витых труб: *1* – кожух, *2* – трубная доска, *3* – закрученный пучок витых труб, *4* – витая труба, *5* – прямой круглый конец трубы, *6*, *7* – патрубки, I–IV – ряды труб в пучке

[125], поперечное сечение которых имеет эллипсообразную форму или форму прямоугольника со скругленными углами.

В этих пучках возникают упорядоченные вихревые структуры, приводящие, в частности, к струйному натеканию теплоносителя на поверхность теплообмена и общей дополнительной турбулизации потока. Кроме того, возникающие вихревые структуры существенно интенсифицируют массообмен между соседними ячейками, способствуя хорошему перемешиванию потока.

Разработана удобная для серийного производства технология изготовления витых труб. Сочетание достоинств и технологичность этого метода интенсификации теплообмена стимулировали его разработку с целью создания эффективного теплообменного оборудования.

1.5. РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДЛЯ ВЫБРАННЫХ МЕТОДОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ. ЗАДАЧИ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Течение однофазного теплоносителя в каналах трубчатых и пластинчатых теплообменников

При расчете теплообменных аппаратов обычно используется одномерное описание процессов в каналах. При этом получается незамкнутая система уравнений. Для ее замыкания в случае однофазного течения теплоносителей в каналах необходимы еще два уравнения: для коэффициента теплоотдачи $\alpha = q/(T_w - T_f)$ и для γ – доли градиента давления $\partial P/\partial x$, расходуемой на перестройку профиля скорости и сопротивления стенок канала. Эти уравнения находят, как правило, из экспериментов с использованием теории подобия. Эмпирические уравнения теплоотдачи и гидравлического сопротивления в гладких каналах при турбулентном течении без учета свободной конвекции обобщаются зависимостями типа

$$\mathrm{Nu} = f_1(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}, \Psi, x/d_e), \tag{1.13}$$

$$\xi = f_2(\mathrm{Re}, \Psi, x/d_e), \tag{1.14}$$

где $\xi = -\dfrac{\gamma \partial P/\partial x}{\rho u^2/2d_e}$,

$\Psi = T_w/T_f$ – для газов и $\Psi = \mu_w/\mu_f$ – для капельных жидкостей.

При обобщении экспериментальных данных по теплообмену и сопротивлению в каналах с периодически расположенными турбулизаторами в уравнения (1.13) и (1.14) надо включить безразмерные параметры, описывающие геометрические характеристики турбулизаторов.

Для накатанных труб при отработанной технологии накатки, обеспечивающей геометрическую повторяемость плавноочерченной формы выступов для каждой их высоты h и ширины канавки снаружи трубы при известной ее глубине, достаточно двух параметров. Для течения в трубе это параметры d/D или h/D, характеризующие высоту выступа, и t/D – безразмерный шаг выступов. При продольном обтекании накатанных пучков труб это будут параметры d_1/D_1 и t/D_1. Кроме того, в этом случае геометрия канала определяется типом расположения труб в пучке (шахматное, коридорное и т. п.) и шагом труб в пучке s/D_1 при их симметричном расположении или вводятся два шага – продольный (s_2/D_1) и поперечный (s_1/D_1) при несимметричном расположении труб в пучке.

Аналогично вводятся безразмерные параметры, характеризующие турбулизаторы на ребрах или толщину и длину рассеченных участков

в каналах различного поперечного сечения в пластинчатых теплообменниках. Таким образом, методика расчета теплообмена и гидравлического сопротивления в теплообменниках с однофазными теплоносителями при интенсификаци теплообмена путем дополнительной турбулизации пристенного слоя в каналах и путем управления отрывом пограничного слоя при поперечном обтекании труб остается такой же, как и для гладких каналов. В этих случаях задачи экспериментов сводятся к получению замыкающих эмпирических зависимостей в виде (1.13) и (1.14) с добавлением соответствующих безразмерных параметров, характеризующих геометрию, взаимное расположение турбулизаторов и особенности каналов или пучков труб. Такой подход позволил сформулировать задачи экспериментов с различными каналами.

Для накатанных труб эти задачи следующие:

1. Получить замыкающие зависимости для теплообмена и гидравлического сопротивления в виде:

$$\mathrm{Nu} = f_1(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}, \Psi, \frac{x}{D}, \frac{d}{D}, \frac{t}{D}), \tag{1.15}$$

$$\xi = f_2(\mathrm{Re}, \Psi, \frac{x}{D}, \frac{d}{D}, \frac{t}{D}). \tag{1.16}$$

Провести исследования в широком диапазоне геометрических и режимных параметров, охватывающих переход от ламинарного течения к турбулентному и развитое турбулентное течение, в практически важном интервале Re, с разными газами, водой и другими жидкостями в диапазоне Pr от 0,7 до 50.

2. Экспериментально проверить возможность получения в накатанных трубах неравенства

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_0} \geqslant \frac{\xi}{\xi_0}, \tag{1.17}$$

которое было предсказано теоретически. Определить диапазон режимных и геометрических параметров, при которых оно имеет место.

3. Разработать технологию накатки труб и технологическое оборудование, пригодное для опытно-серийного производства и обеспечивающее с высокой точностью получение заданных размеров и формы выступов и канавок.

4. Провести испытания накатанных труб на прочность.

5. Провести испытания труб на солеотложения, в том числе при работе на жесткой и морской воде, в заданных диапазонах температур, а также проверить влияние накатки на коррозию труб.

Для **каналов пластинчатых теплообменников** существенны не только тип и форма турбулизаторов, но и форма поперечного сечения каналов.

Обычно эти теплообменники работают в переходной области течения в диапазоне Re от $4 \cdot 10^2$ до 10^4.

В каналах с узкими углами переход от ламинарного течения к турбулентному происходит плавно. Последнее возникает сначала в широкой части канала и его ядре, сочетаясь с ламинарным в угловых зонах. С ростом Re ламинарные зоны в углах сокращаются. Этому способствуют турбулизаторы. Поэтому в задачи экспериментов входило:

1. Получить эмпирические замыкающие зависимости в виде (1.15) и (1.16) на газах в диапазоне $Re = 4 \cdot 10^2 - 10^4$ для каналов треугольного и прямоугольного сечения, в которых интенсификация теплообмена достигается путем рассечения и сдвига каналов или выступов и канавок на ребрах. Для каждого типа канала и турбулизаторов ввести безразмерные параметры, описывающие их геометрические характеристики.

2. Экспериментально проверить возможность получения в каналах с интенсификаторами (при сравнении их с аналогичными гладкими каналами) неравенства (1.17), теоретически предсказанного для труб.

3. Разработать технологию и технологическое оборудование для производства рассеченных каналов и каналов с турбулизаторами на ребрах.

4. Провести испытания новых типов каналов на прочность.

5. Провести испытания пластинчатых теплообменников на засоряемость в условиях их эксплуатации.

Для **продольно обтекаемых пучков труб** ставились те же задачи, что и для накатанных труб, с заменой в уравнениях (1.15) и (1.16) d/D на d_1/D_1 и t/D на t/D_1. Кроме того, исследовалось влияние шага расположения труб в пучках на теплообмен и гидравлическое сопротивление.

Для **поперечно обтекаемых пучков труб** в задачи экспериментов входили:

1. Получение эмпирических замыкающих зависимостей в виде (1.15) и (1.16) для газов и жидкостей (включая масла) в широком диапазоне изменения режимных и геометрических параметров расположения труб в пучке и турбулизаторов на трубах.

2. Изучение влияния турбулизаторов на переход ламинарного пограничного слоя в турбулентный и отрыв последнего.

3. Экспериментальная проверка возможности получения неравенства (1.17).

Для **пучков витых труб** задачи экспериментов более специфические. В теплообменных устройствах, реализующих метод закрутки потока при продольном обтекании пучков витых труб овального профиля, возможны существенные неравномерности тепловыделения в поперечном сечении пучка и по его длине, которые формируют нерав-

номерные поля температур теплоносителя и скоростей потока в таких пучках. Эти неравномерности полей температур и скоростей потока частично выравниваются за счет межканального перемешивания теплоносителя. Поэтому возникла необходимость разработки методики расчета тепломассообмена и гидравлического сопротивления в пучках витых труб, учитывающей эффект поперечного перемешивания теплоносителя.

Она основывается на модели течения гомогенизированной среды, согласно которой течение в реальном пучке труб заменяется потоком двухфазной среды, где твердая фаза неподвижна, т. е. в теплоносителе распределены источники объемного тепловыделения q_i и гидравлического сопротивления $\xi\rho u^2/2d_e$. Эффект гомогенизации учитывается введением в уравнение энергии множителя $(1-\epsilon)/\epsilon$, в котором пористость пучка по теплоносителю определяется с учетом толщины вытеснения пограничного слоя, а интенсивность источников объемного тепловыделения q_i учитывается распределением по радиусу, азимуту и длине пучка. Принимается, что вектор скорости потока параллелен оси пучка, градиент давления в поперечном сечении пучка равен нулю, а диффузионные члены учитывают влияние различных механизмов переноса в пучке витых труб.

Система уравнений теплообмена и гидродинамики, описывающая течение гомогенизированной среды при сделанных допущениях, имеет вид:

$$\rho u c_P \frac{\partial T}{\partial x} = q_i \frac{1-\epsilon}{\epsilon} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\lambda_{ef}\frac{\partial T}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\lambda_{ef}\frac{\partial T}{\partial \varphi}\right), \tag{1.18}$$

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{dP}{dx} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\rho\nu_{ef}\frac{\partial u}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\rho\nu_{ef}\frac{\partial u}{\partial \varphi}\right) - \xi\frac{\rho u^2}{2d_e}, \tag{1.19}$$

$$G = \epsilon \int_0^{2\pi}\int_0^{r_b} \rho u r dr d\varphi, \tag{1.20}$$

$$P = \rho R T, \tag{1.21}$$

где R – газовая постоянная.

Граничные условия задачи следующие:

$$\begin{aligned} &u(r, \varphi, 0) = u_{in}(r, \varphi), \\ &T(r, \varphi, 0) = T_{in}(r, \varphi), \\ &P(0) = P_{in}, \end{aligned} \tag{1.22}$$

$$\left.\frac{\partial u}{\partial r}\right|_{r=r_b} = 0, \quad \left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{r=r_b} = 0, \tag{1.23}$$

$$\begin{aligned} &u(r, \varphi, x) = u(r, \varphi + 2\pi, x), \\ &T(r, \varphi, x) = T(r, \varphi + 2\pi, x). \end{aligned} \tag{1.24}$$

В уравнениях (1.18) и (1.19) λ_{ef}, ν_{ef} – эффективные коэффициенты теплопроводности и вязкости – выражаются через эффективный коэффициент диффузии:

$$\lambda_{ef} = D_{ef}\rho c_p, \tag{1.25}$$

$$\nu_{ef} = D_{ef}. \tag{1.26}$$

Коэффициенту D_{ef} соответствует безразмерный коэффициент

$$K = D_{ef}/ud_e. \tag{1.27}$$

Для решения системы уравнений (1.18)–(1.21) с граничными условиями (1.22)–(1.24) разработаны численные методы расчета: метод матричной факторизации и метод сеток [126, 127].

Задачи экспериментов для данного метода интенсификации были сформулированы следующим образом:

1. Экспериментально обосновать модель течения гомогенизированной среды, ее математическое описание и методы расчета путем сопоставления теоретически рассчитанных и опытных полей температур и исследования структуры потока.

2. Получить замыкающие эмпирические зависимости для теплообмена, гидравлического сопротивления и перемешивания теплоносителя в виде:

$$\mathrm{Nu} = f_1(\mathrm{Re}, \mathrm{Fr}_M, \Psi, x/D_0), \tag{1.28}$$

$$\xi = f_2(\mathrm{Re}, \mathrm{Fr}_M, \Psi, x/D_0), \tag{1.29}$$

$$K = f_3(\mathrm{Re}, \mathrm{Fr}_M, \epsilon, \mathrm{Tu}, x/D_0), \tag{1.30}$$

где $\mathrm{Fr}_M = p^2/D_0 d_e$ – модифицированное число Фруда, характеризующее особенности течения в пучке витых труб. Исследования провести в широком диапазоне изменения определяющих параметров:

$\mathrm{Fr}_M = 55–1080$, $p/D_0 = 6–12$, $\epsilon = 0{,}46–0{,}56$, $\mathrm{Re} = 3\cdot10^3–5\cdot10^4$,

$\mathrm{Tu} = 1–6\%$, $\Psi = 1{,}05–1{,}8$, $x/D_0 \leqslant 150$.

На основе этих исследований определить область режимных и геометрических параметров, в которой обеспечивается оптимальная интенсификация тепломассообмена в пучках витых труб.

3. Комплексно испытать пучки труб на электромоделирующих установках при моделировании неравномерного поля тепловыделения в поперечном сечении пучка.

Двухфазные течения при пленочном кипении

Учитывая уровень современных знаний о процессах турбулентного обмена в фазах, межфазного обмена, структуре жидкой фазы, результирующих эффектах взаимодействия жидкой фазы со стенкой кана-

лов, возможности измерительной и вычислительной техники, а также необходимость знания истинных параметров фаз для широкого круга инженерных задач в качестве математической модели процессов гидродинамики и теплообмена в двухфазных течениях при пленочном кипении была разработана одномерная двухскоростная, двухплотностная, двухтемпературная модель, базирующаяся на пофазном описании законов сохранения массы, импульса и энергии.

Учитывая, что для рассматриваемых явлений характерны высокие значения конвективных ускорений параметров фаз по сравнению с локальными, а коэффициенты межфазного обмена и обмена со стенкой, как показали исследования, практически квазистационарно изменяются во времени, а также ограничиваясь областью устойчивых двухфазных течений, можно записать исходную систему дифференциальных уравнений сохранения в следующем виде.

Уравнение сохранения массы для пара

$$\frac{d}{dx}(\rho_v u_v \Phi) = \dot{m}. \tag{1.31}$$

Уравнение сохранения массы для жидкости

$$\frac{d}{dx}[\rho_l u_l (1-\Phi)] = -\dot{m}. \tag{1.32}$$

Уравнение сохранения импульса для пара

$$\rho_v u_v \frac{du_v}{dx} = \rho_v g_x - \frac{dP}{dx} - \operatorname{sign}(u_v - u_l)\tau_l \frac{\Pi_l}{F\Phi} - \\ - \tau_w \frac{\Pi_w}{F\Phi} - \frac{1-\Phi}{\Phi}(1-\beta)(u_v - u_l)\dot{m}, \tag{1.33}$$

где β – коэффициент реактивности, учитывающий несимметричность оттока генерируемого пара с поверхности капли

$$\beta = \frac{u_{v,l} - u_l}{u_v - u_l}, \tag{1.34}$$

а $u_{v,l}$ – проекция вектора результирующей скорости генерируемого пара на ось x в системе координат, связанных со стенкой.

Уравнение сохранения импульса для жидкости

$$\rho_l u_l \frac{du_l}{dx} = \rho_l g_x - \frac{dP}{dx} + \operatorname{sign}(u_v - u_l)\tau_l \frac{\Pi_l}{F(1-\Phi)} - \beta(u_v - u_l)\dot{m}. \tag{1.35}$$

Уравнение сохранения энергии для пара

$$\rho_v u_v \frac{di_v}{dx} + (i_v - i_{v,s})\frac{\dot{m}}{\Phi} = \frac{q_w \Pi_w}{F\Phi} - (q_l - q_{ev})\frac{\Pi_l}{F\Phi}. \tag{1.36}$$

Уравнение сохранения энергии для жидкости

$$\rho_l u_l \frac{di_l}{dx} + (i_{l,s} - i_l)\frac{\dot{m}}{1-\Phi} = q_l \Pi_l. \tag{1.37}$$

Здесь F – площадь поперечного сечения канала, а индексы v, l, ev, s, w относятся соответственно к пару, жидкости, испарению, насыщению и стенке.

Эта система уравнений дополняется следующими балансными соотношениями:

$$\rho_v u_v \Phi F = G\chi, \tag{1.38}$$

$$\rho_l u_l (1-\Phi) F = G(1-\chi), \tag{1.39}$$

$$q_w = q_v + (q_l + q_{ev})\frac{\Pi_l}{\Pi_w}, \tag{1.40}$$

$$\dot{m} = \frac{q_v \Pi_l}{rF}, \tag{1.41}$$

а также уравнениями, отражающими условия однозначности:

$$F(x),\ g_x(x),\ \Pi_w(x),\ i_v(P, T_v),\ i_l(P, T_l),\ \rho_v(P, T_v),\ \rho_l(P, T_l),$$
$$r(T_s),\ T_s(P),\ G,\ \chi_0,\ \Phi_0,\ P_0,\ T_{l,0},\ T_{v,0},\ q_w(x) \text{ или } T_w(x). \tag{1.42}$$

Последних два условия связаны между собой коэффициентом теплоотдачи

$$q_w = \alpha(T_w - T_v). \tag{1.43}$$

В тех случаях, когда рассматривается сопряженная задача „стенка–двухфазный поток" применительно, например, к захолаживанию конструкции, тепловой поток или температура внутренней поверхности стенки как функции координат и времени не задаются, а находятся из совместного решения системы уравнений для потока (1.31)–(1.43) и уравнения энергии (теплопроводности) для стенки.

Приведенная система уравнений сохранения записана безотносительно к структуре течения, в то время как некоторые входящие в нее параметры определяются индивидуально для каждой структуры. Так, при стержневой структуре

$$\beta = 0,\ \Pi_l = \pi d_l,\ \Phi = 1 - (d_l/D)^2, \tag{1.44}$$

где d_l и D – диаметры жидкой струи и канала соответственно.

При дисперсной структуре

$$\Pi_l = 6F(1-\Phi)/d_{dr}, \tag{1.45}$$

и при достижении условия $We = We_{cr}$ капли делятся на N более мелких, т. е. после аэродинамического дробления капель их средний диаметр уменьшается:

$$\bar{d}_{dr} = d_{dr}/\sqrt[3]{N}. \tag{1.46}$$

Таким образом, при стержневом течении для замыкания системы уравнений (1.31)–(1.43) необходимо иметь еще 5 дополнительных уравнений для определения тепловых потоков и касательных напряжений на стенке и межфазной поверхности:

$$q_l = q_l(x), \tag{1.47}$$

$$q_{ev} = q_{ev}(x), \tag{1.48}$$

$$\alpha = \alpha(x), \tag{1.49}$$

$$\tau_w = \tau_w(x), \tag{1.50}$$

$$\tau_l = \tau_l(x). \tag{1.51}$$

При дисперсном течении к замыкающим уравнениям (1.47)–(1.51) добавляются:

$$\mathrm{We}_{cr} = \mathrm{We}_{cr}(x), \tag{1.52}$$

$$\beta = \beta(x), \tag{1.53}$$

$$N = N(x). \tag{1.54}$$

Таким образом, если в результате экспериментальных исследований и обобщения опытных данных получены дополнительные связи (1.47)–(1.54), то система уравнений (1.31)–(1.43) (вместе с условиями однозначности) становится замкнутой и может быть использована в инженерной практике как самостоятельная для определения полей параметров фаз (если известны граничные условия на стенке), так и в качестве граничного условия третьего рода для расчета полей температур в стенке охлаждаемых каналов.

Следовательно, задачей экспериментального исследования интенсификации теплообмена двухфазных течений при пленочном кипении в каналах является получение эмпирических зависимостей для тепловых потоков и касательных напряжений (или соответствующих им коэффициентов теплоотдачи и сопротивления) как функций безразмерных параметров течения и характеристик искусственных турбулизаторов.

ГЛАВА 2 МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ. КОМПЛЕКС ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Цикл исследований по интенсификации теплообмена потребовал разработки методов проведения экспериментов, создания комплекса стендов и экспериментальных установок, разработки систем измерения. Как отмечалось в разд. 1.5, в задачи эксперимента входили: определение зависимостей подобия для расчета коэффициентов теплоотдачи, гидравлического сопротивления, эффективных коэффициентов диффузии и др., решение проблемы замыкания систем уравнений, которые описывают теплообменные процессы в каналах с искусственной турбулизацией потока, обоснование разработанных моделей течения, методов расчета и описывающих их систем уравнений.

Для решения этих задач в ряде случаев потребовалось разработать новые и усовершенствовать известные методы экспериментального исследования теплообменных процессов, а созданный комплекс стендов и установок оснастить автоматизированными системами управления, измерения, сбора и обработки опытных данных, отвечающими требованиям быстродействия и малой инерционности. При этом в ряде случаев были разработаны новые методики измерений. Ниже представлены краткие характеристики экспериментальных установок и стендов, а также методов исследований.

2.1. ТРУБЫ, КОЛЬЦЕВЫЕ КАНАЛЫ, ПЛАСТИНЫ

Экспериментальные установки для исследований по интенсификации теплообмена в трубах отличались в зависимости от рода теплоносителя.

1. Установка для исследования интенсификации теплообмена при течении газа в трубах (рис. 2.1) [86, 128–131]. Рабочие участки – гладкие или накатанные трубы из нержавеющей стали 1Х18Н10Т. Теплоно-

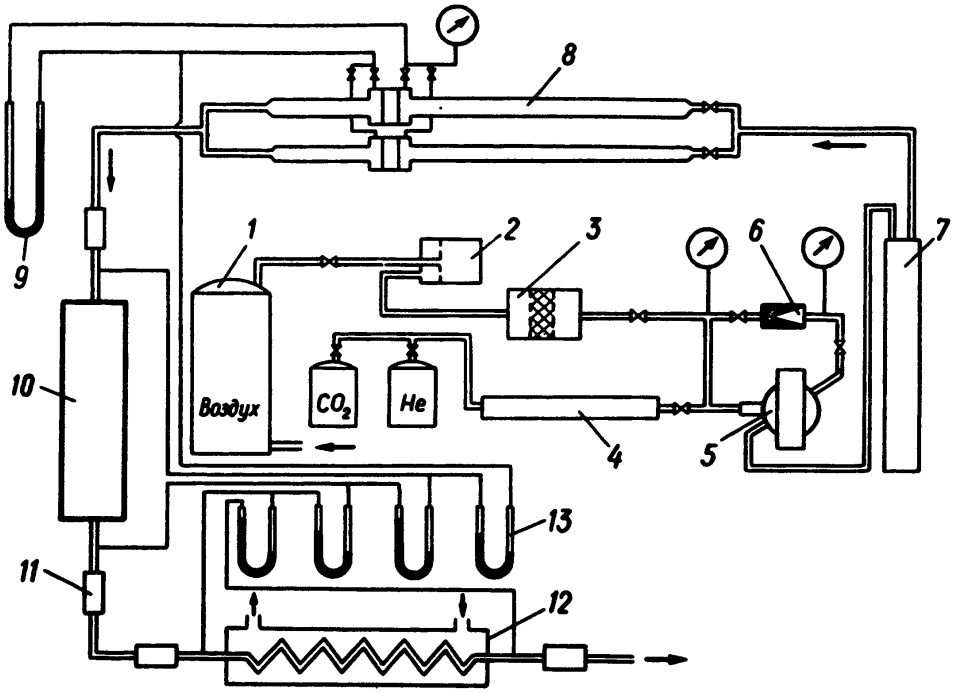


Рис. 2.1. Схема экспериментальной установки для исследования интенсификации теплообмена при течении газа в трубах: *1, 7* – ресиверы, *2* – осушитель, *3* – фильтр, *4* – подогреватель, *5* – редуктор, *6* – редуктор управления, *8* – расходомер, *9, 13* – дифференциальные манометры, *10* – экспериментальный участок, *11* – переходник, *12* – холодильник

сители — воздух, углекислый газ, гелий. Основные параметры: длина труб 1500 мм, число вариантов накатки труб 33, температура стенки 400–1000 К, температура потока 300–700 К, давление до 2 МПа, диапазон $Re = 2 \cdot 10^3 - 8 \cdot 10^4$.

2. Установка для исследования интенсификации теплообмена при течении воды и водоглицериновых смесей в трубах (рис. 2.2) [86, 128–131]. Основные параметры: длина гладких и накатанных труб 1500 мм, число вариантов накатки труб 10, плотность теплового потока на стенке $10^3 - 5 \cdot 10^5$ Вт/м^2, диапазоны $Pr = 2–50$, $Re = 2 \cdot 10^3 - 8 \cdot 10^4$.

3. Установка для исследования теплообмена и гидравлического сопротивления при течении воздуха в кольцевых каналах (рис. 2.3) [132, 133]. Экспериментальный участок – наружная гладкая труба диаметром ~ 28 мм, в которую коаксиально установлена внутренняя меняемая шероховатая калориметрическая труба длиной 1600 мм. Трубы из нержавеющей стали 1Х18Н10Т нагревались постоянным электрическим током. Рабочие параметры: давление воздуха на входе 0,2–0,8 МПа, температура потока на входе 265–290 К, температура стенок труб до 1000 К, диапазон изменения $Re = 5 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^5$. Измерение и регистрация данных осуществлялись при помощи автоматической измерительной системы „SOLARTRON".

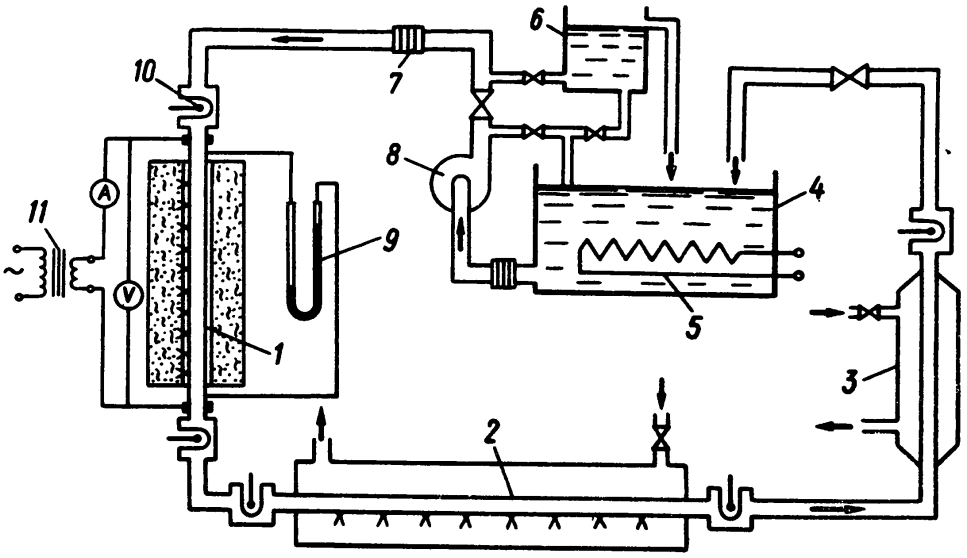


Рис. 2.2. Схема экспериментальной установки для исследования интенсификации теплообмена при течении воды и водоглицериновой смеси в трубах: *1* – экспериментальный нагреватель, *2* – экспериментальный холодильник, *3* – холодильник, *4* – сливной бак, *5* – подогреватель, *6* – бак постоянного уровня, *7* – фильтр, *8* – насос, *9* – дифференциальный манометр, *10* – смесительная камера, *11* – трансформатор

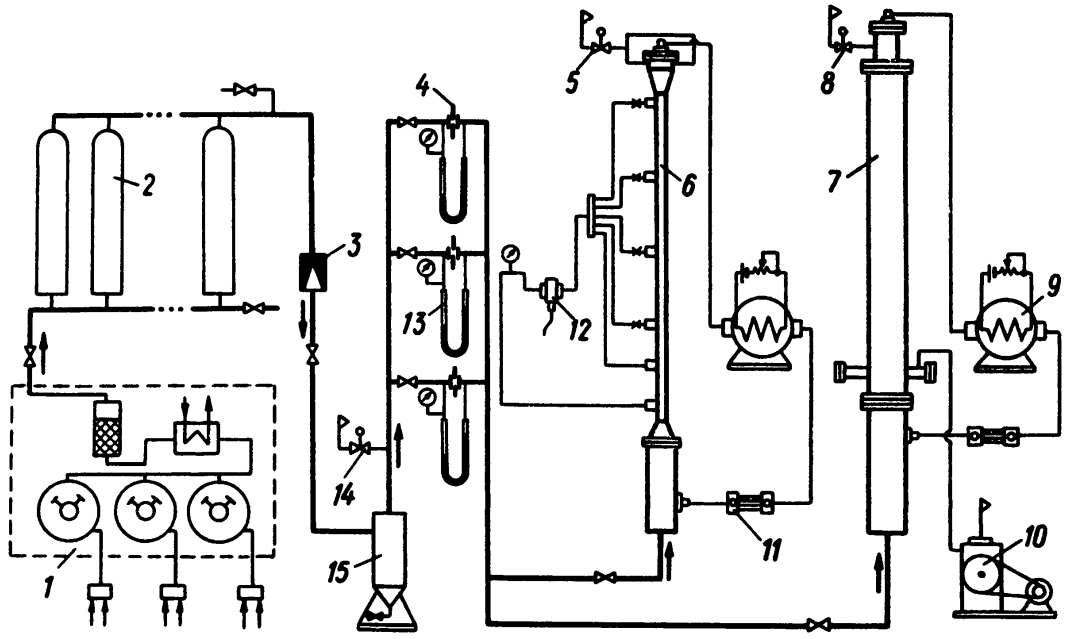


Рис. 2.3. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена и гидравлического сопротивления при течении воздуха в кольцевых каналах: *1* – компрессорная станция, *2* – реципиент, *3* – редуктор, *4* – расходомерная диафрагма, *5, 8* – дроссельные вентили, *6, 7* – экспериментальные участки, *9* – генератор, *10* – вакуумный насос, *11* – шунт, *12* – дифференциальный датчик давления, *13* – дифференциальный манометр, *14* – вентиль байпаса, *15* – масловлагоотделитель

4. Контур циркуляции воды для измерения структуры течения в пограничном слое на пластине при скоростях потока до 5 м/с (рис. 2.4) [92]. Изготовлен из нержавеющей стали, работает на дистилляте воды. Основные параметры: общая тепловая мощность 200 кВт, электрическая мощность нагрева постоянным током 100 кВт, максимальный расход теплоносителя 400 $м^3$/ч (расход изменялся плавно), рабочая температура потока воды 293–333 К, степень турбулентности набегающего потока 0,4–1%. Скорость измерялась термоанемометром и лазерным допплеровским измерителем, расход – диафрагмой и соплом с точностью ±2%. Стенд подключен к автоматической системе сбора опытных данных ИВК-14.

5. Замкнутый аэродинамический контур (рис. 2.5) [92] для изучения с помощью термоанемометрической аппаратуры структуры потока в пограничных слоях с различными возмущениями. Основные параметры: размеры выходного сопла 300Х200 мм, скорость потока до 70 м/с, степень турбулентности потока 0,1%.

6. Аппаратура для измерения пространственных корреляций пульсаций температуры [92]. Для изучения структуры турбулентного обмена применялись две игловидные малоинерционные термопары с размером головки 4 мкм. С их помощью измерялись пульсации температур в плоскости поперек потока при варьировании расстояний от нагретой стенки и между термопарами. Методика разработана для потоков жидкостей. Для измерения были созданы помехоустойчивые усилители сигнала от датчиков с малым внутренним сопротивлением и использован комплекс ЭВМ для анализа корреляций и спектров. Пространственная разрешающая способность таких датчиков позволяет обнаружить вихревые образования в пределах вязкого подслоя.

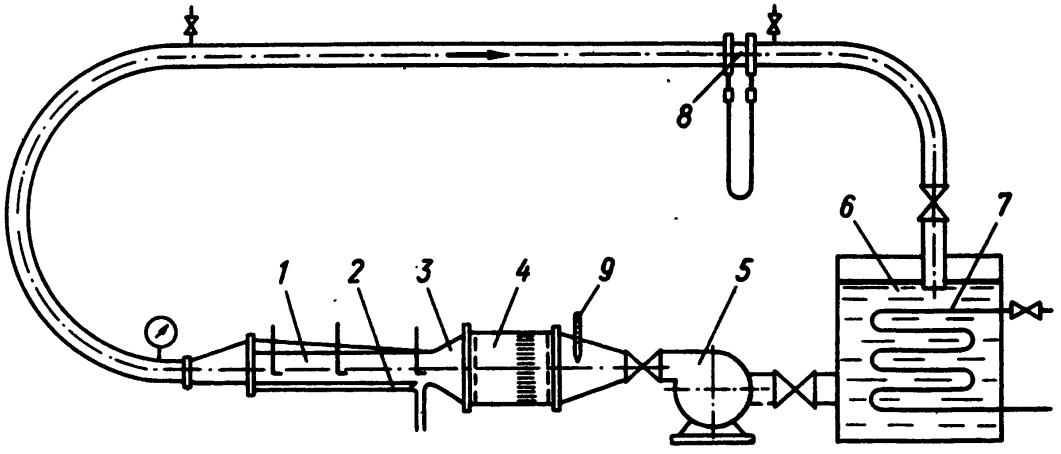


Рис. 2.4. Схема экспериментального контура циркуляции воды для исследования структуры течения в пограничном слое: *1* – рабочий участок, *2* – пластина-калориметр, *3* – конфузор, *4* – успокоительный участок, *5* – насос, *6* – бак, *7* – теплообменник, *8* – диафрагма, *9* – термометр

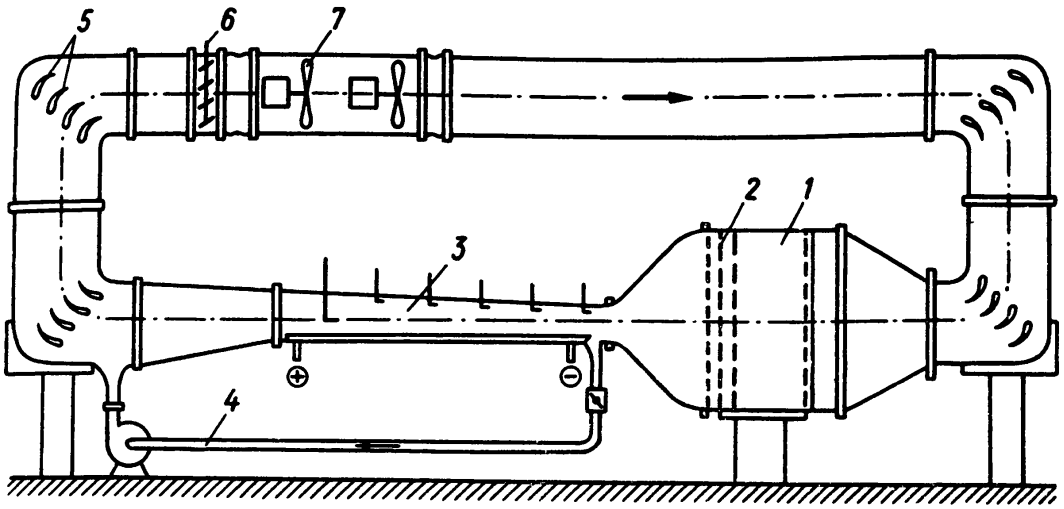


Рис. 2.5. Схема замкнутого аэродинамического контура для изучения структуры потока в пограничных слоях: *1* – успокоительный участок, *2* – сетки, *3* – рабочий участок, *4* – линия отсоса, *5* – поворотные лопатки-теплообменники, *6* – задвижка, *7* – вентилятор

7. Измерение тройных корреляций пульсаций скорости и температуры. Для измерения двух компонент вектора скорости был создан лазерный допплеровский измеритель со сдвигом частоты по дифференциальной схеме [134]. Электронная обработка сигнала измерителя основывалась на преобразовании мгновенной допплеровской частоты системами слежения в аналоговое напряжение с последующим измерением ее параметров. Пульсации температуры измерялись фиберным датчиком фирмы „DISA", установленным вниз по течению от измерителя. В потоке воды точность измерения тройных корреляций составляет 10%; разрешающая способность 150 с.

8. Исследования интенсификации теплообмена при пленочном кипении проведены на двух экспериментальных комплексах [135–150]. Каждый комплекс включал в себя по две экспериментальные установки, характеристики которых приведены в табл. 2.1 и 2.2. Принципиальная схема установок первого комплекса представлена на рис. 2.6, второго комплекса – на рис. 2.7.

Каждая из экспериментальных установок представляла собой разомкнутый прямоточный контур и состояла из следующих систем: подачи криоагента, обогрева экспериментальных участков, измерений и регулирования.

Системы подачи (во всех установках вытеснительные) обеспечивали: подачу на вход экспериментальных участков однофазного жидкого криоагента с заданной температурой и расходом, предварительный нагрев жидкости электронагревателем или газовым барботажем и термостатирование подводящих магистралей.

Подвод тепла к криоагенту на экспериментальных участках обеспе-

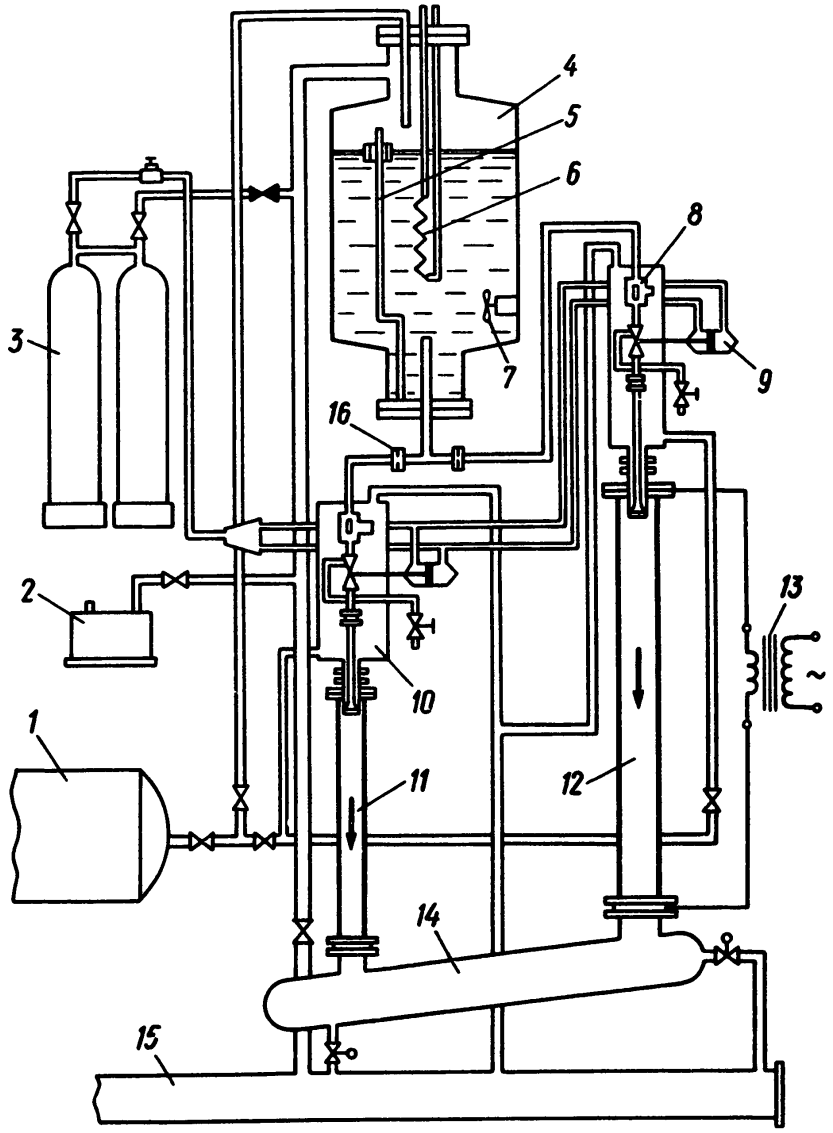


Рис. 2.6. Схема экспериментальных установок первого комплекса для исследования интенсификации теплообмена при пленочном кипении: *1* – заправочная емкость, *2* – вакуумный насос, *3* – баллон системы наддува, *4* – питательный бак, *5* – уровнемер, *6* – электронагреватель, *7* – вентилятор, *8* – расходомер, *9* – отсечной кран с пневмоприводом, *10* – система термостатирования, *11, 12* – экспериментальные участки, *13* – трансформатор, *14* – ресивер, *15* – дренажная магистраль, *16* – дроссельная шайба

чивался как за счет теплоемкости самого участка (нестационарное охлаждение), так и путем пропускания электрического тока непосредственно через экспериментальные участки от понижающих трансформаторов с дистанционным регулированием мощности в первичной обмотке. Системы обогрева предусматривали также секционный подвод тепла с помощью нескольких подвижных контактов с питанием от индивидуальных трансформаторов.

Системы измерений обеспечивали измерение и регистрацию параметров во времени.

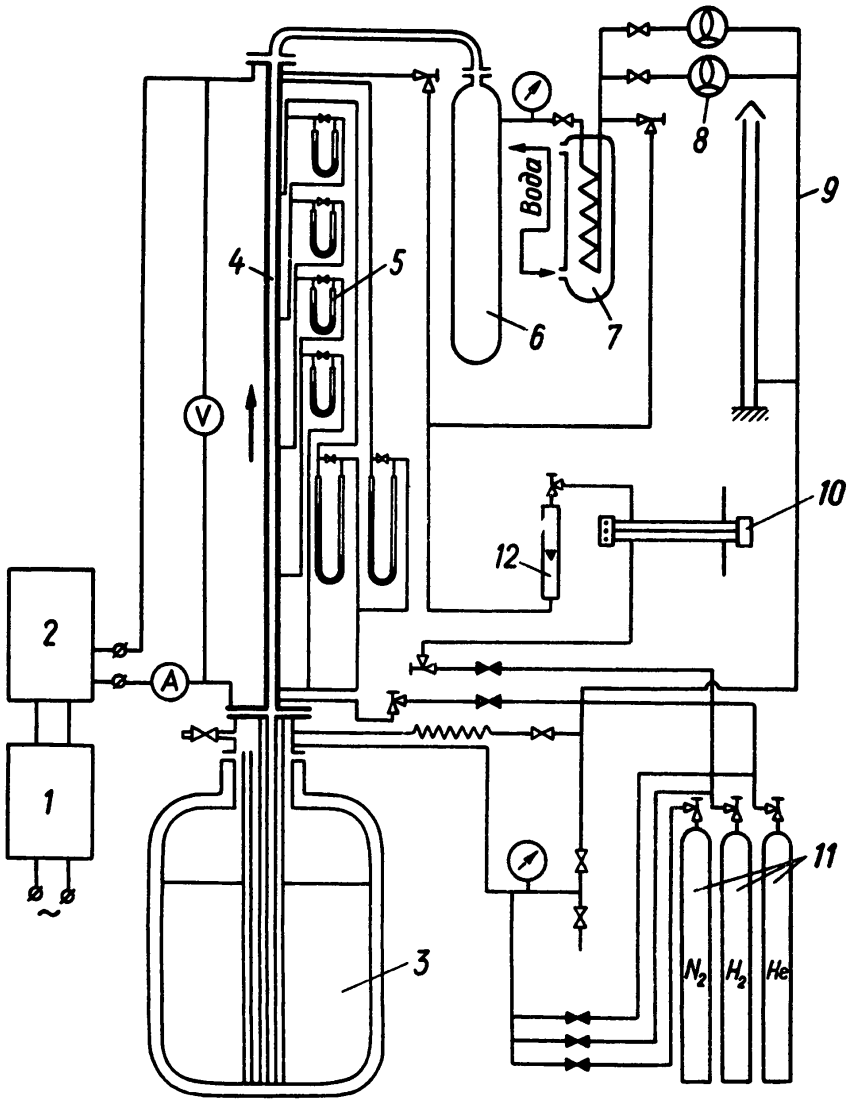


Рис. 2.7. Схема экспериментальных установок второго комплекса для исследования теплоотдачи при пленочном кипении: *1* – регулятор напряжения, *2* – трансформатор, *3* – питательная емкость, *4* – экспериментальный участок, *5* – дифференциальный манометр, *6* – ресивер, *7* – подогреватель, *8* – газовый счетчик, *9* – дренажная магистраль, *10* – интерферометр, *11* – баллоны системы наддува и газового анализа, *12* – ротаметр

В опытах с жидким водородом экспериментальные участки покрывали снаружи теплоизоляцией в виде вспененной эпоксидной смолы, в опытах с азотом участки не изолировали, а тепловые утечки определялись по данным предварительной тарировки.

9. Установка для исследования интенсификации теплообмена при конденсации (рис. 2.8) [119, 121–123, 151]. Экспериментальный участок – теплообменник типа „труба в трубе" с течением охлаждающей воды внутри трубы и конденсирующегося пара в кольцевом канале. Теплообменник размещен вертикально или горизонтально. Рабочие тела – вода, экстракционный бензин. Рабочие параметры: тем-

Таблица 2.1. **Характеристики экспериментальных установок**

№ установки	Объект исследования	Экспериментальные участки	Криоагент	Условия эксперимента
		Первый комплекс		
1	Интенсификация теплообмена при стержневом течении	Накатанные трубы: D = 10 мм, b = 0,5 мм, L = 300 мм, t/D = 0,5, d/D = 0,95, 0,97	N_2	Нестационарное охлаждение, опускное течение
2	Интенсификация теплообмена при дисперсном течении	Накатанные трубы: D = 9,8 мм, b = 0,6 мм, L = 1117 мм, t/D = 0,5, d/D = 0,957, 0,925, 0,88; t/D = 1,0, d/D = 0,919, 0,891, 0,868; t/D = 2,0, d/D = 0,863	N_2	Стационарное охлаждение, подъемное течение
		Второй комплекс		
3	Теплообмен, гидродинамика и термическая неравновесность за одиночными диафрагмами и внезапными расширениями, интенсификация теплообмена при дисперсном течении	Трубы: D = 9,8, 10,4, 13,4 мм, L = 522, 650, 790 мм, диафрагмы: d/D = 0,522, 0,65, 0,79; внезапные расширения: d/D = 0,44, 0,502, 0,775. Накатанная труба: D = 9,8 мм, b = 0,6 мм, L = 1117 мм, t/D = 1,0, d/D = 0,891. Комбинированный канал (гладкий-накатанный): $(L/D)_0$ = 95, L/D = 25	N_2, H_2	Стационарное охлаждение, подъемное течение
4	Теплообмен и гидродинамика за одиночной диафрагмой при устойчивых и неустойчивых дисперсных течениях	Труба: D = 10,5 мм, L = 1625 мм, диафрагма: b = 2 мм, d/D = 0,57	N_2, H_2	Нестационарное охлаждение, подъемное течение

Таблица 2.2. **Диапазоны изменения режимных параметров**

Параметр	Обозначение	Размерность	№ установки					
			1	2	3		4	
Криоагент	–	–	N_2	N_2	H_2	N_2	H_2	N_2
Массовый расход	G	г/с	10–1200	4,1–8,5	0,7–2,0	6–25	0,62–2,0	14,1–60
Массовая скорость	ρu	кг/(м^2·с)	45–10000	8–200	1,7–17,7	13,8–318	7,2–23,2	164–695
Давление	P	МПа	2,0	0,1–0,8	0,1–0,5	0,1–0,5	0,11–0,12	0,11–0,2
Удельный тепловой поток	q	кВт/м^2	0–210	42–84	10–50	0–50	9,6–66,4	24,3–84,7
Температура стенки	T_w	К	1050	80–800	22–300	80–800	71–246	289–756
Начальный недогрев криоагента	ΔT_0	К	30	1	1	1	1	1

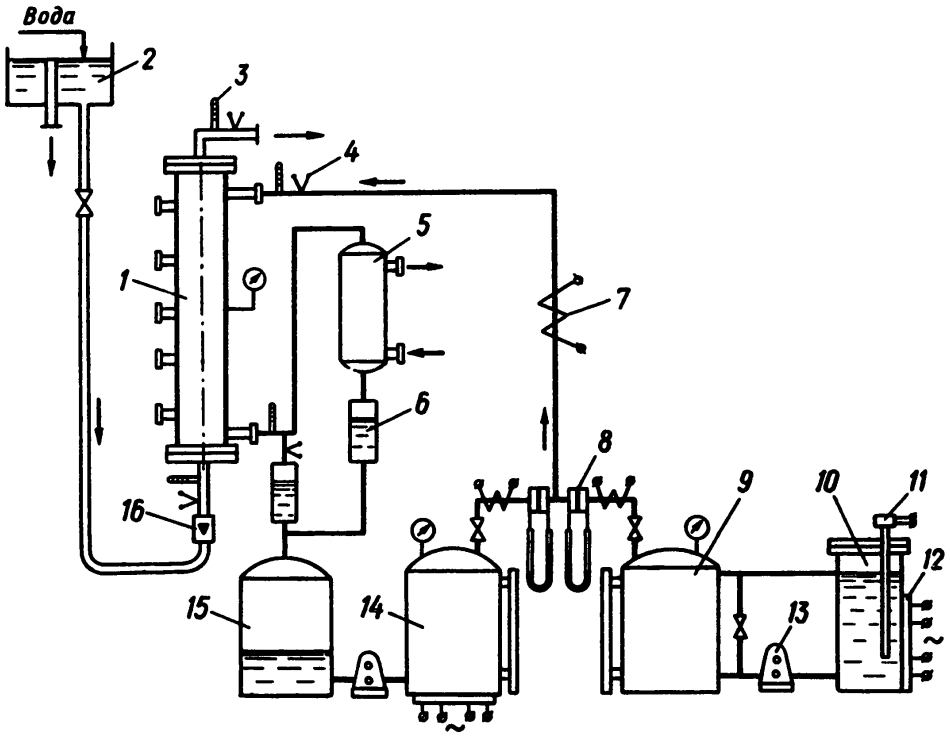


Рис. 2.8. Схема экспериментальной установки для исследования интенсификации теплообмена при конденсации: *1* – экспериментальный участок, *2* – бак для охлаждающей воды, *3* – термометр, *4* – термопара, *5* – дополнительный конденсатор, *6* – мерник конденсата, *7* – пароперегреватель, *8* – диафрагма, *9* – испаритель бензина, *10* – бак для нагрева масла, *11* – контактный термометр, *12* – электронагреватель, *13* – насос, *14* – испаритель воды, *15* – сборник конденсата, *16* – ротаметр

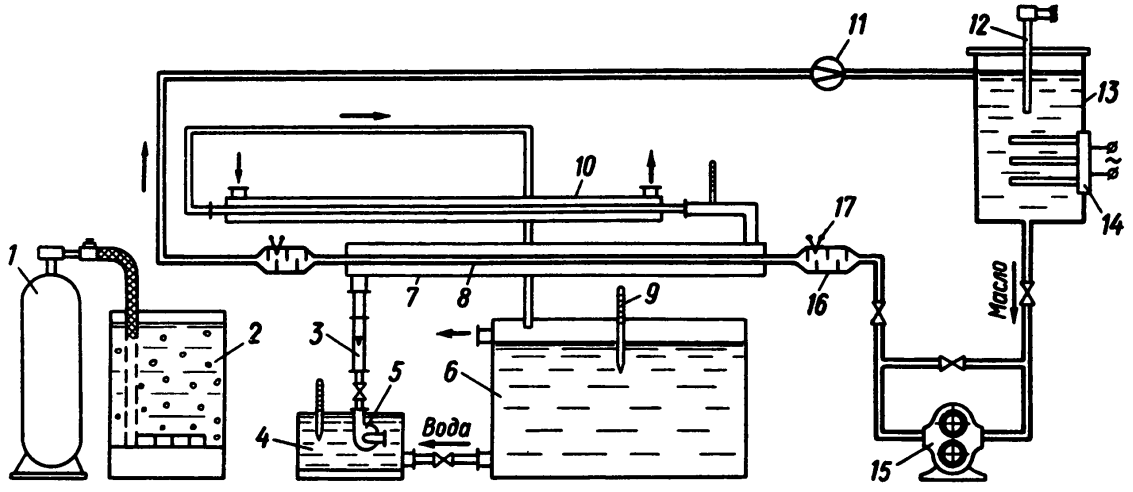


Рис. 2.9. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена в условиях солеотложений: *1* – баллон с углекислым газом, *2* – емкость для приготовления соленой воды, *3* – ротаметр, *4* – водяной бачок, *5, 15* – насосы, *6* – бак для воды, *7* – наружная труба, *8* – внутренняя труба, *9, 12* – термометры, *10* – холодильник, *11* – расходомер, *13* – бак для масла, *14* – электронагреватель, *16* – смесительная камера, *17* – термопара

пература насыщения 323–343 К, давление насыщения 0,05–0,7 МПа, плотность теплового потока $6 \cdot 10^3$–$3 \cdot 10^5$ Вт/м^2, скорость пара 2,3–11,5 м/с.

10. Установка для исследования солеотложений в каналах с интенсификаторами теплообмена (рис. 2.9) [119, 121, 152]. Рабочий участок – теплообменник типа „труба в трубе", в котором специально приготовленная вода с заданным солесодержанием охлаждала хлопковое масло. Масло текло внутри трубы, вода – в кольцевом канале. Рабочие параметры: температура стенки 320–380 К, температура воды 300–370 К, давление воды до 0,2 МПа, карбонатная жесткость воды до 20 мг-экв/л, диапазон Re = $2 \cdot 10^3$–$4 \cdot 10^4$.

2.2. КАНАЛЫ ПЛАСТИНЧАТО-РЕБРИСТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Исследования теплообмена в каналах пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов проводились на экспериментальных установках № 1 (рис. 2.10), № 2 (рис. 2.11) и № 3 (рис. 2.12) [153, 154]. Каждая

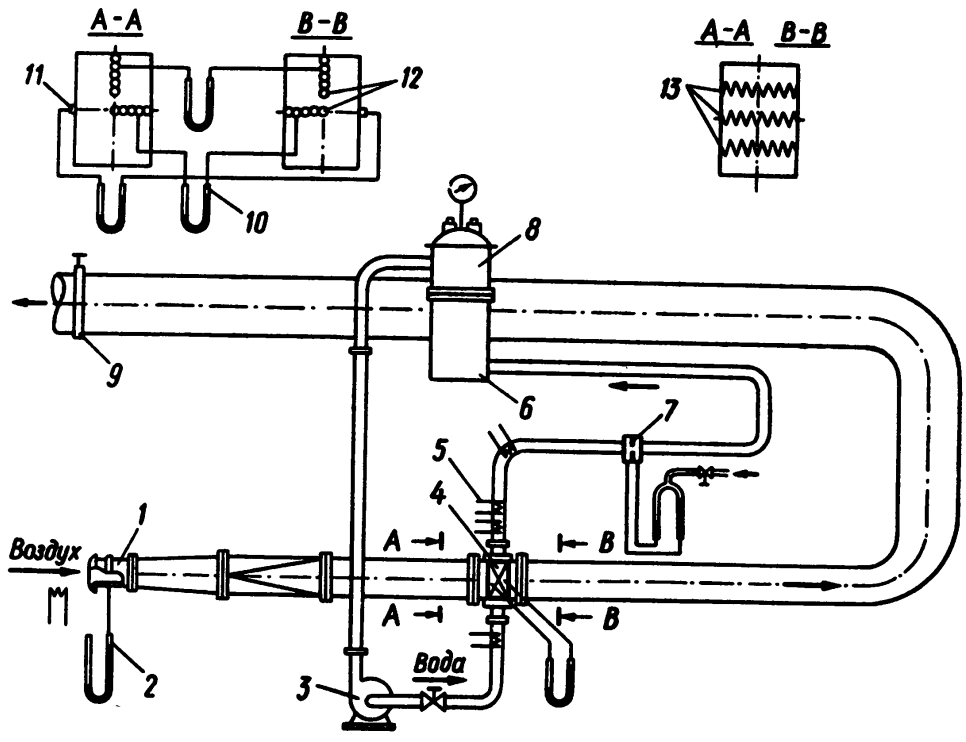


Рис. 2.10. Схема установки для испытания реальных конструкций водовоздушных радиаторов: *1* – мерный коллектор, *2* – U-образный манометр, *3* – насос, *4* – опытный радиатор, *5*, *13* – термометры сопротивления, *6* – водонагревательный бачок, *7* – расходомерное сопло, *8* – расширительный бачок, *9* – воздушная заслонка, *10* – микроманометр, *11* – отбор статического давления, *12* – пятиточечные насадки полного давления

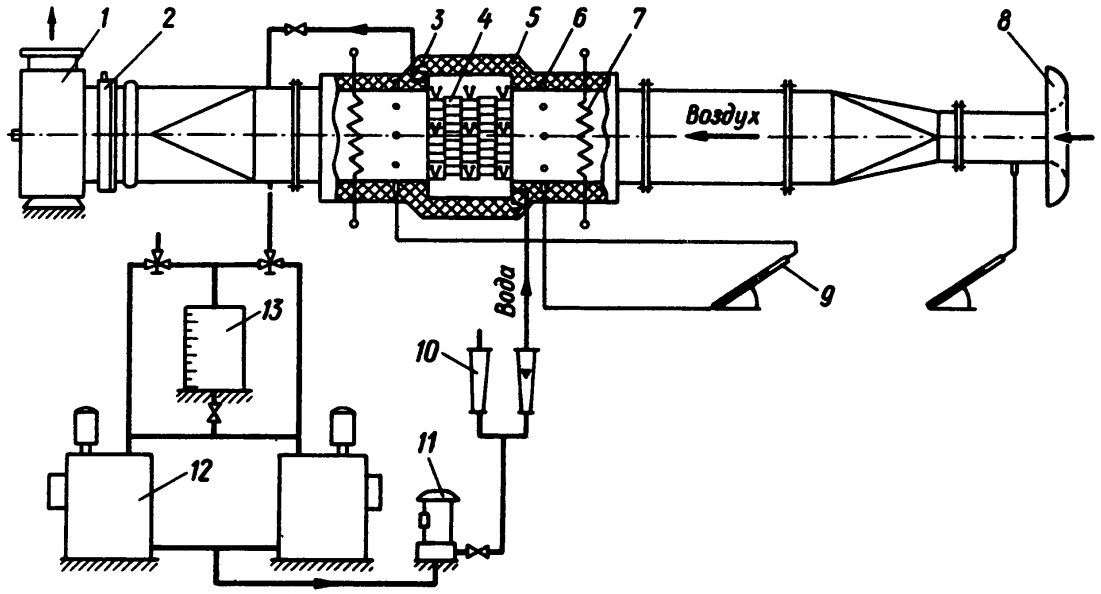


Рис. 2.11. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена в моделях пластинчато-ребристых теплообменников: *1* – вентилятор, *2* – лепестковая диафрагма, *3* – термопара, *4* – опытный теплообменник, *5* – тепловая изоляция, *6* – коллектор статического давления, *7* – термометр сопротивления, *8* – мерный коллектор, *9* – микроманометр, *10* – ротаметр, *11* – насос, *12* – термостат, *13* – мерный сосуд

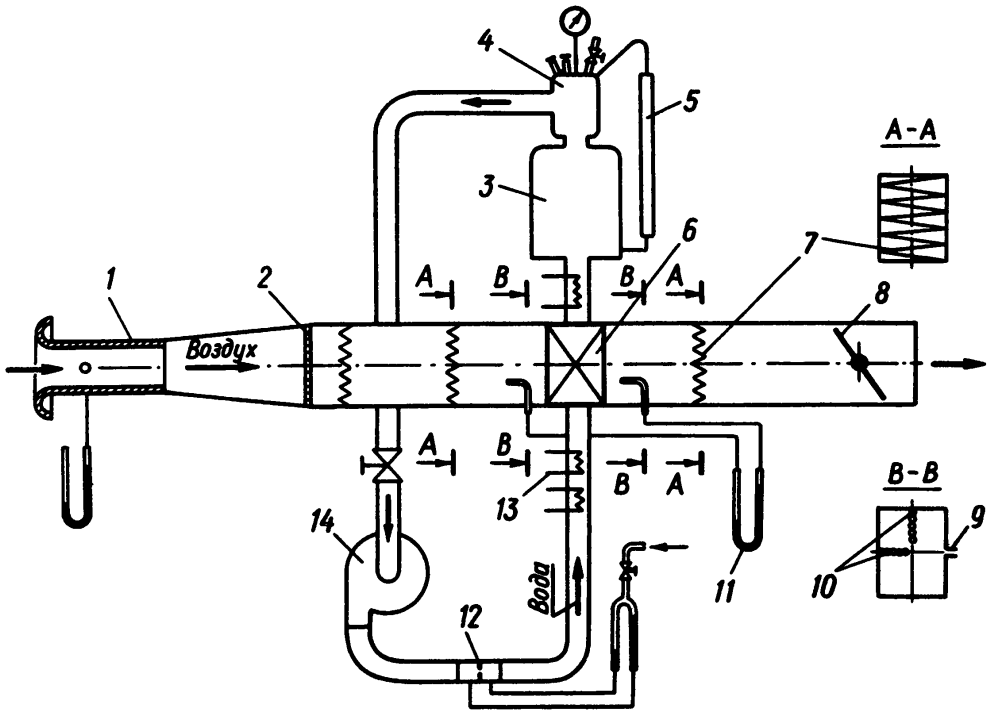


Рис. 2.12. Схема экспериментальной установки для исследования треугольных каналов поверхностей с поперечными выступами и канавками: *1* – лемнискатное расходомерное устройство, *2* – потоковыравнивающая сетка, *3* – водонагревательный бак, *4* – расширительный бачок, *5* – водомерное стекло, *6* – опытный теплообменник, *7, 13* – термометры сопротивления, *8* – поворотная заслонка, *9* – отбор статического давления, *10* – гребенки трубок полного давления, *11* – дифференциальный манометр, *12* – расходомерное сопло, *14* – насос

Таблица 2.3. Основные характеристики установок

№ установки	Характеристика конструкции экспериментальных теплообменников	Диапазон Re по воздуху
1	Реальные конструкции латунно-медных пластинчато-ребристых водовоздушных теплообменников, паянных мягким припоем. Конструктивный фронт по воздуху – 200×130 мм, по воде – 130×70 мм	$1{,}2\cdot10^3-10^4$
2	Увеличенные в 7–10 раз модели реальных конструкций алюминиевых пластинчато-ребристых водовоздушных теплообменников, паянных в воздушной среде. Конструктивный фронт по воздуху – 244×(44–84) мм, по воде – 167×(44–84) мм	$4\cdot10^2-1{,}1\cdot10^4$
3	Реальные конструкции алюминиевых пластинчато-ребристых водовоздушных теплообменников, паянных в расплаве защитного флюса (солях). Конструктивный фронт по воздуху – 420×155 мм, по воде – 155×78 мм	$2\cdot10^2-10^4$

установка – это разомкнутая аэродинамическая труба с рабочим участком на всасывающей ветви воздушного нагнетателя и с замкнутым водонагревательным контуром. Основные характеристики установок представлены в табл. 2.3.

Отличительными особенностями созданных экспериментальных установок по сравнению с аналогичным стандартизированным в США стендом являются простота конструкции и обслуживания при меньшем (в 7–8 раз) числе измеряемых параметров и более высокой (в 2 раза) точности определения экспериментальных значений Nu, Re и коэффициента потерь давления воздуха ξ. Это достигнуто за счет разработки точных методов измерения и реализации:

– среднеинтегральных значений температур двухмерного поля в различных по форме сечениях потока воздуха в диапазоне температур T = 220–450 К с абсолютной погрешностью измерения до ±0,05 К (рис. 2.13) [155, 156];

– малых перепадов температур воды ΔT = 0,4–2,5 К с абсолютной погрешностью измерения ±0,02 К;

– абсолютных значений температур и их разностей при использовании одной и той же пары термометров сопротивления в диапазоне измерений абсолютных значений температур T = 220–450 К с абсолютной погрешностью ±0,05 К и перепада температур ΔT = 0,4–5,0 К с абсолютной погрешностью ±0,05 К (рис. 2.14) [156, 157].

Кроме того, была обеспечена повышенная точность измерения температур с помощью предложенных методов и созданного оригиналь-

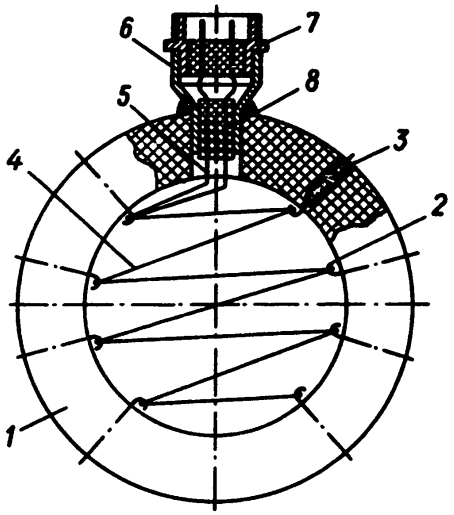


Рис. 2.13. Термометр сопротивления для измерения среднеинтегральных значений двухмерного поля в сечении температур потока воздуха: *1* – корпус, *2* – крючок, *3* – эпоксидный заполнитель, *4* – чувствительный элемент (бифилярная намотка), *5* – медный вывод, *6* – корпус штепсельного разъема, *7* – штепсельный разъем, *8* – изолятор

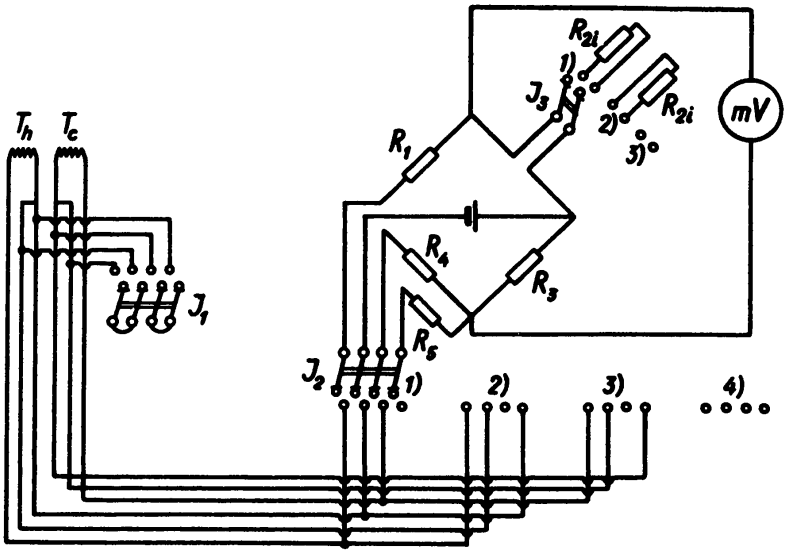


Рис. 2.14. Принципиальная схема устройства для измерения абсолютных значений температур и их разностей. T_h, T_c – горячий и холодный термометры сопротивления соответственно

ного оборудования для глубокого искусственного старения разработанных термометров сопротивления и их высокоточной статической тарировки.

Максимальный дисбаланс тепла по воде и воздуху при испытаниях пластинчато-ребристых теплообменников не превышал +5%.

2.3. ПРОДОЛЬНО И ПОПЕРЕЧНО ОБТЕКАЕМЫЕ ПУЧКИ ТРУБ

Экспериментальные установки для исследования интенсификации теплообмена в пучках отличались в зависимости от направления обтекания труб и рода теплоносителя.

1. Установка для исследования теплообмена при продольном течении воздуха в пучках с относительным шагом расположения труб 1,2 состояла из двух экспериментальных участков [129, 158]. В участке № 1 воздух нагревался, а в участке № 2 – охлаждался. Экспериментальный участок № 1 (рис. 2.15) состоял из 19 труб диаметром

11±0,01 мм и с толщиной стенки 0,65±0,01 мм. Нагрев воздуха осуществлялся непосредственным пропусканием переменного электрического тока по всем 19 трубам пучка. Экспериментальный участок № 2 – холодильник, по своей конструкции аналогичен нагревателю. В участке № 1 воздух протекал снизу вверх, а в участке № 2 – сверху вниз (направления свободной и вынужденной конвекции совпадали). Рабочие параметры: температура стенки 400–900 К, температура потока 300–700 К, давление воздуха до 2 МПа.

2. Контур циркуляции воды для изучения местного теплообмена в поперечно обтекаемых пучках труб и их вибраций при $Re \geqslant 10^6$ (рис. 2.16) [8, 159]. Основные параметры: размеры стандартного сопла выходного конфузора 300×300 мм, общая тепловая мощность 1100 кВт, электрическая мощность нагрева постоянным током 200 кВт, максимальный расход воды 4500 м³/ч (расход изменялся плавно или ступенчато), температура воды 293–323 К, давление до 1,5 МПа, степень турбулентности набегающего потока 0,8–1%. Расход теплоносителя измерялся с точностью ±2%. Стенд подключен к автоматизированной системе сбора опытных данных ИВК-14.

3. Контур циркуляции трансформаторного масла для исследования теплообмена в поперечно обтекаемых пучках труб (рис. 2.17)

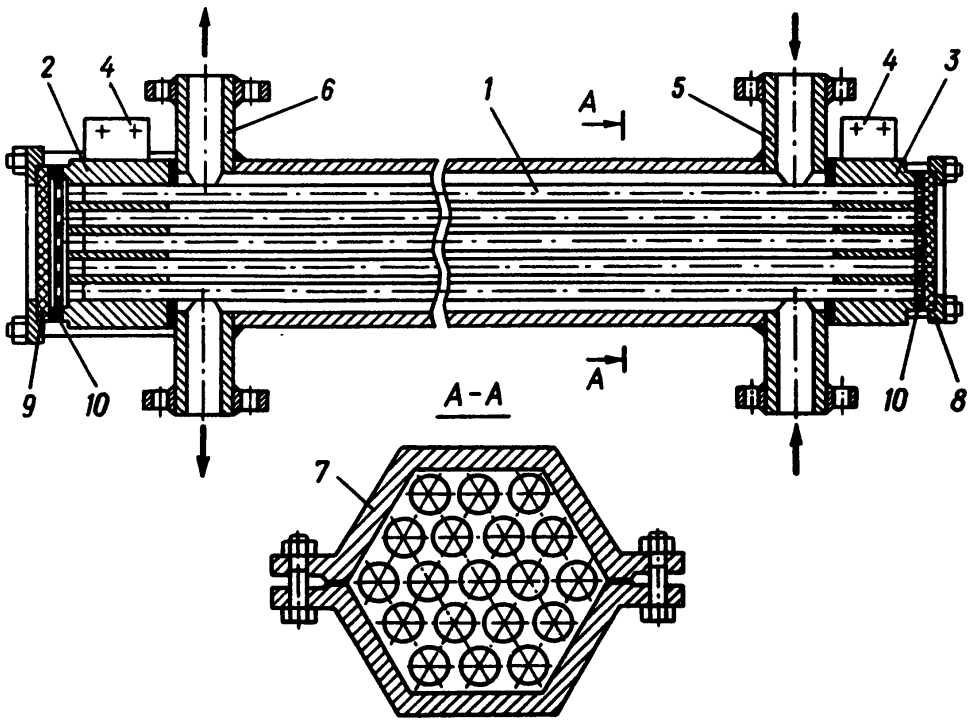


Рис. 2.15. Экспериментальный участок для исследования теплообмена при продольном обтекании пучков труб: *1* – труба, *2* – верхняя трубная доска, *3* – нижняя трубная доска, *4* – токоподводящие шины, *5* – входной патрубок, *6* – выходной патрубок, *7* – корпус, *8* – нажимной фланец, *9* – нажимная крышка, *10* – стеклотекстолитовые прокладки

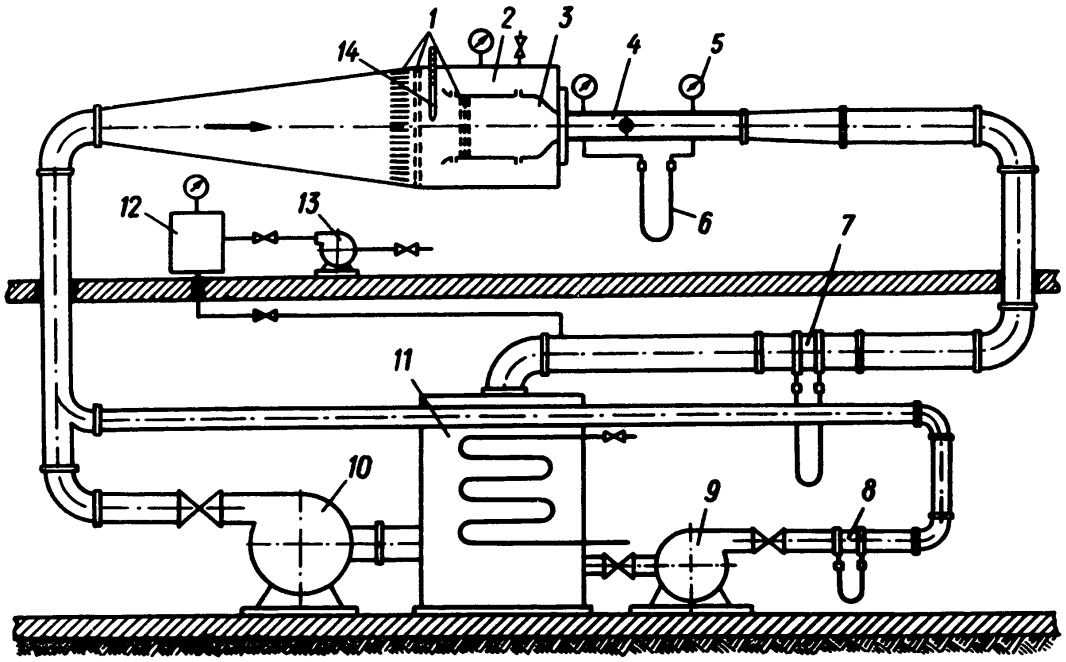


Рис. 2.16. Схема экспериментального контура циркуляции воды для исследования теплообмена в поперечно обтекаемых пучках труб: *1* – трубки и сетки, *2, 3* – большой и малый успокоительные участки, *4* – экспериментальный участок, *5, 6* – манометры, *7* – труба Вентури, *8* – диафрагма, *9, 10* – насосы, *11* – бак с теплообменником, *12* – ресивер, *13* – противокавитационный насос, *14* – термометр

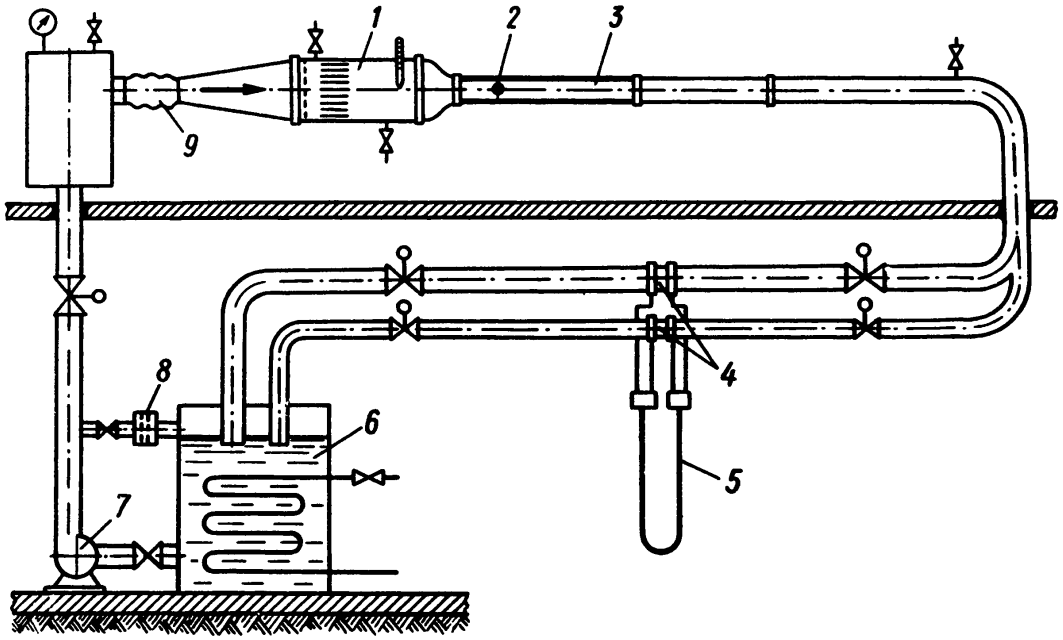


Рис. 2.17. Схема экспериментального контура для исследования поперечно обтекаемых пучков труб в потоке масла: *1* – успокоительный участок, *2* – исследуемый цилиндр (пучок), *3* – экспериментальный участок, *4* – диафрагмы, *5* – дифференциальный манометр, *6* – бак с теплообменником, *7* – насос, *8* – фильтр, *9* – гибкое соединение

[8, 92]. Основные параметры: размеры стандартного сопла выходного конфузора 300X300 мм, общая тепловая мощность 400 кВт, электрическая мощность нагрева постоянным током 100 кВт, максимальный расход теплоносителя 500 м^3/ч (расход изменялся плавно), скорость потока до 10 м/с, температура потока 303–353 К, диапазон Pr = 50–100, степень турбулентности набегающего потока 0,2–0,5%. Расход теплоносителя измерялся с точностью ±2%, а теплового потока – ±1,5%. Поля скорости измерялись термоанемометром и лазерным допплеровским измерителем с помощью автоматизированной системы ИВК-14.

4. Замкнутый аэродинамический контур высокого давления (рис. 2.18) [132, 160] предназначен для исследования процессов конвективного теплообмена, структуры пограничного слоя при продольном и поперечном обтекании элементов теплообменных аппаратов потоком воздуха в широком интервале режимных параметров (Re = $5\cdot10^3$–$5\cdot10^7$, Tu = 0,7–10%, T_w/T_f = 1–4). Такой диапазон Re достигается путем изменения давления потока в контуре от 0,1 до 2,5 МПа.

Циркуляция воздуха с расходом до 10 кг/с создавалась авиационной воздуходувкой, приводимой в движение электродвигателем мощностью 139 кВт. Обороты электродвигателя можно было регулировать в пределах 125–730 об/мин. Температура циркулирующего воздуха регулировалась посредством водяного контура охлаждения.

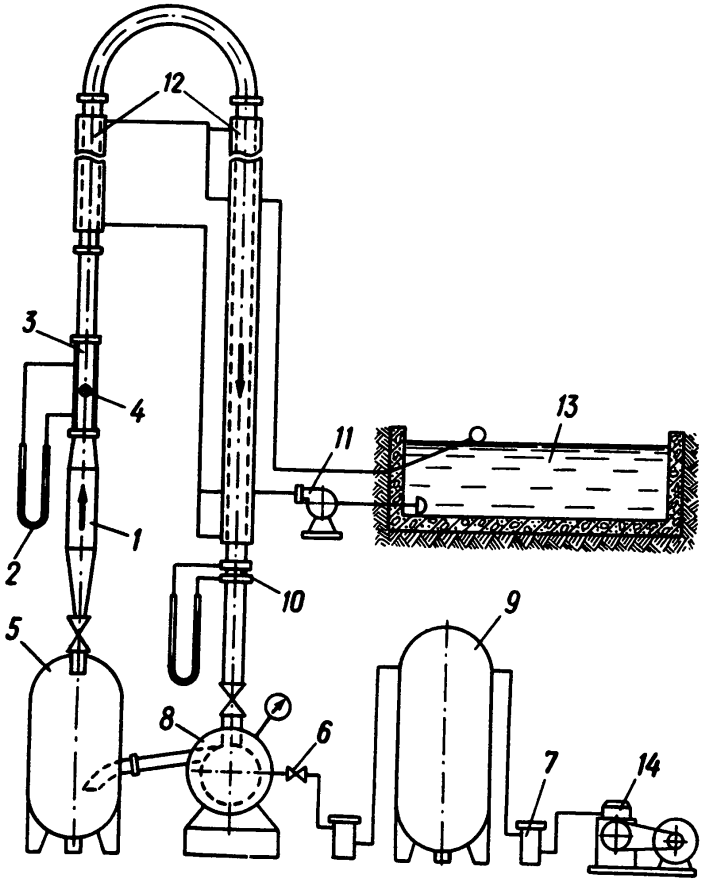


Рис. 2.18. Схема аэродинамического контура высокого давления для исследования теплообмена в поперечно обтекаемых пучках труб: *1* – успокоительный участок, *2* – дифференциальный манометр, *3* – экспериментальный участок, *4* – исследуемый цилиндр (пучок), *5* – коллектор-распределитель, *6* – редукционный клапан, *7* – водомаслоотделитель, *8* – барабан с воздуходувкой, *9* – ресивер, *10* – диафрагма, *11* – насос, *12* – кожух охлаждения, *13* – бассейн, *14* – компрессор

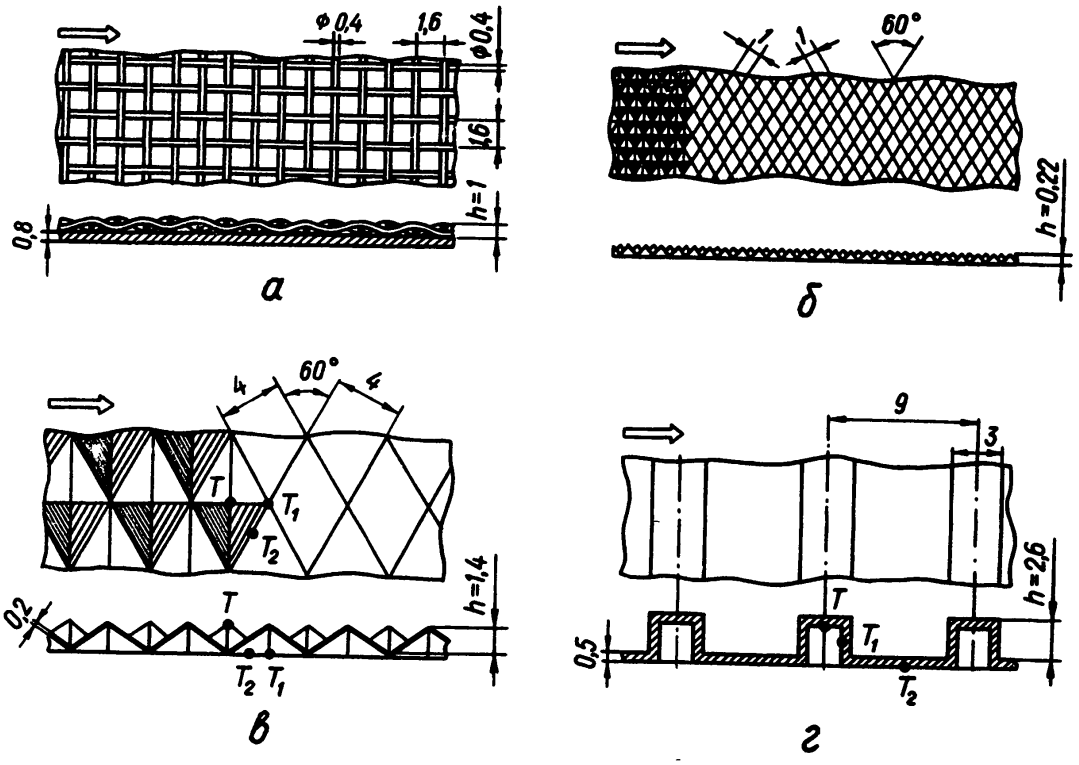


Рис. 2.19. Виды шероховатых пластин. T, T_1, T_2 – точки измерения температуры

5. Исследование влияния шероховатости поверхности на отрыв пограничного слоя при поперечном обтекании пучков труб проводилось с помощью специальных турбулизаторов, полученных штамповкой на пластинах из фольги (рис. 2.19), которые затем наклеивались на трубы.

Для определения местных коэффициентов теплоотдачи при поперечном обтекании труб нагревалась только часть их поверхности, выполненная из константановой или стальной (1Х18Н10Т) фольги, которая наклеивалась на изолирующее основание.

2.4. ПУЧКИ ВИТЫХ ТРУБ

Методы исследования и экспериментальные установки для изучения процессов теплообмена в пучках витых труб имели ряд специфических особенностей. Так, для исследования структуры потока в пучках витых труб в условиях стесненного пространства и высокой интенсивности турбулентности методом термоанемометра постоянной температуры возникла необходимость уточнить термоанемометрическое уравнение, настроить аппаратуру на более широкий спектр частот, а также разработать специальную конструкцию термоанемометрических зондов [161].

Для исследования перемешивания теплоносителя в пучке витых

труб был разработан метод зонного нагрева, который заключался в нагреве группы труб (7–37) для создания неравномерного поля тепловыделения и измерении сформированных им полей температуры теплоносителя с последующим сопоставлением с теоретически рассчитанными полями температур [126, 127].

Метод диффузии тепла от точечного источника, который использовался для определения эффективного коэффициента диффузии, был усовершенствован с учетом особенностей конструкции пучка витых труб. Диаметр источника диффузии был выбран равным диаметру витой трубы, чтобы учесть все механизмы переноса, действующие на индикаторный газ, вдуваемый в основной поток. При этом круглая труба, по которой подавался индикаторный газ, была надвинута на центральную витую трубу пучка и могла перемещаться относительно выходного сечения пучка, где измерялись поля температур на различном расстоянии от подвижного источника диффузии.

Исследования теплообмена при зонном нагреве пучка витых труб велись методом локального подобия. Коэффициент теплоотдачи определялся по измеренным локальным температурам стенки, температурам теплоносителя, скоростям потока на внешней границе пристенно-

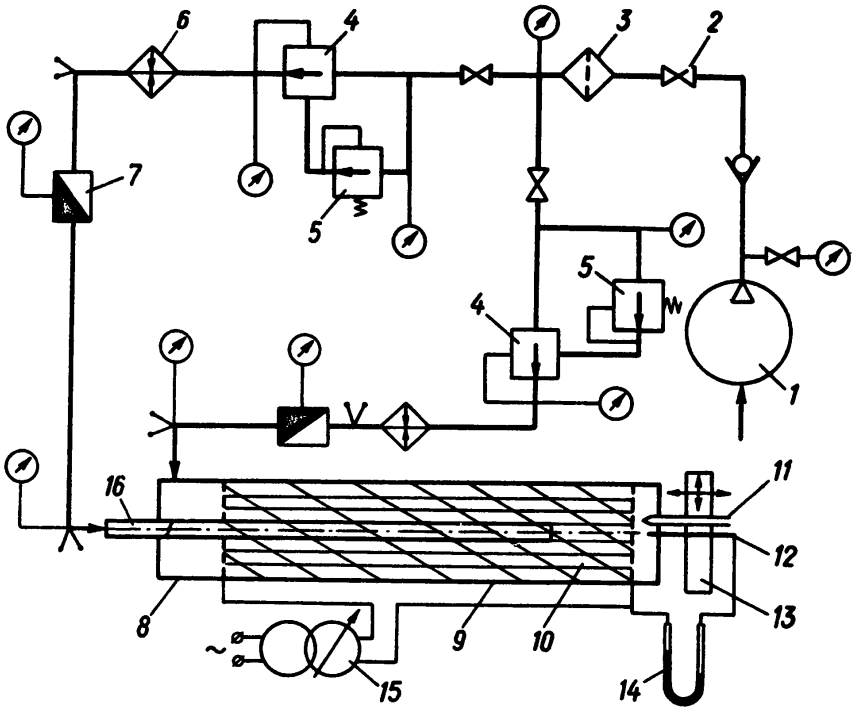


Рис. 2.20. Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования структуры потока и межканального перемешивания в пучке витых труб: *1* – ресивер, *2* – запорный кран, *3* – фильтр, *4* – рабочий редуктор, *5* – командный редуктор, *6* – подогреватель, *7* – дроссельный расходомер, *8* – входной узел, *9* – экспериментальный участок, *10* – витая труба, *11* – термопара, *12* – трубка полного напора (термоанемометрический датчик), *13* – координатный механизм, *14* – дифференциальный манометр, *15* – сварочный трансформатор, *16* – подвижная труба

го слоя и плотностям теплового потока. Для проведения исследований использовались следующие установки:

1. Установка для исследования структуры потока и межканального перемешивания методом диффузии тепла от точечного источника в пучках витых труб (рис. 2.20) [162]. Основные параметры: максимальный размер овального профиля 36–52 мм, длина труб 1000–1500 мм, шаг закрутки 300–900 мм, число труб в пучке 19 и 37, движение теплоносителя горизонтальное и вертикальное (снизу вверх), скорость воздуха 3–70 м/с ($Re = 4{,}5 \cdot 10^3 – 1{,}1 \cdot 10^5$), давление, близкое к атмосферному, температура основного потока 280 К, температура индикаторного газа 340 К. Использовался оригинальный термоанемометрический вращающийся датчик с наклонной нитью для измерения составляющих скорости в трехмерном потоке и стесненном пространстве пучка витых труб. Измерения проводились в двух взаимно перпендикулярных плоскостях с поворотом датчика вокруг продольной оси. Вместе с датчиком смонтирована трубка полного напора (рис. 2.21) [162, 163].

2. Установка для комплексного исследования стационарной теплоотдачи, гидравлического сопротивления и межканального перемешивания методом диффузии тепла от группы линейных источников (рис. 2.22) [161]. Основные параметры: максимальный размер овала труб 12,3 мм, толщина стенки труб из стали 1Х18Н10Т 0,2–0,3 мм, шаг закрутки 75–330 мм, длина труб 500–1500 мм, число труб в пуч-

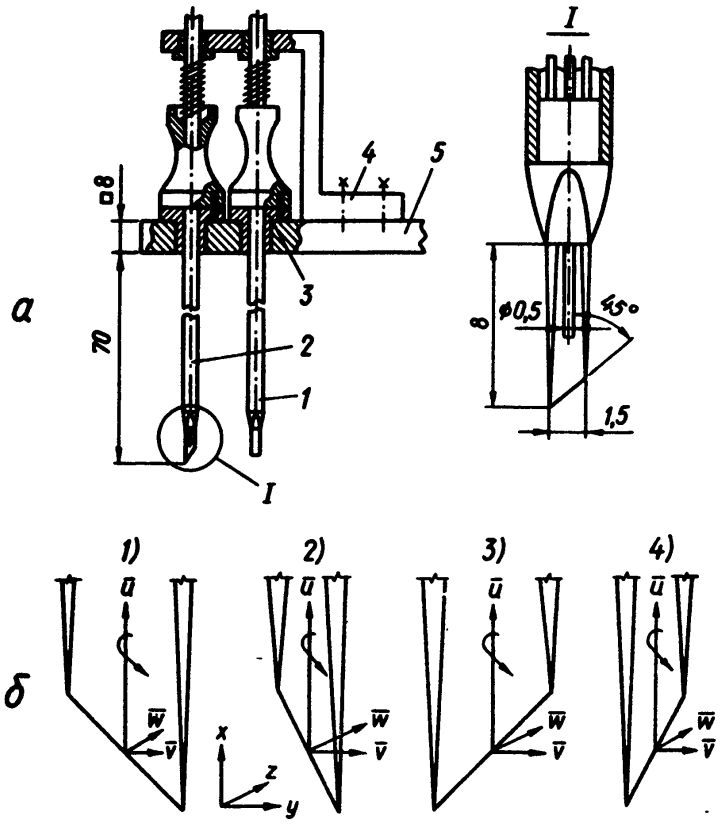


Рис. 2.21. Термоанемометрические датчики с наклонной и прямой нитью, смонтированные на одной державке (*а*). Связь составляющих вектора скорости с положением датчика (*б*). *1*, *2* – корпус, *3* – центрирующая втулка, *4* – скоба, *5* – державка

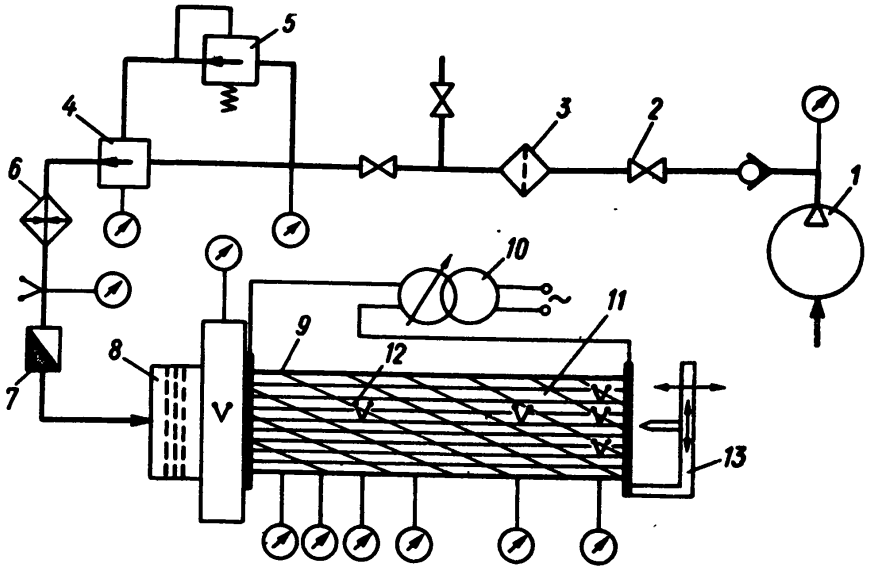


Рис. 2.22. Схема экспериментальной установки для исследования теплоотдачи, гидравлического сопротивления и межканального перемешивания в пучке витых труб: *1–7* – см. на рис. 2.20, *8* – входной узел, *9* – экспериментальный участок, *10* – сварочный трансформатор, *11* – пучок витых труб, *12* – термопара, *13* – координатник

ке 37 и 127, движение теплоносителя горизонтальное и вертикальное (снизу вверх), скорость воздуха до 60 м/с ($Re = 2 \cdot 10^3 – 5 \cdot 10^4$), давление, близкое к атмосферному, температура воздуха на входе 280–290 К, температура воздуха на выходе 450–650 К, тепловая мощность до 30–90 кВт.

3. Установка для исследования перемешивания теплоносителя в пучках витых труб методом диффузии тепла от группы линейных источников (рис. 2.23) [164]. Основные параметры: максимальный размер овала труб 12,3 мм, толщина стенки труб 0,2 мм, шаг закрутки труб 75–152 мм, длина труб 500 мм, число труб в пучке 127, движение теп-

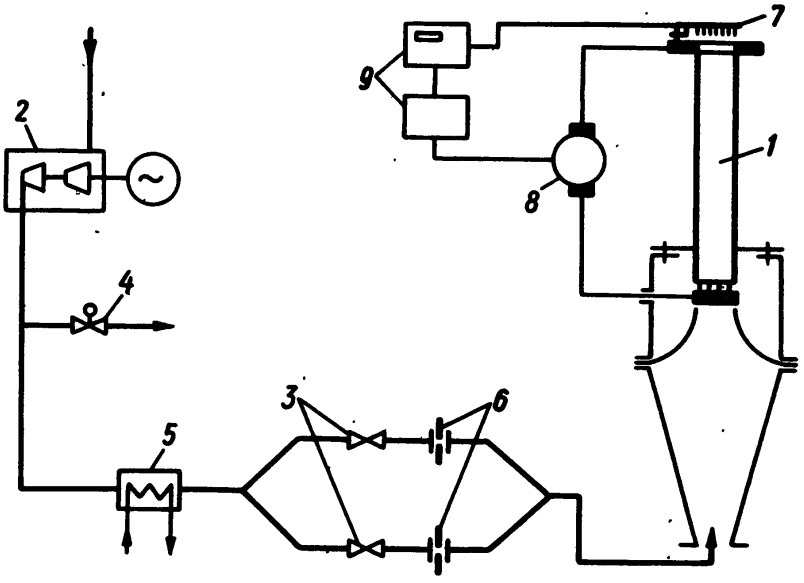


Рис. 2.23. Схема экспериментальной установки для исследования перемешивания теплоносителя в пучках витых труб: *1* – экспериментальный участок, *2* – турбокомпрессор, *3, 4* – задвижки, *5* – холодильник, *6* – диафрагмы, *7* – гребенка термопар на координатнике, *8* – генератор, *9* – автоматическая система сбора и регистрации опытных данных

лоносителя вертикальное, расход воздуха 0,085–0,46 кг/с, давление, близкое к атмосферному, температура воздуха на входе 308–315 К, температура воздуха на выходе до 650 К. Стенд оснащен автоматизированной системой управления, измерения, сбора и обработки опытных данных, которая позволяет изменять мощность генератора скачкообразно или по экспоненциальному закону от 0 до 90 кВт. Все датчики опрашивались одновременно по 40 каналам. Разброс времени выборки менее 0,7 мс. Информация в цифровой форме вводилась в ЭВМ с частотой 10 кГц.

ГЛАВА 3 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СТРУКТУРЫ ПОТОКА, ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В КАНАЛАХ С ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ

3.1. ТРУБЫ

В соответствии с задачами экспериментов – получением замыкающих эмпирических зависимостей для разработанных методик расчета был выполнен большой объем экспериментальных исследований теплообмена и гидродинамики в накатанных трубах [60, 86, 128–131, 165–170]. Основная часть этих исследований проведена при однофазном течении жидкостей и газов. Была установлена высокая эффективность этого метода в широких диапазонах изменения параметров накатки и течения. Получены надежные расчетные эмпирические зависимости.

Теоретический анализ пленочного и поверхностного пузырькового кипения и пленочной конденсации многокомпонентной смеси позволил сделать предположение об эффективности этого метода интенсификации теплообмена и для двухфазных течений. Эксперименты полностью подтвердили это предположение [86, 116–124, 135–151, 171].

Однофазное течение жидкостей и газов

В накатанных трубах с плавно очерченными поперечными диафрагмами была исследована теплоотдача и гидравлическое сопротивление при течении газов (воздух, углекислота, гелий) и жидкостей (вода, водоглицериновые смеси) в широком диапазоне параметров: $\mathrm{Re} = 1{,}5 \cdot 10^3 – 4 \cdot 10^5$, $\mathrm{Pr} = 0{,}7–50$, $d/D = 0{,}83–1$, $t/D = 0{,}25–10$, $\Psi = 0{,}13–1{,}6$ для газов и $\mu_f/\mu_w = 1–2{,}5$ для жидкостей. Это позволило не только получить эмпирические расчетные зависимости, но и выявить характер влияния этих параметров на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление в условиях интенсификации теплообмена предложенным методом.

Влияние числа Рейнольдса [128]. В накатанных трубах критическое число Рейнольдса, при котором происходит переход к турбулентному течению, снижается от $\mathrm{Re}_{cr} = 2400$ для гладкой трубы до $\mathrm{Re}_{cr} = 2200$

при $0{,}983 \geqslant d/D \geqslant 0{,}92$ и $t/D = 1{,}0$, до $Re_{cr} = 1900$ при $d/D = 0{,}91$ и до $Re_{cr} = 1580$ при $d/D = 0{,}875$ и $t/D = 0{,}5$. При этом сокращается диапазон Re, в котором наблюдается перемежаемость (смена по длине канала или во времени в данном сечении) участков с ламинарным и турбулентным течением. В этом диапазоне Re колебания теплоотдачи $\alpha_{max}/\alpha_{min}$ достигают 1,5–2,2, что сопровождается колебаниями температуры стенки, когда задан тепловой поток [166].

Влияние d/D и t/D на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление в режиме переходного течения отображено на рисунках 3.1–3.3. Наши

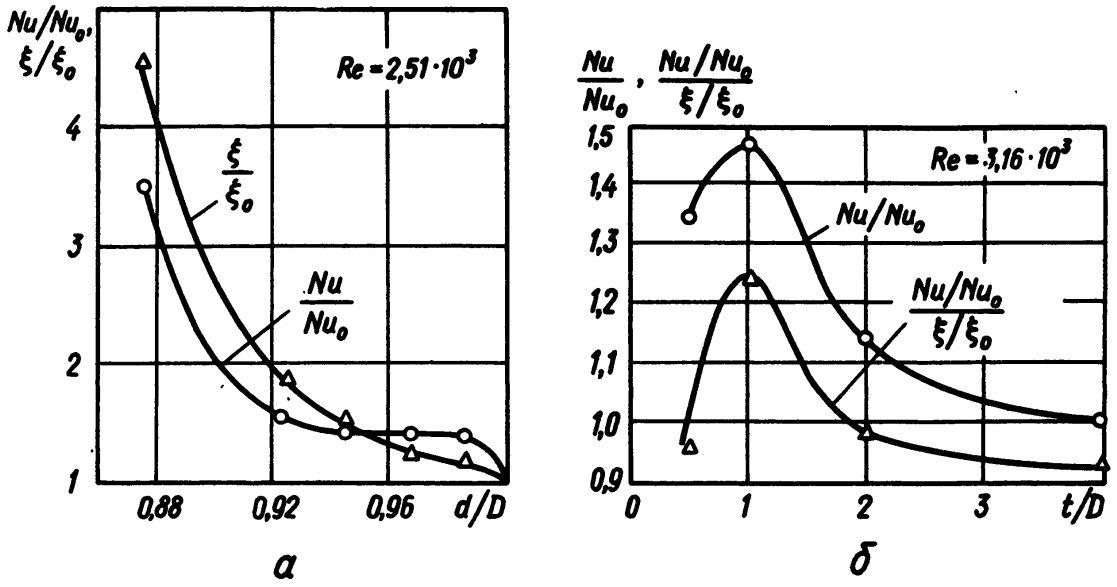


Рис. 3.1. Влияние высоты диафрагм (*а*) и шага диафрагм (*б*) на увеличение теплоотдачи и сопротивления в накатанных трубах в области перехода

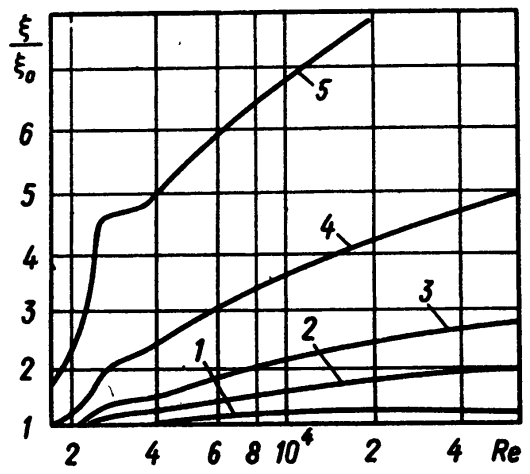


Рис. 3.2. Зависимость относительного гидравлического сопротивления от Re в накатанных трубах при $t/D = 0{,}5$. *1* — $d/D = 0{,}983$, *2* — 0,965, *3* — 0,943, *4* — 0,92, *5* — 0,875

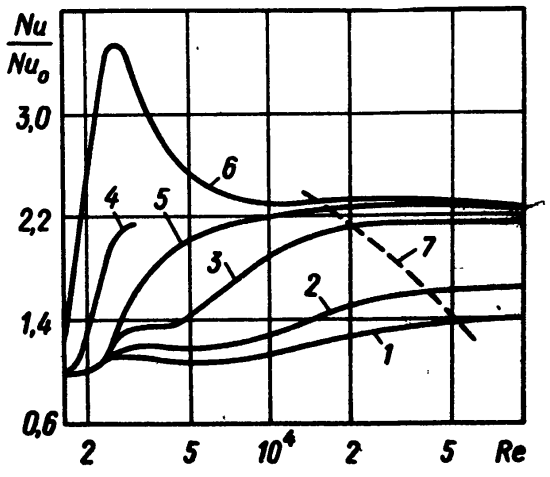


Рис. 3.3. Влияние Re на интенсивность теплоотдачи в накатанных трубах. *1* — $d/D = 0{,}983$, *2* — 0,966, *3* — 0,943, *4* — 0,912 при $t/D = 1{,}0$; *5* — 0,92, *6* — 0,875 при $t/D = 0{,}5$, *7* — граница по Re*

исследования показали, что этот метод интенсификации весьма эффективен в переходном режиме при $Re = 2 \cdot 10^3 - 10^4$. Здесь даже в капельных жидкостях Nu/Nu_0 достигает 3,5 (при $d/D = 0{,}875$ и $t/D = 0{,}5$) при $\xi/\xi_0 = 4{,}5$, и есть область d/D и t/D, где $Nu/Nu_0 \geqslant \xi/\xi_0$.

В переходном режиме течения наиболее эффективны сравнительно высокие выступы ($d/D \sim 0{,}92$), соизмеримые с толщиной пристенного слоя, в котором турбулентная теплопроводность невелика и основное термическое сопротивление сосредоточено в гладком канале.

Характер изменения Nu/Nu_0 в жидкостях с $Pr = 2-50$ во всем исследованном диапазоне Re показан на рис. 3.3. Когда высота выступов достигает толщины пристенного слоя, где срабатывается основная часть располагаемого температурного напора, и выходит за его пределы, отношение Nu/Nu_0 стабилизируется и не зависит от Re. На рис. 3.3 пунктирная линия 7 соответствует $Re = Re^*$, при которых выступы достигают границы слоя, где в гладкой трубе срабатывается 99% температурного напора. Однако при шагах накатки $t/D \geqslant 2$ заметно некоторое влияние Re и зависимость $Nu/Nu_0 = f(Re)$ продолжает слабо расти, а затем, пройдя максимум, слабо уменьшается.

Для газов во всем исследованном диапазоне $Re = 10^4 - 4 \cdot 10^5$, $t/D = 0{,}25-1$ и $d/D = 0{,}86-1$ Nu/Nu_0 слабо зависит от Re. Однако при дальнейшем росте Re отношение Nu/Nu_0 начнет постепенно падать, так как уменьшается относительный вклад от дополнительной турбулизации потока за счет системы вихрей, образуемой на плавно очерченных поперечных выступах. Это объясняется общим ростом турбулентности у стенки и тем, что верхняя граница системы вихрей, на которой наиболее интенсивно порождается турбулентность, с ростом Re выходит за границы пристенного слоя, в котором сосредоточено основное термическое сопротивление.

Важной и специфичной особенностью данного метода интенсификации является то, что в широком диапазоне параметров d/D и t/D коэффициент гидравлического сопротивления убывает с ростом Re и не носит автомодельности, свойственной шероховатым и другим трубам (например, с поперечными выступами прямоугольной формы). Следствием этого является то, что ξ/ξ_0 с ростом Re увеличивается сравнительно медленно или даже убывает (например, при $d/D \geqslant 0{,}95$ и $t/D = 0{,}5$). Это существенно повышает эффективность описанного метода интенсификации во всем практически важном диапазоне Re. Причина в том, что теплообмен зависит от высоты и шага поперечных выступов и практически не зависит от их формы, тогда как гидравлическое сопротивление существенно зависит и от формы. При плавных выступах, получаемых накаткой, оно существенно ниже, чем при треугольных и прямоугольных, а также по-другому зависит от Re (убывает). Как уже отмечалось, на таких выступах образуется систе-

ма продольных винтообразных вихрей, а на выступах прямоугольной и треугольной формы – поперечные вихри [129, 130, 167].

Влияние числа Прандтля [128]. В режиме развитого турбулентного течения зависимость теплоотдачи в накатанных трубах оказалась аналогичной таковой в гладких трубах. Следовательно, отношение Nu/Nu_0 в диапазоне Pr = 0,7–50 не зависит от Pr. Однако предельно достижимое значение Nu/Nu_0 убывает с ростом Pr, так как при одинаковых Re с ростом Pr толщина слоя с основным термическим сопротивлением уменьшается. Поэтому высота выступов, соизмеримая с толщиной этого слоя в газах с Pr = 0,7, значительно превышает его в теплоносителях с большим числом Прандтля. Как видно из рис. 3.4, в воздухе Nu/Nu_0 увеличивается с ростом высоты выступов во всем исследованном диапазоне d/D, а в воде насыщение наступает при $d/D \leqslant 0{,}92$ [169].

Расчетные рекомендации [86]. Следует учитывать, что в практически интересном диапазоне с уменьшением d/D и t/D теплопередающая поверхность накатанных труб увеличивается по сравнению с гладкими до 18% (эффект оребрения) (рис. 3.5). Это несколько повышает эффективность метода при малых t/D и d/D. С учетом этого оптимальной для практического применения при развитом турбулентном течении можно принять накатку в диапазонах: для капельных жидкостей (Pr = 2–80) – t/D = 0,25–0,5 и d/D = 0,94–0,98; для газов – t/D = 0,5–1 и d/D = 0,9–0,95. Естественно, что в каждом конкретном случае необходимо проводить вариантные расчеты всего теплообменного аппарата, чтобы оптимизировать теплоотдачу внутри и снаружи труб.

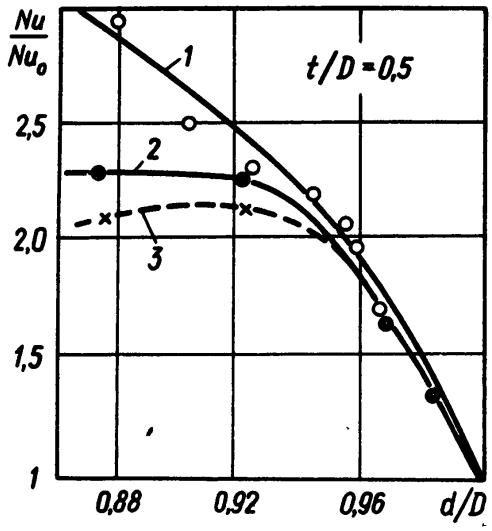


Рис. 3.4. Влияние высоты диафрагм на увеличение теплоотдачи при разных Pr. Re = $4 \cdot 10^4$. *1* – воздух, *2* – вода, *3* – вода с учетом эффекта оребрения

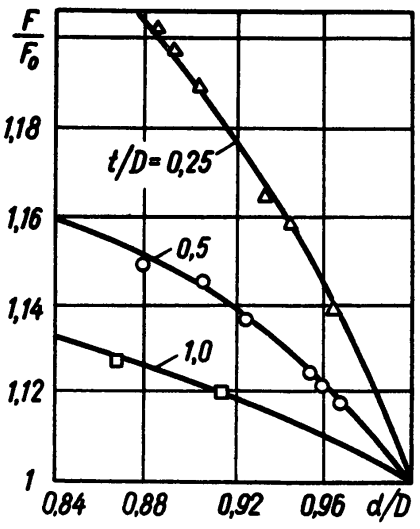


Рис. 3.5. Изменение теплоотдающей поверхности в зависимости от высоты и шага диафрагм в накатанных трубах

В приводимых ниже расчетных рекомендациях коэффициент теплоотдачи относится к гладкой поверхности трубы, а Re и ξ определяются по проходному сечению гладкой части накатанной трубы.

Расчет средней теплоотдачи при нагревании и охлаждении газов (Ψ = 0,13–1,6) рекомендуется производить по формулам (3.1)–(3.3), которые обобщают опытные данные в диапазоне Re = 10^4–$4\cdot10^5$ с точностью ±12%.

При d/D = 0,88–0,98 и t/D = 0,25–0,8

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \left(1 + \frac{\lg Re - 4{,}6}{35}\right)\left\{3 - 2\exp\left[\frac{-18{,}2(1-d/D)^{1,13}}{(t/D)^{0,326}}\right]\right\}. \qquad (3.1)$$

При d/D = 0,88–0,98 и t/D = 0,8–2,5

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \left(1 + \frac{\lg Re - 4{,}6}{30}\right)\left[(3{,}33\frac{t}{D} - 16{,}33)\frac{d}{D} + (17{,}33 - 3{,}33\frac{t}{D})\right]. \qquad (3.2)$$

В обеих формулах Re определяется по температуре газа, среднемассовой по длине.

При d/D = 0,90–0,97 и t/D = 0,5–10 можно использовать формулу

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \left(1 + \frac{\lg Re_w - 4{,}6}{7{,}45}\right)\left(1 - 0{,}25\sqrt{1 - \frac{d}{D}}\right)\exp\left[\frac{9(1-d/D)}{(t/D)^{0,58}}\right], \qquad (3.3)$$

где Re_w определяется по температуре стенки, средней по длине.

В формулах (3.1)–(3.3) Nu_0 определяется по следующим зависимостям: при нагревании газов

$$Nu_0 = 0{,}0207\, Re_w^{0,8}\, Pr_w^{0,43}, \qquad (3.4)$$

а при охлаждении –

$$Nu_0 = 0{,}0192\, Re_w^{0,8}\, Pr_w^{0,43}, \qquad (3.5)$$

где определяющая температура – средняя по длине температура стенки. Для воздуха

$$Nu_0 = 0{,}018\, Re^{0,8} \qquad (3.6)$$

при определяющей среднемассовой температуре потока по длине трубы.

Средняя теплоотдача в капельных жидкостях при t/D = 0,5, $d/D \geqslant 0{,}94$ и $Re \geqslant Re^*$ вычисляется по формуле

$$Nu/Nu_0 = [100(1 - d/D)]^{0,445}. \qquad (3.7)$$

Здесь Nu_0 определяется по зависимости

$$Nu_0 = 0{,}0216\, Re^{0,8} Pr^{0,445} \qquad (3.8)$$

при определяющей среднемассовой температуре жидкости по длине трубы. Значение Re*, при котором рост Nu/Nu_0 с увеличением Re прекращается, определяется по соотношению

$$Re^* = \frac{3150}{(1-d/D)^{1,14} Pr^{0,57}}. \qquad (3.9)$$

Для других соотношений параметров накатки и теплоносителей с Pr = 3–50 до $Nu/Nu_0 \leqslant 2$ также можно использовать формулы (3.1) – (3.3).

Данные по коэффициентам гидравлического сопротивления обобщаются с точностью ±12% в диапазоне $Re = 10^4–4\cdot10^5$ следующими зависимостями.

При d/D = 0,90–0,97 и t/D = 0,5–10

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \left[1+\frac{100(\lg Re-4{,}6)(1-d/D)^{1{,}65}}{\exp(t/D)^{0{,}3}}\right]\exp\left[\frac{25(1-d/D)^{1{,}32}}{(t/D)^{0{,}75}}\right]. \quad (3.10)$$

При d/D = 0,88–0,98 и t/D = 0,5

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \left(1+\frac{\lg Re-4{,}6}{3{,}4Re/10^5+6}\right)\left(1{,}3-\sqrt{\left|\frac{d}{D}-0{,}93\right|}\right)\exp\left[20{,}9\left(1-\frac{d}{D}\right)^{1{,}05}\right]. \quad (3.11)$$

При d/D = 0,90–0,98 и t/D = 0,25

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \left[1+\frac{\lg Re-4{,}6}{6(Re/10^5)^{0{,}33}}\right]\left(3\frac{d}{D}-2\right)\times$$

$$\times\left(2{,}5-1{,}5\frac{d}{D}\right)\exp\left[17\left(1-\frac{d}{D}\right)^{0{,}858}\right]. \quad (3.12)$$

В формуле (3.10) ξ_0 определяется по зависимости

$$\xi_0 = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}}\left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{n_0}, \quad (3.13)$$

где n_0 = 0,14 при нагревании газов, n_0 = 0 при их охлаждении и n_0 = 1/3 при нагревании жидкостей.

В формулах (3.11) и (3.12) ξ_0 определяется по зависимости

$$\xi_0 = 0{,}182\,Re^{-0{,}2}, \quad (3.14)$$

полученной для изотермического течения и в условиях охлаждения газа.

Влияние неизотермичности потока на коэффициент гидравлического сопротивления в трубах с турбулизаторами меньше, чем в гладких трубах [165]. При течении жидкостей в накатанных трубах зависимость показателя степени при отношении μ_w/μ_f от высоты диафрагм в диапазоне d/D = 0,87–0,98 и при шаге t/D = 0,5 можно обобщить соотношением

$$\frac{n}{n_0} = \left(\frac{d}{D}\right)^{26{,}4}, \quad (3.15)$$

где n_0 = 1/3 – показатель степени для гладкой трубы.

С уменьшением шага накатки влияние неизотермичности умень-

шается. При $d/D = 0{,}94$ зависимость показателя степени n от шага выглядит следующим образом:

$$\frac{n}{n_0} = 10^{-\frac{0{,}369}{t/D}[1{,}217+\lg(t/D)]}. \qquad (3.16)$$

В общем случае коэффициент гидравлического сопротивления при неизотермическом турбулентном течении жидкостей в трубах с искусственными турбулизаторами можно представить следующим образом:

$$\xi = \xi_{\Psi=1}\left(\frac{\mu_w}{\mu_f}\right)^n \qquad (3.17)$$

или

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \frac{\xi_{\Psi=1}}{\xi_{0,\Psi=1}}\left(\frac{\mu_w}{\mu_f}\right)^{n_0(n/n_0-1)}, \qquad (3.18)$$

где $\xi_{\Psi=1}/\xi_{0,\Psi=1} = f_1(d/D, t/D, \mathrm{Re})$ и определяется согласно зависимостям (3.10)–(3.12), а $n/n_0 = f_2(d/D, t/D)$ можно определить как произведение выражений (3.15) и (3.16).

В таблицах 3.1–3.3 приведены опытные данные ξ/ξ_0 и $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0$, по которым можно производить практические расчеты теплообмена и сопротивления при течении газообразных теплоносителей в каналах с интенсификаторами (и капельных жидкостей с $\mathrm{Pr} = 1$–50 до $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0 \leqslant 2$).

Если внутри труб имеет место переходная область течения ($\mathrm{Re} = (2\text{–}4)\cdot 10^3$), то оптимальными параметрами интенсификаторов явля-

Таблица 3.1. **Отношения $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0$ (A) и ξ/ξ_0 (B) в зависимости от Re и d/D при $t/D = 0{,}25$**

Re	10^4		$2\cdot10^4$		$4\cdot10^4$		10^5		$2\cdot10^5$		$4\cdot10^5$	
d/D	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0,99	1,28	1,45	1,30	1,36	1,32	1,32	1,35	1,20	1,37	1,20	1,38	1,17
0,98	1,55	1,88	1,55	1,72	1,60	1,72	1,62	1,62	1,70	1,60	1,75	1,50
0,97	1,80	2,36	1,80	2,20	1,85	2,20	1,88	2,15	1,95	2,08	2,05	2,05
0,96	1,98	2,84	2,00	2,76	2,08	2,74	2,10	2,68	2,15	2,74	2,25	2,70
0,95	2,14	3,28	2,20	3,30	2,28	3,35	2,28	3,32	2,37	3,40	2,45	3,50
0,94	2,30	3,80	2,35	3,85	2,43	4,10	2,43	4,15	2,56	4,20	2,63	4,45
0,93	2,43	4,20	2,50	4,36	2,58	4,86	2,58	5,20	2,68	5,15	2,79	5,45
0,92	2,54	4,70	2,64	5,00	2,68	5,66	2,70	6,24	2,78	6,18	2,92	6,60
0,91	2,60	5,20	2,75	5,60	2,77	6,40	2,78	7,35	2,84	7.40	3,00	7,80
0,90	2,65	5,80	2,80	6,30	2,80	7,16	2,82	8,22	2,88	8,80	3,08	9,08
0,89	„	6,32	2,85	7,10	„	8,10	„	9,20	2,92	10,30	3,12	10,56
0,88	–	–	2,87	–	„	–	„	–	2,96	–	3,16	–

ются d/D = 0,90–0,91 и t/D = 1,0. Для этих параметров турбулизаторов увеличение теплоотдачи и гидравлического сопротивления определяется по данным табл. 3.4.

Таблица 3.2. **Отношения Nu/Nu_0 (A) и ξ/ξ_0 (B) в зависимости от Re и d/D при t/D = 0,5**

Re	10^4		$2\cdot10^4$		$4\cdot10^4$		10^5		$2\cdot10^5$		$4\cdot10^5$	
d/D	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0,99	1,23	1,34	1,28	1,12	1,22	1,16	1,25	1,20	1,28	1,20	1,32	1,08
0,98	1,50	1,68	1,52	1,40	1,45	1,40	1,48	1,48	1,55	1,45	1,61	1,37
0,97	1,70	2,04	1,75	1,70	1,65	1,80	1,71	1,84	1,80	1,88	1,88	1,73
0,96	1,88	2,40	1,92	2,10	1,86	2,30	1,92	2,36	2,04	2,50	2,10	2,25
0,95	2,05	2,90	2,08	2,90	2,06	3,04	2,12	3,05	2,21	3,22	2,28	2,97
0,94	2,20	3,45	2,26	3,60	2,24	3,80	2,22	3,90	2,38	4,08	2,45	3,81
0,93	2,32	4,00	2,40	4,50	2,38	4,60	2,37	5,00	2,50	4,92	2,61	4,80
0,92	2,40	4,70	2,54	5,30	2,50	5,45	2,49	6,16	2,61	5,90	2,74	5,78
0,90	2,54	6,30	2,69	7,20	2,68	7,28	2,67	8,56	2,77	8,13	2,92	8,30
0,89	2,58	7,30	2,70	8,20	2,70	8,50	2,70	9,90	2,81	9,65	2,98	9,80
0,88	„	8,50	2,72	9,23	„	10,10	„	11,50	2,85	10,50	3,00	11,60

Таблица 3.3. **Отношения Nu/Nu_0 (A) и ξ/ξ_0 (B) в зависимости от Re и d/D при t/D = 1,0**

Re	10^4		$2\cdot10^4$		$4\cdot10^4$		10^5		$2\cdot10^5$		$4\cdot10^5$	
d/D	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0,99	1,13	1,05	1,13	1,07	1,15	1,08	1,15	1,11	1,16	1,07	1,12	1,08
0,98	1.27	1,10	1,25	1,15	1,30	1,16	1,34	1,27	1,40	1,28	1,28	1,20
0,97	1,41	1,15	1,40	1,20	1,45	1,27	1,54	1,45	1,55	1,53	1,43	1,40
0,96	1,57	1,25	1,55	1,30	1,61	1,50	1,70	1,72	1,70	1,85	1,60	1,65
0,95	1,69	1,40	1,65	1,46	1,73	1,82	1,85	2,02	1,82	2,20	1,75	1,95
0,94	1,81	1,80	1,82	1,72	1,86	2,30	1,97	2,39	1,96	2,61	1,90	2,40
0,93	1,93	2,44	1,95	2,08	1,98	2,94	2,05	2,85	2,08	3,07	2,08	2,90
0,92	2,06	3,05	2,09	2,80	2,13	3,50	2,21	3,45	2,20	3,52	2,21	3,40
0,91	2,17	3,72	2,21	3,76	2,23	4,30	2,32	4,38	2,32	4,04	2,35	4,18
0,90	2,27	4,52	2,38	4,80	2,35	5,50	2,41	5,60	2,40	4,76	2,47	5,08
0,89	2,38	5,62	2,48	5,90	2,45	6,90	2,52	6,80	2,50	5,80	2,57	6,20
0,88	2,48	7,00	2,60	7,30	2,58	8,25	2,60	8,30	2,60	7,20	2,66	7,45
0,87	2,54	10,00	2,70	9,95	2,66	10,00	2,67	10,00	2,68	9,50	2,74	9,00
0,86	2,62	–	2,81	–	2,75	–	2,72	–	2,75	–	2,80	–

Таблица 3.4. **Отношения Nu/Nu_0 и ξ/ξ_0 при малых Re для d/D = 0,91 и t/D = 1,0**

Re	1580	2000	2510	3160	3980	5000	6300	7950
Nu/Nu_0	0,94	1,41	2,06	2,05	1,99	1,93	1,90	1,85
ξ/ξ_0	1,26	1,48	2,01	1,95	2,09	2,28	2,42	2,55

Двухфазное течение при пленочном кипении

Стержневая структура течения [143, 144]. Исследование проведено при нестационарном охлаждении труб (D = 10 мм, толщина стенки 0,5 мм, L = 300 мм) из стали 1Х18Н9Т жидким недогретым азотом при опускном течении. Использовались одна гладкая и две накатанные трубы с диафрагмами d/D = 0,95 и 0,97 при шаге накатки t/D = 0,5. Диапазоны основных параметров: x/D = 4–30, $\mathrm{Re}_l = 10^5$–10^6, $\theta_l = c_{P,l}(T_s - T_l)/r$ = 0,02–0,22, $\theta_v = c_{P,v}(T_w - T_s)/r$ = 0,2–1,1.

На рис. 3.6 представлены результаты осциллографирования температуры стенок гладкой трубы и труб с накаткой при одинаковых массовых расходах азота, степенях недогрева и расстояниях от начала подвода тепла (толщина стенок труб одинакова). Как видно, из графика, тепловой поток, пропорциональный $\partial T_w/\partial\tau$, от стенок накатанных труб значительно больше, чем от гладкой трубы и растет с увеличением высоты выступов диафрагм. Это обусловливает сокращение времени захолаживания трубы более чем в 3 раза.

Анализируя результаты сопоставления данных по средней за время охлаждения при пленочном кипении теплоотдаче в гладкой и накатанных трубах, представленные на рис. 3.7 ($\mathrm{Bo} = q_w \pi D^2/rG$ – безразмерный тепловой поток от стенки), можно заключить следующее.

Характер зависимости $\mathrm{Bo} = f(\theta_l)$ для гладкой трубы свидетельствует об автомодельном режиме теплообмена, т. е. в гладкой трубе тепловой поток от стенки практически целиком расходуется на изменение энтальпии жидкости. Иная картина наблюдается в случае накатанных труб: при $\theta_l \to 0$ величина Bo стремится к более высокому значению. Это означает, во-первых, что при одинаковых режимных пара-

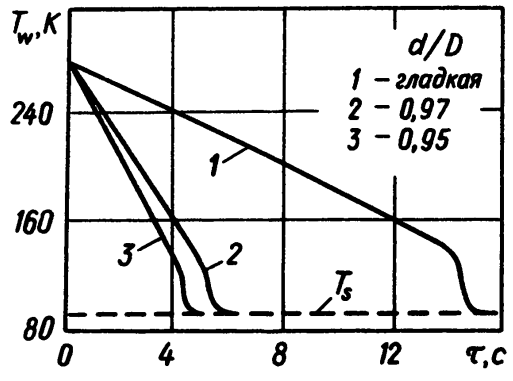


Рис. 3.6. Изменение температуры стенки гладкой и накатанных труб в процессе нестационарного охлаждения азотом при x/D = 26. $T_s - T_l$ = 8,5 К

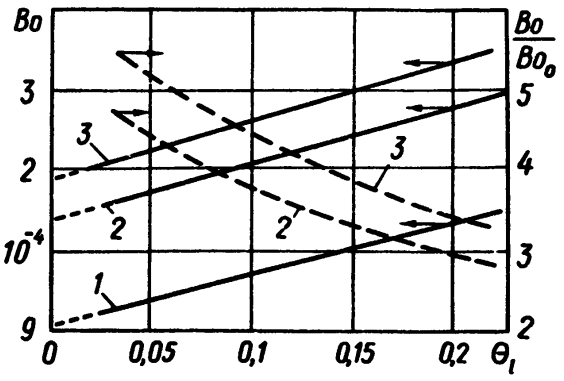


Рис. 3.7. Сопоставление опытных данных по теплоотдаче в гладкой и накатанных трубах при x/D = 20. Re_l = $= 10^6$. *1* – гладкая труба, *2* — d/D = = 0,97, *3* – 0,95

метрах теплообмен в накатанных трубах происходит в области неавтомодельного режима с характерным для него высоким значением доли теплового потока, затрачиваемой на испарение. Во-вторых, влияние турбулизаторов на двухфазный поток заключается, прежде всего, в интенсификации межфазного теплообмена, т. е. в увеличении теплового потока, идущего на испарение за счет развития межфазной поверхности и увеличения скольжения фаз по скорости и степени турбулентности паровой фазы. При этом влияние турбулизаторов тем сильнее, чем больше высота выступа диафрагм.

Как и следовало ожидать (разд. 1.3), турбулизаторы практически не влияют на процесс переноса тепла в жидкой струе (зависимость теплового потока q_w от степени недогрева жидкости для всех испытанных труб остается линейной (рис. 3.7), а величина $\partial \mathrm{Bo}/\partial\theta_l \sim \mathrm{const}$). В этой связи становится очевидной причина уменьшения эффекта интенсификации теплообмена по мере роста степени недогрева жидкости.

Опытные данные по теплообмену в вышеуказанных диапазонах изменения режимных параметров с точностью ±20% (доверительная вероятность 0,98) обобщены следующими уравнениями.

Для гладкой трубы

$$\mathrm{Bo}_0 = 8{,}4\cdot 10^{-3}(x/D)^{-0{,}2}\mathrm{Re}_l^{-0{,}35}\left[\frac{\theta_l}{0{,}06} + \frac{1}{1+\frac{\theta_l}{0{,}06}+\left(\frac{\theta_l}{0{,}06}\right)^2}\right]. \qquad (3.19)$$

Для накатанной трубы с $d/D = 0{,}97$ и $t/D = 0{,}5$

$$\mathrm{Bo} = 4{,}8\cdot 10^{-3}(1 + 3{,}3\theta_l)[1 + 1{,}67\exp(-0{,}5x/D)]\,\mathrm{Re}_l^{-0{,}25}. \qquad (3.20)$$

Для накатанной трубы с $d/D = 0{,}95$ и $t/D = 0{,}5$

$$\mathrm{Bo} = 6{,}1\cdot 10^{-3}(1 + 3{,}8\theta_l)[1 + 0{,}37\exp(-0{,}2x/D)]\,\mathrm{Re}_l^{-0{,}25}, \qquad (3.21)$$

где Re_l определяется по параметрам жидкости на входе в трубу.

Гидравлическое сопротивление в стержневом режиме течения в накатанных трубах не изучалось. Вместе с тем, экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению в гладких трубах свидетельствуют о том, что в стержневом режиме пленочного кипения коэффициент трения на 40–90% ниже, чем при течении однофазной жидкости при одинаковых Re_l. Уменьшение коэффициента трения удовлетворительно коррелируется с комплексом $\theta_l/\theta_v = c_{P,l}(T_s - T_l)/c_{P,v}(T_w - T_s)$, характеризующим толщину пленки пара: с уменьшением θ_l/θ_v, т. е. с ростом толщины пленки пара, коэффициент трения падает до значений $\xi_\delta = 0{,}1\xi_l$. Вязкость пара в 10–35 раз меньше вязкости жидкости, поэтому паровая пленка играет роль своеобразной „смазки" для жидкой струи.

В этой связи есть достаточно оснований полагать, что зафиксированное в опытах увеличение коэффициента теплоотдачи в накатанных трубах в 2–5 раз должно сопровождаться меньшим ростом коэффициента гидравлического сопротивления. Последний с допустимой для практики точностью можно рассчитать по рекомендациям для однофазных течений, причем ξ_0 определяется по параметрам жидкости.

Дисперсное течение [86, 145–150]. Экспериментальное исследование интенсификации теплообмена выполнено на семи вариантах парогенерирующих труб из стали 1Х18Н9Т, имевших накатку по всей обогреваемой длине с параметрами d/D = 0,863–0,957 и t/D = 0,5–2,0. Трубы имели внутренний диаметр D = 9,8 мм, толщину стенки 0,6 мм, обогреваемую длину 1117 мм. Кроме того, испытывался комбинированный парогенерирующий канал: гладкотрубный начальный участок длиной $(L/D)_0$ = 95 и выходной участок с накаткой (d/D = 0,89 и t/D = 1,0) длиной L/D = 25. Трубы охлаждались в условиях q_w = const подъемным течением азота.

На рис. 3.8 и 3.9 представлены типичные профили температур по длине гладкого, накатанных и комбинированного парогенераторов, свидетельствующие о существенном увеличении теплоотдачи в каналах с диафрагмами. В то же время на начальных участках парогенераторов (рис. 3.8), т. е. при малых массовых паросодержаниях, влияние диафрагм на теплоотдачу практически отсутствует. Аналогичный результат получен и для одиночной диафрагмы при $\chi < 0{,}3$.

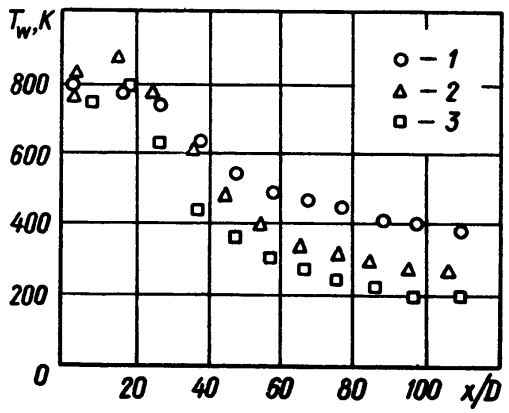


Рис. 3.8. Профили температуры стенки по длине парогенераторов. Азот. t/D = 0,5. *1* – гладкотрубный, *2* – d/D = 0,957, *3* – 0,88

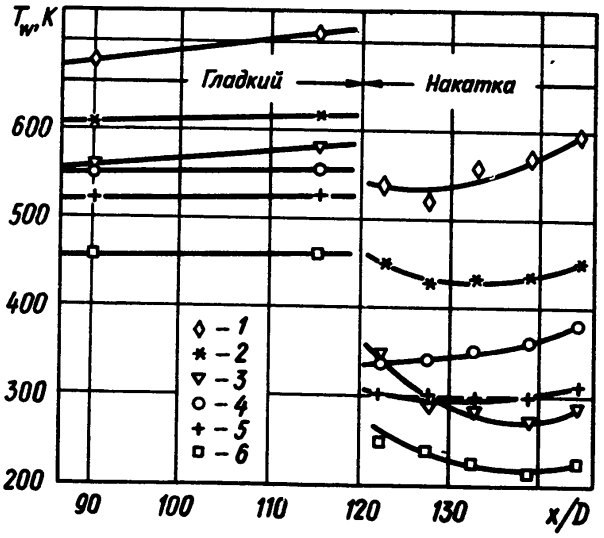


Рис. 3.9. Профили температуры стенки по длине парогенератора с накатанными диафрагмами на выходном участке. Азот. t/D = 1,0, d/D = 0,89. *1* – q_w = 69 кВт/м^2, ρu = 58 кг/(м^2·с); *2* – 45, 58; *3* – 76 (101), 139; *4* – 81, 145; *5* – 93,5, 140; *6* – 63, 150 соответственно

Сопоставление результатов теоретического расчета истинного массового паросодержания с данными непосредственного его измерения в выходном сечении парогенератора с накаткой (d/D = 0,891 и t/D = 1,0) в широких диапазонах изменения массовой скорости, тепловой нагрузки и давления показало, что в канале с диафрагмами паросодержание на 7–28% выше, чем в гладкотрубном. Другими словами, термическая неравновесность течения в канале с турбулизаторами существенно меньше, причем тем меньше, чем выше она в гладком канале. Это означает, что, чем больше перегрев пара, тем сильнее влияние турбулизаторов на интенсивность процессов межфазного обмена. Это влияние выражается, прежде всего, в периодическом смешении пара, сильно перегретого в пристенных слоях, с низкотемпературным паром двухфазной зоны течения, т. е. приводит к выравниванию температуры пара по сечению, увеличению фактического температурного напора $\bar{T}_v - T_s$ и, в конечном счете, к росту скорости фазового перехода. Кроме того, самостоятельный вклад в интенсификацию межфазного тепломассообмена вносят такие факторы, как увеличение степени турбулентности паровой фазы и скольжения фаз по скорости, обусловливающие рост коэффициента межфазного теплообмена и величины межфазной поверхности, а также дополнительное испарение капель при забросе их на стенку в сечении присоединения за диафрагмами.

Для оценки увеличения скорости фазового перехода была выполнена серия итерационного интегрирования уравнений сохранения для двухфазного потока (разд. 1.5) в канале с диафрагмами d/D = 0,891 и t/D = 1,0 до совпадения расчетных и экспериментальных значений выходного паросодержания. Скорость фазового перехода записывалась с точностью до одной варьируемой константы k, постоянной по длине канала:

$$\frac{dG_v}{dx} = G\frac{d\chi}{dx} = Gk\left(\frac{d\chi}{dx}\right)_0 = k\frac{q_{ev}\Pi_l}{r} = \\ = k\frac{\lambda_v}{d_{dr}}\mathrm{Nu}_{dr}(\bar{T}_v - T_s)\frac{6F(1-\Phi)}{rd_{dr}}. \qquad (3.22)$$

Коэффициент k учитывает все факторы, влияющие на интенсификацию фазового перехода по длине канала, т. е. является интегральным показателем влияния турбулизаторов на скорость фазового перехода. Установлено, что в испытуемом канале величина k изменяется в диапазоне от 2,14 до 6,0, четко коррелируясь с величиной средней по длине степени термической неравновесности потока в гладком канале: с ростом $\bar{\theta}_{dr,0} = c_{P,v}(\bar{T}_v - T_s)/r$ коэффициент k увеличивается. Результаты опытов в парогенераторах с диафрагмами других размеров показали, что этот коэффициент возрастает с уменьшением d/D и t/D. По-

этому можно сделать вывод, что $k = f(\bar{\theta}_{dr,0},\ d/D,\ t/D)$, однако для получения конкретного вида этой функции необходим очень большой объем экспериментальных исследований.

Для изучения роли различных механизмов интенсификации теплоотдачи и фазового перехода было выполнено расчетно-экспериментальное исследование процесса теплообмена в участке с диафрагмами, на вход которого подавался двухфазный поток с известными параметрами фаз, а в выходном сечении измерялось массовое паросодержание.

На первом этапе выполнены расчеты параметров фаз при известном $q_w(x)$; коэффициенты межфазного обмена теплом Nu_{dr} и импульсом C_{dr} рассчитывались по уравнениям, полученным для течения в гладкотрубных каналах; коэффициент гидравлического сопротивления пара $\xi = f(\mathrm{Re}_v,\ d/D,\ t/D)$ – по данным для однофазного газа. При этом коэффициент k в уравнении (3.22) принимался постоянным по длине канала, а его значение находилось из условия равенства расчетного и измеренного паросодержаний.

В расчетах рассматривались варианты различного влияния диафрагм на средний размер капель: а – когда на первой диафрагме при $d/D = 0{,}89$ происходит дополнительное дробление капель в соответствии с уравнением, полученным экспериментально для одиночных диафрагм при $d/D \leqslant 0{,}8$,

$$n = 5{,}5\left[1 - \frac{(d/D - 0{,}4)^2}{0{,}6}\right], \qquad (3.23)$$

т. е. $n = 3$, но в последующих диафрагмах дополнительного дробления не происходит; б – когда в окрестности диафрагм не происходит дополнительного дробления капель, т. е. везде $n = 0$; в – когда в зоне каждой диафрагмы капли дробятся, т. е. $\Sigma n = 3L/t = 75$.

В результате были получены поля параметров обеих фаз по длине накатанного участка. На рис. 3.10 приведены эти поля для варианта

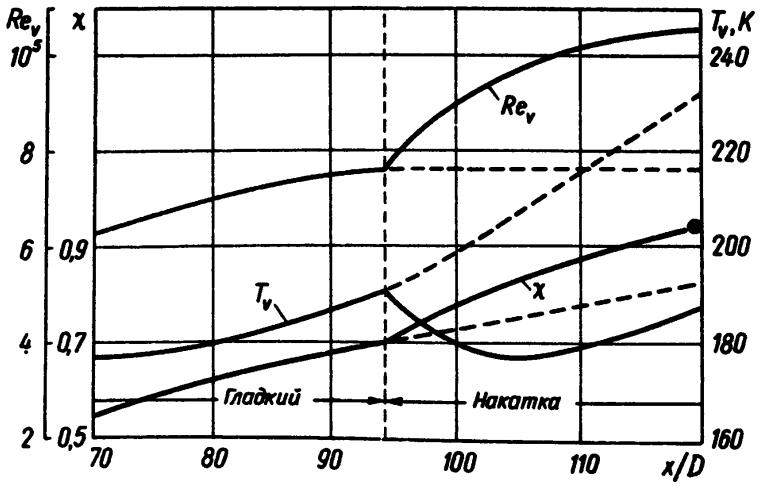


Рис. 3.10. Изменение параметров течения азота по длине парогенератора с накатанными диафрагмами на выходном участке. $t/D = 1{,}0$, $d/D = 0{,}89$. Пунктиром показано изменение параметров в гладкотрубном канале

дробления капель только на первой диафрагме, причем $k = 5$ (экспериментальное значение χ совпадает с расчетным). Расчеты, выполненные при $k = 1$ и $q_{w,dr} = 0$ для $n = 0$ и 75, дали значения выходного паросодержания, которые существенно меньше измеренных. Следовательно, решающими факторами, определяющими интенсификацию фазового перехода, являются смешение пристенного пара с паром двухфазной зоны, орошение стенки каплями и турбулизация паровой фазы.

На втором этапе были выполнены расчеты профиля температуры стенки по длине накатанной части парогенератора. В связи с тем, что термопары, измеряющие температуру стенки, были расположены посредине между диафрагмами, т. е. именно в сечениях присоединения жидкой фазы к стенке, в расчете было использовано уравнение для теплообмена двухфазного потока со стенкой в сечении присоединения за одиночной диафрагмой (доля поверхности стенки, орошаемая каплями, $\omega \ll 1$). На основе физического соотношения (1.7)

$$q_w = (\alpha_{w,v})_0 \left[1 + 33{,}8\frac{d}{D}\left(\lg\frac{D}{d}\right)(\chi - 0{,}2)\right](T_w - T_v) +$$
$$+ 0{,}087\left\{\frac{\lambda_v^3 r[1 + 0{,}35c_{P,v}(T_w - T_s)/r]\bar{u}_l^2 h^2 \rho_l \rho_v}{\mu_v (T_w - T_s) x_1^2 d_{dr}^2}\right\}^{0{,}25} \times$$
$$\times \left(\frac{\epsilon_d}{\epsilon_0} - 1\right)(1 - \Phi)^{2/3}(T_w - T_s), \qquad (3.24)$$

где x_1 — длина участка присоединения, равная в данном случае полушагу диафрагм, h — высота диафрагм, $\epsilon_0 = 4{,}6 \cdot 10^8$, ϵ_d — параметр турбулентной диффузии капель, определяемый по выражению

$$\epsilon_d = \mathrm{Re}_v^2 \frac{\rho_v}{\rho_l}\frac{D}{d_{dr}}. \qquad (3.25)$$

Сопоставление расчетных и измеренных профилей $T_w(x)$ (рис. 3.11) свидетельствует о хорошем их совпадении. Анализ полученных при этом соотношении величин q_w, $q_{w,v}$, $q_{w,dr}\omega$, $\alpha_{w,v}$, $\alpha_{w,dr}$, а также приведенных выше результатов позволил сделать следующие выводы о механизме процессов тепло- и массообмена в каналах с искусственными турбулизаторами.

1. Влияние периодически расположенных диафрагм на интенсивность теплообмена в неравновесных дисперсных течениях многофакторно. Оно заключается в одновременной искусственной турбулизации паровой фазы, интенсификации фазового перехода и орошении стенки каплями.

2. Механизм искусственной турбулизации паровой фазы аналогичен механизму турбулизации однофазных течений. Специфика двухфазного течения отражается лишь в том, что с увеличением влагосодержа-

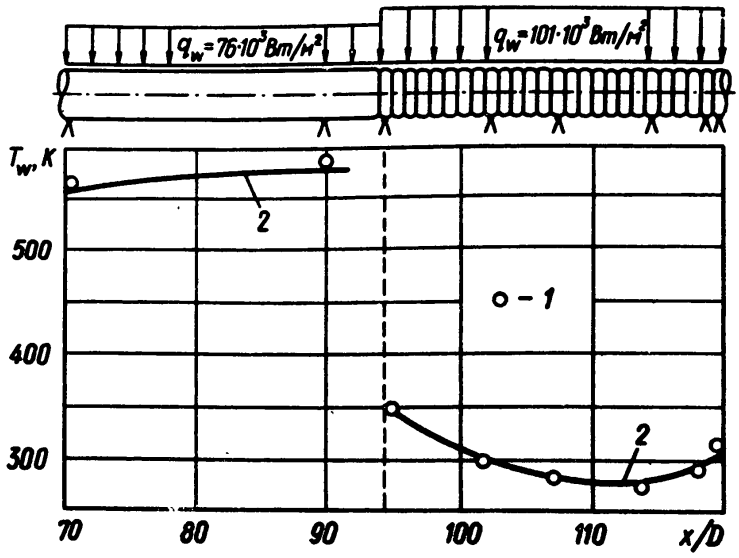


Рис. 3.11. Измеренный (*1*) и рассчитанный (*2*) профили температуры стенки по длине парогенератора с накатанными диафрагмами на выходном участке. Азот. t/D = 1,0, d/D = = 0,89

ния и интенсивности испарения капель вблизи стенки перенос импульса и энергии в паровой фазе возрастает и в гладком канале, поэтому эффект от искусственной турбулизации паровой фазы ($\alpha_{w,v}/(\alpha_{w,v})_0$, ξ/ξ_0) в общем случае выражен слабее, чем в однофазных потоках, причем тем слабее, чем меньше χ (линейно уменьшаясь с уменьшением последнего).

3. Периодически расположенные диафрагмы интенсифицируют фазовый переход, механизм которого также многофакторный: увеличивается межфазная поверхность, смешивается перегретый пристенный пар с низкотемпературным паром двухфазной зоны течения, дополнительно испаряются капли при сфероидальном кипении их на стенке в зоне присоединения, искусственно турбулизуется паровая фаза. В результате термическая неравновесность течения уменьшается, т. е. при одинаковых режимных параметрах в парогенераторе с накаткой по сравнению с гладкотрубным достигаются большие значения χ, Re_v и $\alpha_{w,v}$ (x/D = idem). В зависимости от сочетания параметров фаз, размеров и шага диафрагм роль перечисленных механизмов интенсификации фазового перехода различна.

Так, инерционное и аэродинамическое дробление капель в каналах с диафрагмами плавного профиля и $d/D > 0{,}88$ незначительно и может происходить лишь при достаточно крупных каплях, т. е. для практических задач расчет параметров фаз можно производить без учета дополнительного дробления. При малых высотах диафрагм и достаточно больших тепловых потоках от стенки q_w невелика роль и орошения стенки каплями в дополнительной генерации пара ($q_{w,dr}\omega < 0{,}15 q_w$). Следовательно, основной механизм интенсификации фазового перехода в каналах с невысокими диафрагмами заключается в увеличении температуры пара двухфазной зоны течения, т. е. температурного напора $\overline{T}_v - T_s$.

4. В условиях, имевших место в опытах, основными факторами, определяющими интенсивность теплообмена со стенкой, являются интенсификация фазового перехода и искусственная турбулизация паровой фазы. Влияние орошения стенки каплями невелико, однако при снижении уровня q_w роль этого фактора резко возрастает, что в итоге приводит к смачиванию стенки, т. е. пузырьковому режиму кипения с характерными для него высокими значениями коэффициентов теплоотдачи от стенки.

5. Измеренный перепад давления в парогенераторах с накаткой удовлетворительно коррелируется с расчетным, если для коэффициента сопротивления использовать эмпирические зависимости $\xi/\xi_0 = f(\mathrm{Re}_v,\ d/D,\ t/D)$, полученные в опытах с однофазным газом. При этом величина ξ_0 находится как функция Re_v и относительной естественной шероховатости без учета влияния испаряющихся капель.

6. Интегральные оценки эффективности интенсификации теплообмена в дисперсном режиме пленочного кипения в форме $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0$, где Nu отнесено к параметрам потока в гладком канале ($\mathrm{Re}_v = \mathrm{Re}_{v,0}$, $T_v = T_{v,0}$), показали, что в условиях, имевших место в опытах, достигнуто десятикратное увеличение коэффициента теплоотдачи при меньшем росте коэффициента сопротивления, подчиняющегося закономерностям однофазного течения. Так, для трубы с $d/D = 0{,}89$ и $t/D = 1{,}0$ при расходе азота $G = 0{,}0052$ кг/с, $P = 0{,}194$ МПа, $Q = 1{,}43$ кВт максимальное увеличение теплоотдачи $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0 = 10$, а $\xi/\xi_0 = 5{,}9$ при Re в том же сечении в гладком канале $\mathrm{Re}_{v,0} = 1{,}98\cdot10^4$, а в накатанном канале $\mathrm{Re}_v = 4{,}26\cdot10^4$. Это означает, что только за счет роста расхода пара увеличение теплоотдачи составило $(\mathrm{Re}_v/\mathrm{Re}_{v,0})^{0,8} \sim 2$. С практической точки зрения важным является и тот факт, что в дисперсных течениях при пленочном кипении доля потерь на трение пара о стенку в общем падении статического давления невелика из-за больших конвективных ускорений фаз. Поэтому применение искусственных турбулизаторов в виде невысоких диафрагм плавноочерченного профиля обеспечивает значительно большее увеличение теплоотдачи при сравнительно меньшем росте гидравлического сопротивления канала, чем при однофазных течениях. Этот метод интенсификации наиболее перспективен при малых массовых скоростях и паросодержаниях $\chi > 0{,}4$.

Опытные данные по теплообмену дисперсных течений при пленочном кипении азота в накатанных трубах обобщены с точностью ±25% (доверительная вероятность 0,99) уравнением

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_0} = 1 + \frac{0{,}523\left\{\cos[1{,}74\lg(10^3 X)] + 1\right\}}{(d/D)^{34}(t/D)^{1{,}628}\ \mathrm{Re}_v^m}, \qquad (3.26)$$

где

$$m = 0{,}179(d/D)^{-3{,}2}(t/D)^{-0{,}265}. \qquad (3.27)$$

Здесь $X = (D/\chi)(d\chi/dx)$, а Nu_0 определяется по зависимостям [86]:

при $\bar{X} = X/0{,}016 < 1$

$$Nu_0 = 0{,}023 Re_v^{0{,}8} Pr_v^{0{,}4}(1 + 0{,}15\bar{X})(T_w/T_v)^{-0{,}55\left(\frac{1-\bar{X}}{1+0{,}9\bar{X}}\right)}, \quad (3.28)$$

при $\bar{X} \geqslant 1$

$$Nu_0 = 0{,}023 Re_v^{0{,}8} Pr_v^{0{,}4}[1{,}67\lg(10^3 X) - 1{,}17]. \quad (3.29)$$

Параметры потока определены без учета интенсификации межфазного теплообмена, т. е. при $k = 1$ в уравнении (3.22).

Уравнения (3.26) и (3.27) действительны в диапазонах d/D = = 0,863–0,957, t/D = 0,5–2,0, $Re_v = (0{,}2–6)\cdot 10^5$, $Re_{dr} = 23–8\cdot 10^3$, $\lg(10^3 X) = 0{,}05–1{,}85$, $T_w/T_v = 1{,}08–9{,}5$.

Уравнения (3.26), (3.27) вместе с зависимостями $\xi/\xi_0 = f(d/D, t/D, Re_v)$ для однофазного газа и уравнениями для коэффициентов межфазного обмена теплом Nu_{dr} и импульсом C_{dr}, полученными из опытов на гладких трубах, являются замыкающими для исходной системы дифференциальных уравнений сохранения (разд. 1.5) применительно к дисперсному течению.

Двухфазное течение при поверхностном пузырьковом кипении

Изучение возможностей интенсификации теплообмена при поверхностном пузырьковом кипении в трубах актуально, поскольку помогает найти пути эффективного уменьшения массы и габаритов различных испарителей и выпарных аппаратов. Применение накатанных труб позволяет интенсифицировать теплообмен как за счет увеличения теплоотвода через жидкость из-за дополнительной турбулизации пристенного слоя, так и за счет увеличения скорости роста и отрыва паровых пузырей.

Для исследования поверхностного кипения воды [116] использовались гладкая труба и пять типов накатанных труб с d/D = 0,884–0,931 и t/D = 0,286 и 0,571. Диаметр трубы D = 16 мм, толщина стенки δ = 1 мм. Рабочие параметры: температура стенки T_w = 101,4–106,3°С, температура воды на входе $T_{l,\,in}$ = 95–97°С, на выходе $T_{l,\,out}$ = 98–100°С, давление воды P = 0,1 МПа, расход воды G = 0,064–0,2 кг/с, плотность теплового потока $q = (1{,}8–8)\cdot 10^4$ Вт/м^2, $Re = (2–6)\cdot 10^4$. Труба обогревалась маслом с температурой 150–180°С, протекавшим в кольцевом канале.

В случае пузырькового кипения в гладкой трубе при вынужден-

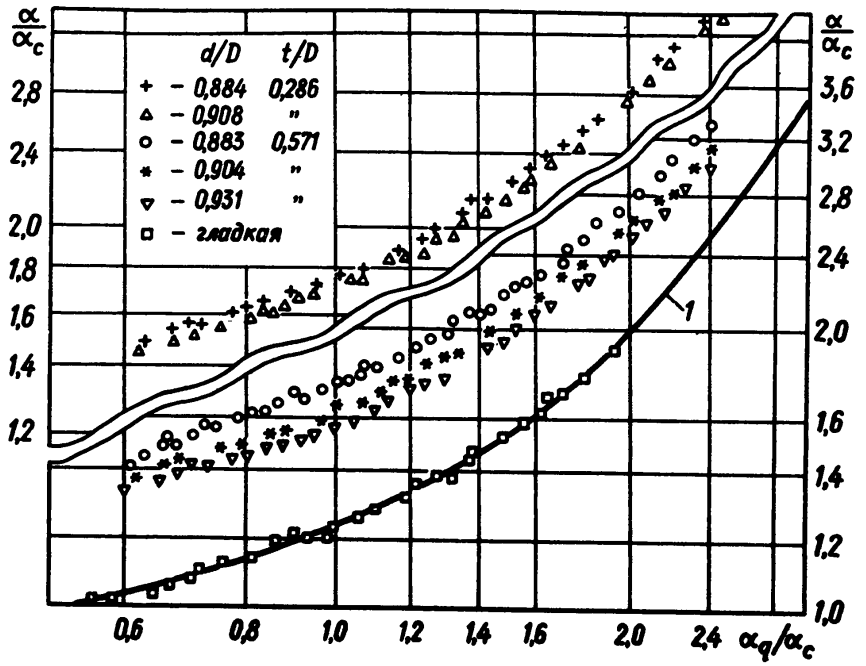


Рис. 3.12. Зависимость α/α_c от отношения α_q/α_c при поверхностном кипении в гладкой и накатанных трубах. *1* – по зависимости (3.30) для гладкой трубы

ной конвекции получено хорошее совпадение данных с интерполяционной зависимостью Д. А. Лабунцова [172]

$$\frac{\alpha_0}{\alpha_c} = \frac{4\alpha_c + \alpha_q}{5\alpha_c - \alpha_q}, \tag{3.30}$$

где коэффициенты теплоотдачи для конвективного теплообмена однофазной жидкости α_c и для пузырькового кипения в большом объеме α_q находятся по зависимостям соответственно:

$$\mathrm{Nu}_c = 0{,}023\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}4}(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_w)^{0{,}06} \tag{3.31}$$

– при определяющей температуре воды, средней по длине канала,

$$\mathrm{Nu}_q = 0{,}125\mathrm{Re}_s^{0{,}65}\mathrm{Pr}_s^{1/3}, \tag{3.32}$$

где $\mathrm{Nu}_q = \frac{\alpha_q l_s}{\lambda}$, $\mathrm{Re}_s = \frac{q l_s}{r\rho_v \nu}$, $l_s = \frac{c_p \rho_l \sigma T_s}{(r\rho_v)^2}$.

– при определяющей температуре насыщения T_s.

Результаты опытов (рис. 3.12) обобщены зависимостью

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = 1 + 1{,}35\left(1 - 0{,}371\frac{t}{D}\right)\left(1 - \frac{d}{D}\right)^{0{,}418}\left(1 - 0{,}104\frac{\alpha_q}{\alpha_c}\right). \tag{3.33}$$

Накатка интенсифицирует теплоотдачу как за счет турбулизации потока (рост α_c), так и за счет усиления кипения (рост α_q).

Для накатки с $d/D = 0{,}884$ и $t/D = 0{,}286$ это дает $\alpha/\alpha_0 = 1{,}3–1{,}4$, а для накатки с $d/D = 0{,}931$ и $t/D = 0{,}571$ получено $\alpha/\alpha_0 = 1{,}2–1{,}3$. В опытах α_q/α_c менялось от 0,6 до 2,5.

Двухфазное течение при частичной пленочной конденсации

Результаты экспериментальных исследований структуры кольцевого воздуховодяного течения в горизонтальных гладкой и накатанной (d/D = 0,94, t/D = 0,5) трубах [117, 118] показали, что искусственные турбулизаторы способствуют уменьшению толщины пленки, а следовательно, и ее термического сопротивления в 5 и более раз. Механизм воздействия искусственных турбулизаторов на толщину жидкой пленки заключается в увеличении трения на границе „газ-жидкость" и росте уноса жидкости из пленки в ядро потока. Так, экспериментально было показано, что массовый расход жидкости в пленке в накатанной трубе (G_δ) в несколько раз меньше, чем в гладкой трубе ($G_{\delta,0}$) при прочих равных условиях (одинаковых расходах газа и жидкости), т. е.:

$$\frac{G_\delta}{G_{\delta,0}} = 7{,}7\cdot10^{-4}\left[\frac{\mathrm{Re}_l^{1,5}}{\mathrm{We}_l}\left(\frac{\rho_l}{\rho_g\xi_0}\right)^{0,5}\frac{\nu_l}{\nu_g}\right]^{0,424}, \qquad (3.34)$$

где

$$\frac{G_{\delta,0}}{G_l} = 0{,}0113\left[\frac{\mathrm{Re}_l^{1,5}}{\mathrm{We}_l}\left(\frac{\rho_l}{\rho_g\xi_0}\right)^{0,5}\frac{\nu_l}{\nu_g}\right]^{0,31}. \qquad (3.35)$$

Уравнения (3.34) и (3.35) действительны, если комплекс в квадратных скобках меньше $7{,}9\cdot10^6$.

Опытные данные по толщине жидкой пленки в накатанной трубе обобщены уравнением

$$\frac{\delta}{\delta_0} = 0{,}3\left(\frac{\nu_l}{\nu_g}\,\frac{G_l}{G_g}\,\frac{1}{\mathrm{Re}_g^{0,75}}\right)^{0,05}, \qquad (3.36)$$

где

$$\frac{\delta_0}{D} = 0{,}0253\left(\frac{\nu_l}{\nu_g}\,\frac{G_l}{G_g}\,\frac{1}{\mathrm{Re}_g^{0,75}}\right)^{0,15}. \qquad (3.37)$$

Здесь G_l, G_g – массовые расходы охлаждающей жидкости и газа соответственно. Уравнения (3.36) и (3.37) действительны в диапазоне изменения значения комплекса в скобках от $2\cdot10^{-4}$ до $4\cdot10^{-3}$.

Коэффициенты пропорциональности в выражениях (3.34) и (3.36), являются функциями параметров накатки – шага и высоты диафрагм. Но в задачу исследования не входило изучение этих функций, так как для промышленных теплообменных аппаратов была выбрана оптимальная конкретная накатка: d/D = 0,94, t/D = 0,5. Абсолютные значения толщины пленки жидкости в технически гладкой трубе составляли δ_0 = 0,04–0,08 мм, а в накатанной трубе δ = 0,006–0,015 мм.

Полученные уравнения (3.36) и (3.37) могут быть использованы в инженерном расчете при определении коэффициента теплопередачи в аппаратах с газовыми теплоносителями при наличии частичной конденсации. Так, коэффициент теплопередачи ($\delta \ll D/2$)

$$K = \left(\frac{D_1}{D\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_\delta} + \frac{D_1}{2\lambda_w} \ln \frac{D_1}{D} + \frac{1}{\alpha_2}\right)^{-1}, \qquad (3.38)$$

где коэффициенты теплоотдачи внутри трубы α_1 и снаружи α_2 находятся как функции Re газа и параметров накатки для однофазных газовых теплоносителей, а δ – по уравнениям (3.36) и (3.37).

Как показали эксперименты, коэффициент гидравлического сопротивления накатанной трубы при наличии пленки жидкости в исследованных диапазонах влагосодержания описывается уравнением

$$\frac{\xi}{\xi_*} = 1 + 28{,}3 \frac{G_\delta}{G_g} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}}, \qquad (3.39)$$

действительным при $(G_\delta/G_g)\sqrt{\rho_g/\rho_l} \leqslant 0{,}01$. Здесь $\xi_* = f(\mathrm{Re}_g, d/D, t/D)$ – коэффициент сопротивления при течении однофазного газа.

На основании полученных уравнений (3.34)–(3.39) разработана методика теплогидравлического расчета теплообменных аппаратов типа „газ-газ" для газоконденсатных месторождений, используемая как руководящий расчетный материал при конструировании нефтеаппаратуры.

Теплогидравлические характеристики теплообменного аппарата с тепловыделяющей поверхностью из накатанных труб получены в процессе промышленных испытаний установки комплексной подготовки газа в газоконденсатном месторождении. В схему установки были параллельно включены стандартный теплообменный гладкотрубный аппарат Т-602А с теплопередающей поверхностью 1298 м^2 и опытный аппарат Т-602Б из накатанных труб с поверхностью 860 м^2, т. е. в 1,5 раза меньшей, чем гладкотрубная. Испытания проведены в коммерческих режимах работы скважины, т. е. в условиях непрерывного производства товарного газа и конденсата. Расход газа через каждый аппарат изменялся в диапазоне 27–51 кг/с.

Анализ результатов сравнительных испытаний показал, что аппарат с накатанными трубами, имеющий в 1,5 раза меньшую поверхность, во всех режимах обеспечил в 1,5 раза большую тепловую мощность, чем гладкотрубный. При этом гидравлическое сопротивление опытного аппарата (суммарное по трубному и межтрубному пространствам) на 28% превысило сопротивление гладкотрубного аппарата в том же диапазоне изменения расхода газа.

Важное практическое значение имеет также установленный факт

увеличения на 30% выхода товарного конденсата из опытного аппарата по сравнению с гладкотрубным.

Фактическое увеличение коэффициента теплопередачи составило K/K_0 = 2,25–2,5: за счет интенсификации конвективного теплообмена с газом – 1,6, а за счет уменьшения термического сопротивления пленки конденсата – 1,4–1,56 (большие значения относятся к большим массовым расходам газа).

С практической точки зрения полученные результаты означают, что один новый аппарат с накатанными трубами по величине теплопередающей поверхности заменяет два аналогичных гладкотрубных стандартных аппарата (массой 67 тонн каждый) с запасом по поверхности при весьма умеренном и доступном росте гидравлического сопротивления. А это в свою очередь означает двукратную экономию металла, а также снижение транспортных, капитальных и эксплуатационных затрат.

3.2. КОЛЬЦЕВЫЕ КАНАЛЫ

Однофазное течение в кольцевых каналах

Кольцевые каналы с канавками на внутренней трубе [86, 173]. Исследовались в потоке воздуха с целью проверки эффективности применения накатанных труб в кольцевых каналах (рис. 3.13). Геометрические характеристики каналов: D_1 = 11 мм, D_2 = 16 мм, $d_e = D_2 - D_1$ = = 5 мм. Исследовано 8 вариантов труб с глубиной канавок h/d_e = = 0,033–0,151 и шагом накатки t/d_e = 0,5–2.

Результаты опытов представлены на рис. 3.14 и обобщены зависимостью

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_0} = 1 + 0{,}64\left[1 - \exp\left(-35{,}8\,\frac{h}{d_e}\right)\right]\left(1 - 0{,}274\,\frac{t}{d_e}\right), \qquad (3.40)$$

которая также хорошо описывает результаты опытов других исследователей с канавками полукруглой и треугольной формы. Зависимость

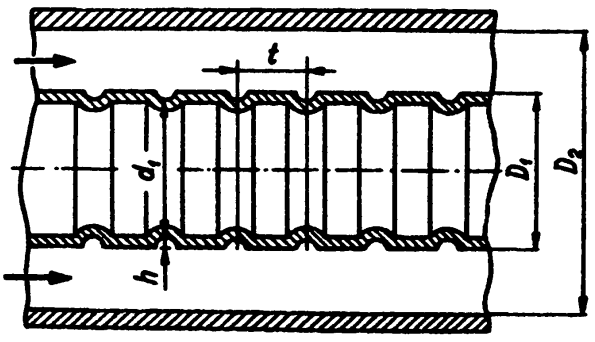


Рис. 3.13. Продольное сечение кольцевого канала с внутренней накатанной трубой

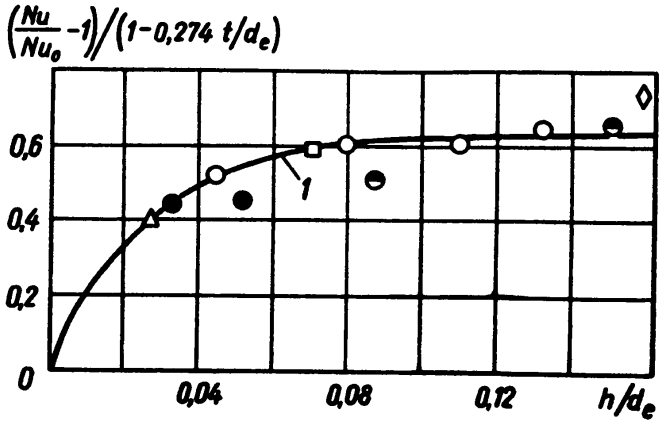


Рис. 3.14. Влияние глубины канавок на интенсификацию теплообмена в кольцевых каналах при Re = $6 \cdot 10^4$. *1* – по зависимости (3.40)

(3.40) действительна в диапазоне Re = $4 \cdot 10^4 - 10^5$ при соотношениях $D_1/D_2 = 0{,}68–0{,}88$.

Гидравлическое сопротивление таких кольцевых каналов удовлетворительно описывается зависимостями (4.9) и (4.10) для продольно обтекаемых пучков накатанных труб.

С учетом того, что накатка интенсифицирует теплообмен одновременно внутри и снаружи труб, в качестве оптимальной глубины канавок для кольцевых каналов можно рекомендовать $h/d_e = (0{,}02–0{,}035) \times D_1/d_e$.

Кольцевые каналы с поперечными турбулизаторами на внутренней трубе [174–178]. Исследованы два типа поперечных турбулизаторов (искусственной шероховатости) в потоке воздуха в широком интервале геометрических (h/d_e = 0,0028–0,021, $t/h \sim 10$) и режимных (Re = $= 5 \cdot 10^3 – 5 \cdot 10^5$, Ψ = 1–2,8) параметров. В четырех каналах с $D_1/D_2 \sim 0{,}42$ форма турбулизаторов прямоугольная (*а*), а в двух каналах с $D_1/D_2 \sim$ $\sim$ 0,35 – закругленная трапецеидальная (*б*) (рис. 3.15, табл. 3.5). Обогреваемому участку с турбулизаторами длиной $\sim 100 d_e$ предшествовал необогреваемый гладкий участок гидродинамической стабилизации длиной $\sim 30 d_e$ ($d_e = D_2 - D_1$).

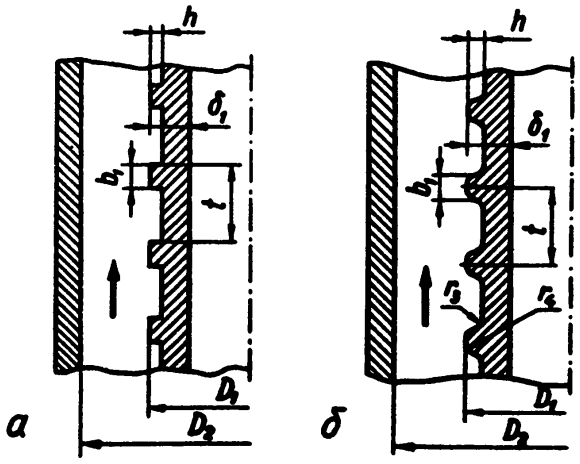


Рис. 3.15. Форма поперечных турбулизаторов на внутренней трубе. *а* – прямоугольная, *б* – закругленная трапецеидальная

Таблица 3.5. Основные геометрические характеристики исследованных поверхностей

№ канала	Форма	D_2	D_1	h	t	b	δ_1	h/d_e	t/h
		мм							
1	*а*	28,15	11,91	0,046	0,6	0,15	0,84	0,0028	13,0
2	„	„	11,92	0,12	1,0	0,2	0,88	0,0074	8,3
3	„	„	11,83	0,21	2,0	0,4	0,85	0,013	9,5
4	„	„	11,52	0,34	4,0	0,41	0,72	0,021	11,8
5	*б*	„	9,97	0,1	1,0	0,2	0,95	0,0055	10,0
6	„	„	9,98	0,05	0,5	0,15	0,42	0,0028	„
7	гладкий	„	12,12	–	–	–	0,33	–	–

Установлено влияние переменности физических свойств воздуха на местную теплоотдачу и гидравлическое сопротивление в условиях искусственной турбулизации потока. Показатель степени n в выражении $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{\Psi=1} = \Psi^n$ зависит от геометрических параметров турбулизаторов, Re (в гладких каналах не зависит) и меняется по длине канала. На начальном участке канала до $x/d_e \sim 20$ показатель n резко увеличивается, а затем стабилизируется (рис. 3.16). С увеличением Re значение n падает. Влияние Re, h/d_e и x/d_e на показатель степени n обобщено зависимостью

$$n = -(0{,}29 + 0{,}03e^{51\sqrt{h/d_e}})\mathrm{Re}^{-24h/d_e}(1 - e^{-0{,}16x/d_e}). \qquad (3.41)$$

Влияние температурного фактора Ψ на гидравлическое сопротивление проявляется слабее и лишь при меньших Re, хотя в гладком канале оно не проявляется (рис. 3.17).

На рис. 3.18 представлены экспериментальные и расчетные данные по стабилизированной теплоотдаче при $\Psi = 1$ для всех исследованных

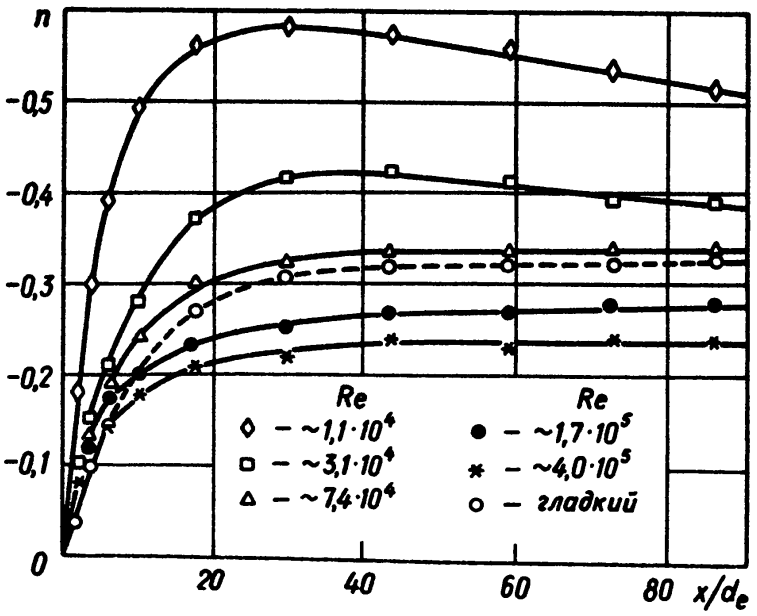


Рис. 3.16. Изменение показателя степени n при температурном факторе по длине канала № 3 при разных Re

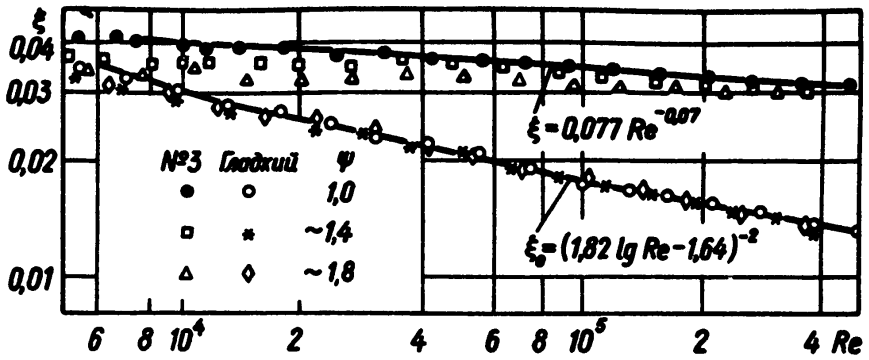


Рис. 3.17. Влияние температурного фактора на гидравлическое сопротивление в канале № 3 с турбулизаторами и в гладком канале

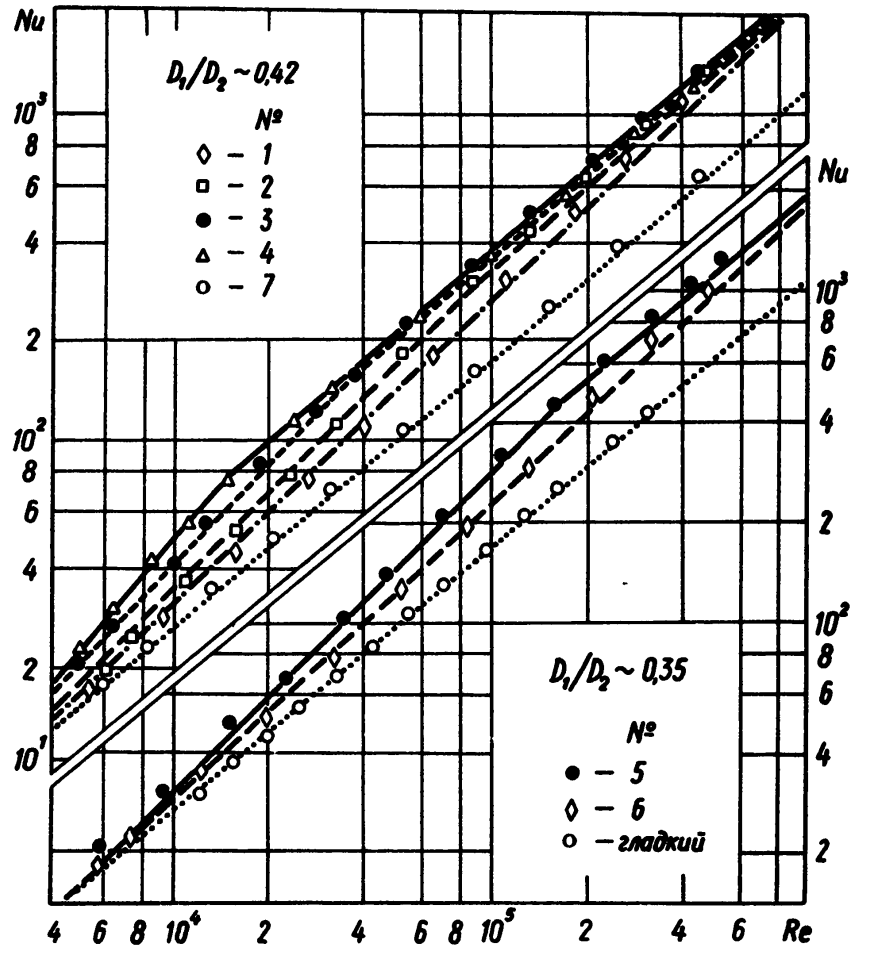


Рис. 3.18. Теплоотдача в кольцевых каналах с турбулизаторами на внутренней трубе в зависимости от Re. Точки – эксперимент, линии – расчет согласно [178] (номера соответствуют номерам канала в табл. 3.5)

кольцевых каналов. В зависимости от относительной высоты турбулизаторов h/d_e и Re четко выделяются три области. Первая – область без проявления действия турбулизаторов, так как они находятся внутри ламинарного подслоя и не влияют на поток.

Вторая – область частичного проявления действия турбулизаторов ($Re < Re^*$), где они находятся в слое $h^+ = hu_*/\nu = (h/d_e)Re\sqrt{\xi/8} \lesssim 35$. Степень турбулизации потока в зоне основного термического сопротивления, а значит, и интенсивность теплоотдачи зависят от их высоты.

Третья – область полного проявления действия турбулизаторов ($Re > Re^*$), где $h^+ > 35$, т. е. выходит за слой с основным термическим сопротивлением. В этом случае, как и в трубах, наступает насыщение по теплоотдаче (в опытах $Nu/Nu_0 \sim 2$), хотя гидравлическое сопротивление ξ/ξ_0 с ростом h^+ по-прежнему увеличивается.

Результаты экспериментов по теплоотдаче обобщены с точностью ±10% следующими зависимостями:

в режиме $Re < Re^*$ при $h/d_e \geqslant 0{,}0025$ –

$$Nu = (0{,}0053 - 0{,}14h/d_e)Re^{0{,}95+7h/d_e} Pr^{0{,}6} \Psi^n, \qquad (3.42)$$

в режиме насыщения при $Re > Re^*$ –

$$Nu = 0{,}029Re^{0{,}84}Pr^{0{,}6}\Psi^n, \qquad (3.43)$$

где показатель степени n определяется по зависимости (3.41), а Re^* при $h/d_e \geqslant 0{,}005$ – из выражения

$$Re^* = \exp(12{,}2 - 126h/d_e). \qquad (3.44)$$

Гидравлическое сопротивление каналов с прямоугольными турбулизаторами определяется по зависимости

$$\xi = (0{,}053 + 1{,}85h/d_e)Re^{-0{,}07}, \qquad (3.45)$$

а каналов с закругленными трапецеидальными турбулизаторами – по зависимости

$$\xi = (0{,}063 + 5h/d_e)Re^{-0{,}11}. \qquad (3.46)$$

Таким образом, оптимальными являются турбулизаторы, имеющие обтекаемую форму и высоту, соответствующую области перехода при $Re \gtrsim Re^*$, так как в этом случае наибольшая интенсификация теплообмена достигается при минимальных гидравлических потерях.

Пленочная конденсация на наружной поверхности вертикальных и горизонтальных труб

Вертикальные трубы [119, 120, 122–124, 151]. Исследования проводились в вертикальном кольцевом канале диаметром $D_2 = 26$ мм, внутри которого размещались сменные гладкая и накатанные трубы длиной $L = 1500$ мм, наружным диаметром $D_1 = 16$ мм, с толщиной стенки $\delta_w = 1$ мм. Они имели поперечные канавки шириной 2 мм с шагом

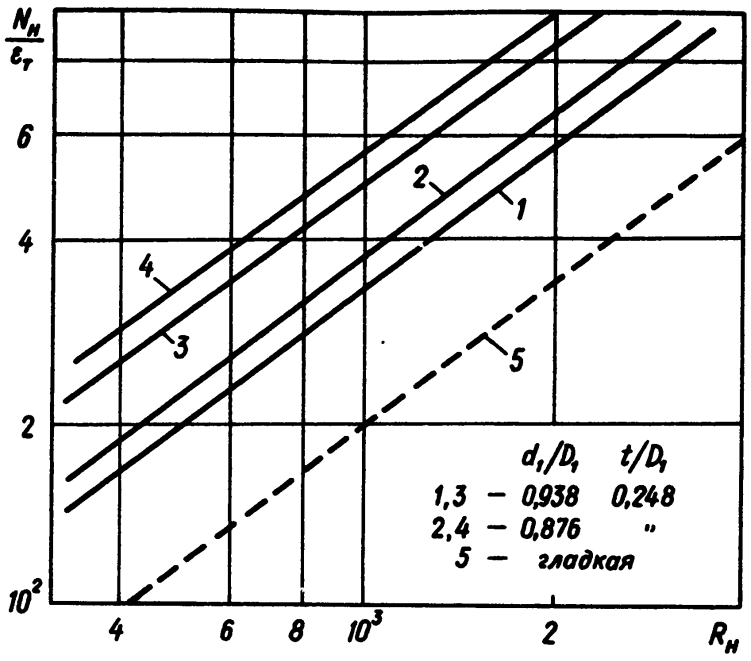


Рис. 3.19. Теплоотдача при пленочной конденсации паров воды (*1*, *2*, *5*) и бензина (*3*, *4*, *5*) на вертикальной трубе

t/D_1 = 0,248–0,437 и глубиной d_1/D_1 = 0,876–0,938. Пары воды и экстракционного бензина подавались сверху вниз. Охлаждающая вода протекала снизу вверх по внутренней трубе.

Применение накатанных труб для конденсаторов позволяет интенсифицировать теплообмен с двух сторон: на наружной стороне – за счет срыва пленки конденсата поперечными канавками, а на внутренней – за счет дополнительной турбулизации потока охлаждающей воды поперечными плавными выступами.

Результаты экспериментов по интенсификации теплообмена при конденсации паров воды и экстракционного бензина представлены на рис. 3.19 и обобщены зависимостью

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = 1 + 0{,}551\left(\frac{\lambda_w \delta_w}{\lambda_\delta d_e}\right)^{0{,}629}\left(1{,}196 - 0{,}79\ \frac{t}{D_1}\right)\left\{1 - \exp[-19{,}196 \times \right.$$

$$\left. \times (1 - d_1/D_1)]\right\}, \qquad (3.47)$$

где λ_δ – коэффициент теплопроводности пленки конденсата, $d_e = D_2 - D_1$ – эквивалентный диаметр канала.

Зависимость (3.47) обобщает опытные данные в диапазоне t/D_1 = 0,25–0,44, d_1/D_1 = 0,87–0,94, $\lambda_w \delta_w/\lambda_\delta d_e$ = 2,5–8,5 при P = 0,05–0,07 МПа, $R_H = 3 \cdot 10^2 - 4 \cdot 10^3$ и числах Рейнольдса пленки конденсата Re_δ = 80–800.

Коэффициент теплоотдачи гладких труб α_0 определяется из известного уравнения, которое хорошо обобщает опытные данные для воды и бензина:

$$N_H = 0{,}943 R_H^{0{,}75}, \qquad (3.48)$$

где $N_H = \frac{\bar{\alpha}_0 (T_s - T_w) H}{r \mu_\delta}$, $R_H = \frac{g^{1/3} H \lambda_\delta (T_s - T_w)}{\nu_\delta^{2/3} r \mu_\delta}$.

Здесь H – длина участка конденсации, $\bar{\alpha}_0$ – средний на этой длине коэффициент теплоотдачи, а физические свойства конденсата определены при температуре насыщения T_s. $\epsilon_T = [(\lambda_{\delta,w}/\lambda_{\delta,s})^3 (\mu_{\delta,s}/\mu_{\delta,w})]^{1/8}$ – поправка, учитывающая изменение физических свойств конденсата по толщине пленки от T_s до T_w.

Интенсивность теплообмена при конденсации паров бензина увеличивается в 2,4–2,8 раза, а при конденсации паров воды – в 1,7–1,9 раза. Теплопроводность пленки конденсата воды в 3–4 раза больше, чем бензина, поэтому при конденсации паров воды на трубе из нержавеющей стали увеличивается неравномерность температур около канавок и вдали от них (комплекс $\lambda_w \delta_w / \lambda_\delta d_e$ уменьшается). Интенсивность теплообмена внутри труб в охлаждающей воде возрастает до 2–2,5 раз, что в целом по конденсатору даже в парах воды позволяет уменьшить его габариты в 1,5–2 раза, т. е. данный метод значительно лучше других методов.

Горизонтальные трубы [119, 120]. Не менее эффективны накатанные трубы при их горизонтальном расположении в конденсаторах. Исследование теплообмена при конденсации водяного пара проводилось на 16 трубах (по 4 горизонтальных ряда) из латуни Л68 диаметром D_1 = 10 мм и длиной L = 1859 мм с параметрами накатки d_1/D_1 = = 0,906, 0,926 и t/D_1 = 0,37. В трубы подавалась охлаждающая вода, а сверху в межтрубное пространство – насыщенный пар. Рабочие параметры в опытах изменялись в следующих пределах: P = 0,157–0,323 МПа, T_s = 112,7–136,6°С, T_w = 73,2–98,3°С. Средний температурный напор „пар-стенка" $\Delta T = T_s - T_w$ составлял 7,2–44°С.

Скорость пара в рассматриваемых опытах была незначительна, и полученные данные по теплообмену на гладкой трубе удовлетворительно согласуются с известной зависимостью для пленочной конденсации неподвижного пара на гладкой горизонтальной трубе

$$\alpha_0 = 0{,}728 \sqrt[4]{\frac{\lambda_\delta^3 \rho_\delta^2 g r}{\mu_\delta (T_s - T_w) D_0}}, \qquad (3.49)$$

где физические свойства жидкой пленки определяются по температуре насыщения T_s.

Наличие кольцевых канавок и плавных выпуклостей между ними увеличивает коэффициент теплоотдачи в 2–4,3 раза, так как пленка под действием поверхностных и гравитационных сил стягивается к канавкам и стекает по ним вниз. Для обеих труб опытные данные обобщаются зависимостью

$$\frac{a}{a_0} = 1{,}36(\Delta T \cdot D_1)^{-0{,}67} \qquad (3.50)$$

при $\Delta T \cdot D_1$ = 0,14–0,9 К·м. Следует отметить, что внутри труб при Re = (2–9)·10^4 коэффициент теплоотдачи увеличивается в 2,5–3 раза. Поэтому в накатанных трубах коэффициент теплопередачи увеличивается в 2–2,5 раза.

Таким образом, эксперименты показали, что выбранный профиль труб при их горизонтальном и вертикальном расположении способствует организованному сливу конденсата, уменьшению толщины пленки конденсата на вершинах кольцевых выступов и, следовательно, повышению интенсивности теплообмена при конденсации пара.

Солеотложения в кольцевых каналах с интенсификаторами теплообмена

Для исследования солеотложений при обтекании гладких и накатанных труб использовались кольцевые каналы D_2 = 26 мм, D_1 = 16 мм и длиной L = 2400 мм [119–121, 152, 170]. В кольцевом зазоре протекала вода при Re = 10^3–$2 \cdot 10^4$ (скорость u = 0,05–1,52 м/с) с содержанием бикарбонатов кальция и магния с жесткостью γ = 2,3–20 мг-экв/л при температуре стенки T_w = 60–107,5°С. Исследованы гладкая труба и 8 типов накатанных труб, которые имели поперечные канавки с d_1/D_1 = 0,83 и 0,92 при шаге t/D_1 = 0,25, 0,44, 0,625, 0,75.

Показано, что на накатанных трубах вследствие турбулизации пристенных слоев отложения меньше, чем на гладких и стабилизируются во времени. Таким образом, замена гладких труб накатанными обеспечивает более высокий коэффициент теплоотдачи даже после длительной работы теплообменников на жесткой воде, тогда как теплообменник из гладких труб надо периодически останавливать и чистить.

Влияние солеотложений на эффективность теплопередачи учитывается введением величины термического сопротивления слоя накипи в зависимость для определения линейного коэффициента теплопередачи

$$\frac{1}{K_l} = \frac{1}{\alpha_1 D} + \frac{1}{2\lambda_w}\frac{D_1}{D} + \frac{R_\delta}{D_1} + \frac{1}{\alpha_2 D_1}, \qquad (3.51)$$

где $K_l = Q/\pi(T_{f1} - T_{f2})L$ – линейный коэффициент теплопередачи, T_{f1} и T_{f2} – средние температуры горячей и холодной жидкостей, α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи внутри и снаружи труб, R_δ – термическое сопротивление слоя накипи.

В случае продольного обтекания пучков труб с относительным шагом их размещения $s/D_1 > 1{,}25$ и для теплообменников типа „труба

в трубе" с отношением диаметров труб кольцевого канала $D_2/D_1 \geqslant 1{,}6$ при работе на жесткой воде в вышеуказанном диапазоне режимных параметров и параметров накатки труб $d_1/D_1 = 0{,}88–0{,}94$, $t/D_1 = 0{,}25–0{,}75$ термическое сопротивление солеотложений на основании обобщения опытов рекомендуется рассчитывать по зависимости

$$R_\delta = \frac{2{,}485\cdot 10^{-7}\ (t/D_1)^{0,239}\,\gamma}{\zeta\, u^{0,924}}\left[1 - \exp(-0{,}529u^{-0,129}\zeta\tau)\right], \qquad (3.52)$$

где $\zeta = (\xi/\xi_0)\cdot\xi_0$ – коэффициент гидравлического сопротивления продольно обтекаемого пучка труб с кольцевыми канавками, ξ_0 – коэффициент гидравлического сопротивления пучка гладких труб, определяемый по формуле (4.11). Величина ξ/ξ_0 определяется по формулам (4.8)–(4.10) или табл. 4.1. Время τ выражено в часах.

3.3. КАНАЛЫ ПЛАСТИНЧАТО-РЕБРИСТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В соответствии с задачей – получить замыкающие эмпирические зависимости для Nu и ξ – для экспериментов были выбраны базовые типы поверхностей и каналов. Выполнен большой объем экспериментов в широком диапазоне изменения режимных и конструктивных параметров. Установлены диапазоны параметров, в которых выбранные конструкции каналов с турбулизаторами в виде пластинчато-ребристых поверхностей в теплообменниках различного назначения особенно эффективны, т. е. по сравнению с аналогичными гладкими каналами без турбулизаторов обеспечивают выполнение условия $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0 \geqslant \xi/\xi_0$.

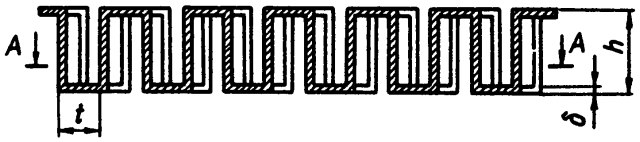
Анализ полученных результатов и контрольные исследования показали, что возможна экстраполяция расчетных эмпирических зависимостей, полученных для базовых типов каналов и поверхностей, на новые промежуточные типы, которые более предпочтительны либо по соображениям технологии изготовления, либо для конкретных приложений. При этом, естественно, сохраняются основные принципы интенсификации теплообмена, рассмотренные в главе 1, и соотношение (1.17).

На основе такого подхода разработаны и созданы оригинальные конструкции теплообменников различного назначения. Стендовые и эксплуатационные испытания этих конструкций подтвердили эффективность интенсификации теплообмена в каналах, что позволяет уменьшить в 1,5–2,0 раза массу и габариты их сердцевин по сравнению с существующими конструкциями.

Рассеченные треугольные и прямоугольные каналы

Для исследования каналов рассеченных поверхностей были выбраны базовые их конструкции с сечениями равностороннего треугольника (рис. 1.11) [153, 179] и геометрическими характеристиками, представленными в табл. 3.6, и с сечениями плоского прямоугольника с соотношением сторон 7:1 (рис. 3.20 и табл. 3.7) [115, 154].

Треугольные каналы испытывались в реальных паянных пластинчато-ребристых теплообменниках (рис. 3.21). Экспериментально определялся коэффициент общих потерь давления воздуха ξ, включающий в себя потери в каналах, на входе в теплообменник и выходе из него и



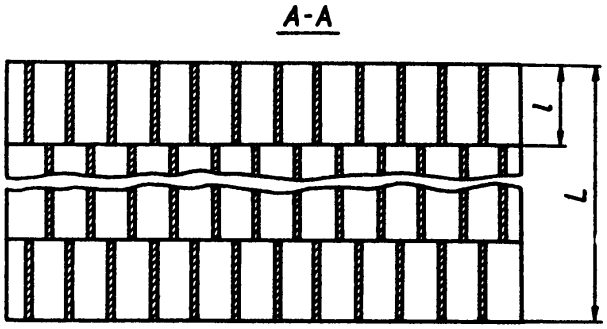


Рис. 3.20. Конструкция плоских прямоугольных каналов рассеченных поверхностей

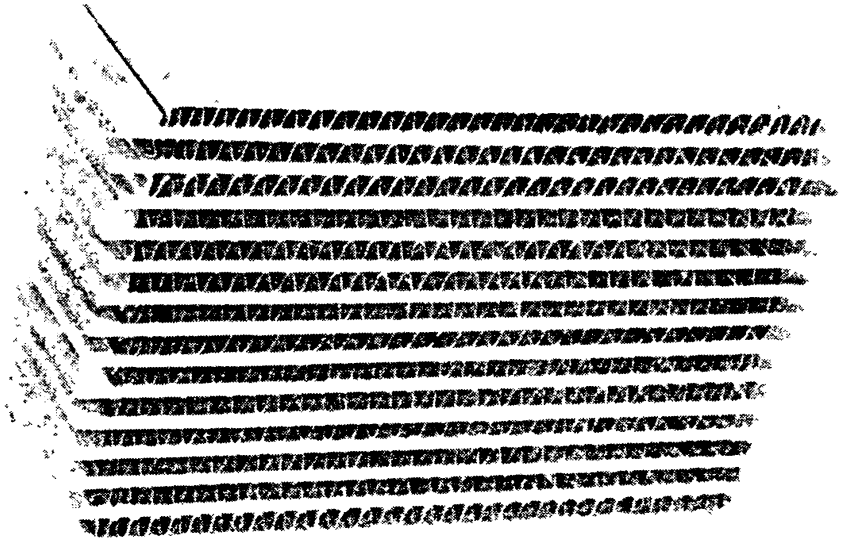


Рис. 3.21. Общий вид паянной конструкции сердцевины экспериментального теплообменника

Таблица 3.6. Геометрические характеристики треугольных каналов рассеченных поверхностей

№ поверхности	d_e	h	t	П	F, мм^2	δ/d_e	h/t	l/d_e	L/d_e	k_F	k_F^*	Ω	Ω^*
	мм											м^2/м^3	
1	3,48	5,56	5,26	16,40	14,27	0,0287	1,06	1,68	20,1	0,976	0,681	1122	796
2	„	„	„	„	„	„	„	2,51	„	„	„	„	„
3	„	„	„	„	„	„	„	3,51	„	„	„	„	„
4	„	„	„	„	„	„	„	4,03	„	„	„	„	„
5	„	„	„	„	„	„	„	–	„	„	„	„	„
6	4,04	6,35	6,35	18,20	18,38	0,0247	1,00	2,90	17,3	0,912	0,661	903	655
7	„	„	„	„	„	„	„	4,33	„	„	„	„	„
8	4,44	7,80	6,66	21,97	24,40	0,0225	1,17	1,74	15,8	0,939	0,718	853	647
9	„	„	„	„	„	„	„	3,16	„	„	„	„	„
10	„	„	„	„	„	„	„	3,93	„	„	„	„	„
11	4,72	„	7,15	22,29	26,27	0,0212	1,09	1,85	14,9	0,942	0,720	799	611
12	„	„	„	„	„	„	„	2,97	„	„	„	„	„
13	„	„	„	„	„	„	„	3,73	„	„	„	„	„
14	„	„	„	„	„	„	„	4,96	„	„	„	„	„

Примечания: 1. Все каналы рассеченных поверхностей изготовлены из медной ленты МЗ толщиной δ = 0,1 мм.
2. Параметры k_F^* и Ω^* соответствуют k_F и Ω в конструкции теплообменника.
3. Поверхность № 5 нерассеченная.

Таблица 3.7. **Геометрические характеристики плоских прямоугольных каналов рассеченных поверхностей**

№ поверхности	d_e	h	t	s	δ/d_e	h/t	$\frac{h-\delta}{t-\delta}$	l/d_e	L/d_e	k_F	Ω, м^2/м^3
	мм										
1	7,72	31,1	5,0	1,8	0,0777	6,22	6,93	0,65	19,43	0,87	452
2	„	„	„	„	„	„	„	0,97	„	„	„
3	„	„	„	„	„	„	„	1,30	„	„	„
4	„	„	„	„	„	„	„	1,94	„	„	„
5	„	„	„	„	„	„	„	2,77	„	„	„
6	„	„	„	„	„	„	„	3,24	„	„	„
7	5,27	21,6	3,6	1,2	0,1138	6,0	7,0	1,31	28,80	0,82	624
8	6,58	26,6	4,35	1,5	0,0912	6,11	6,93	1,29	21,96	0,85	518
8*	„	„	„	„	„	„	„	„	„	0,62	377
9	9,12	36,6	5,8	2,1	0,0658	6,31	6,92	„	15,53	0,89	390
10	10,35	41,6	6,5	2,4	0,0580	6,40	6,95	1,30	14,30	0,90	348
11	7,72	31,1	5,0	1,8	0,0777	6,22	6,93	–	19,43	0,87	452

Примечания: 1. Все каналы рассеченных поверхностей изготовлены из ленты алюминиевого сплава АМг3 толщиной δ = 0,6 мм.
2. Для поверхности № 8* представлены значения k^*_F и Ω^*.
3. Поверхность № 11 нерассеченная.

число Nu при влиянии входных эффектов потока воздуха в теплообменнике.

Прямоугольные каналы испытывались в сборке (рис. 3.22), которая состояла из двух отдельных плоских многоканальных алюминиевых трубок толщиной 20 мм. К одной из боковых сторон каждой плоской трубки припаивались с флюсом в воздушной среде опытные прямоугольные каналы. Затем эти плоские трубки устанавливались в мерный участок воздушного тракта экспериментальной установки оребренными сторонами напротив друг друга с зазором *s*. По каналам плоских трубок протекала горячая вода, которая отдавала тепло потоку воздуха в прямоугольных каналах рассеченных поверхностей.

Все поверхности, указанные в табл. 3.7, кроме поверхности № 8*, исследовались в экспериментальном теплообменнике, который устанавливался в мерный участок прямоугольного сечения воздушного тракта установки согласно рис. 3.22*а*. При этом расстояния *A* и *B* были равны, что обеспечивало экспериментальное определение только потерь давления воздуха в плоских прямоугольных каналах без учета потерь давления на вход в теплообменник и выход из него.

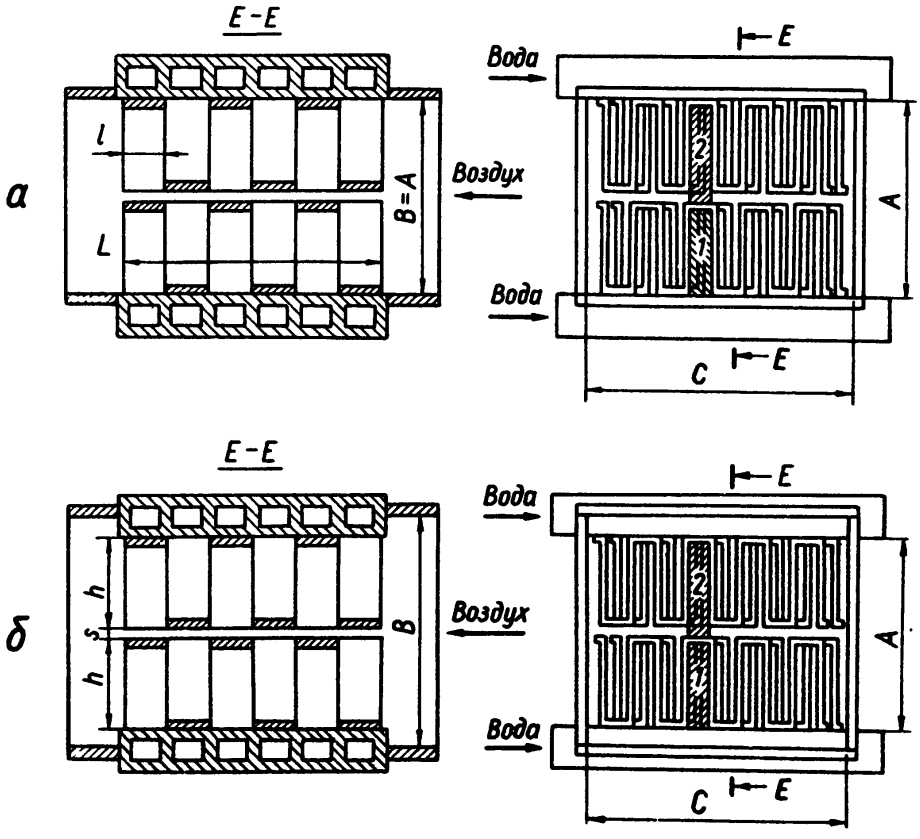


Рис. 3.22. Конструкция экспериментальных теплообменников для исследования плоских прямоугольных каналов рассеченных поверхностей. *а* – для поверхностей № 1–8, 9–11 (табл. 3.7), *б* – для поверхности № 8*. *1, 2* – расчетные сечения каналов

Для экспериментального определения суммарных потерь давления поверхность № 8* (идентичная поверхности № 8) устанавливалась в мерном участке воздушного тракта установки согласно рис. 3.22*б*. При этом расстояние A было меньше расстояния B на величину, равную толщине плоской трубки ($B - A = 20$ мм).

Площади живого сечения и параметры каналов определялись как среднеарифметические значения для каналов *1* и *2*, показанных на рис. 3.22.

Для получения эталонных и надежно воспроизводимых эмпирических уравнений были разработаны специальные технологии изготовления каналов рассмотренных конструкций. Все исследованные каналы рассеченных поверхностей изготавливались из предварительно нарезанных лент шириной l. После нарезки снимались заусенцы по краям лент, а сами ленты рихтовались. Затем каждую ленту штамповали на соответствующих одноручьевых штампах. Отсутствие заусенцев и загибов на острых кромках ребер каналов после рихтовки лент и их штамповки проверялось с помощью 20-кратного проектора типа БП 50-150.

На рис. 3.23 и 3.24 представлены экспериментальные зависимости Nu, коэффициента общих потерь давления ξ и коэффициента потерь давления только в канале ζ от относительной длины l/d_e(Re = idem) при δ/d_e = const во всем исследованном диапазоне Re соответственно для каналов с сечением равностороннего треугольника (табл. 3.6) и плоских прямоугольных каналов (табл. 3.7). Как видно из этих рисунков, с

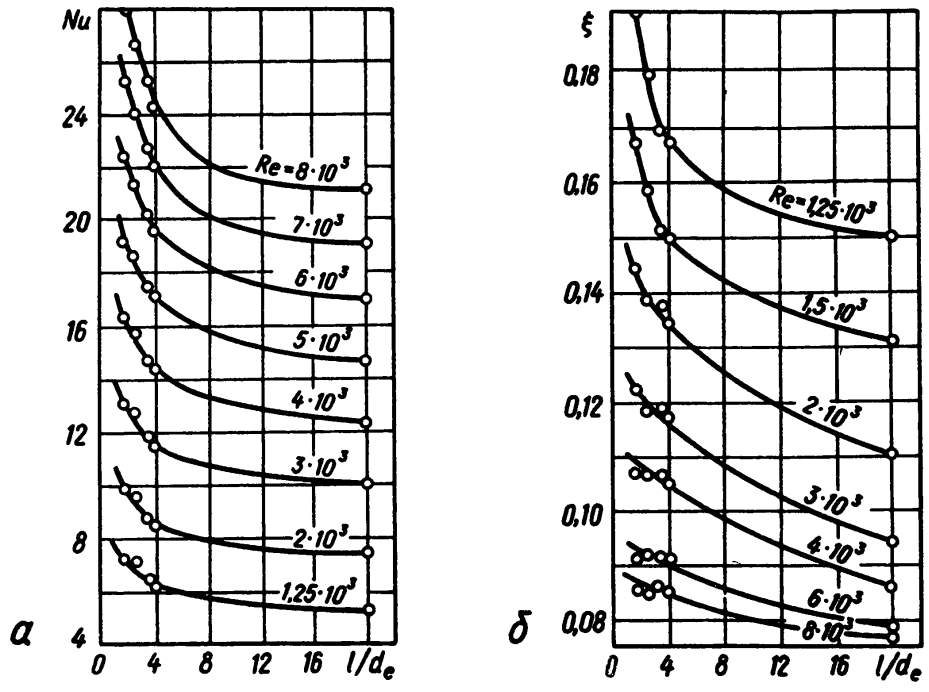


Рис. 3.23. Изменение Nu (*а*) и ξ (*б*) по длине l/d_e треугольных каналов рассеченных поверхностей при δ/d_e = 0,0287

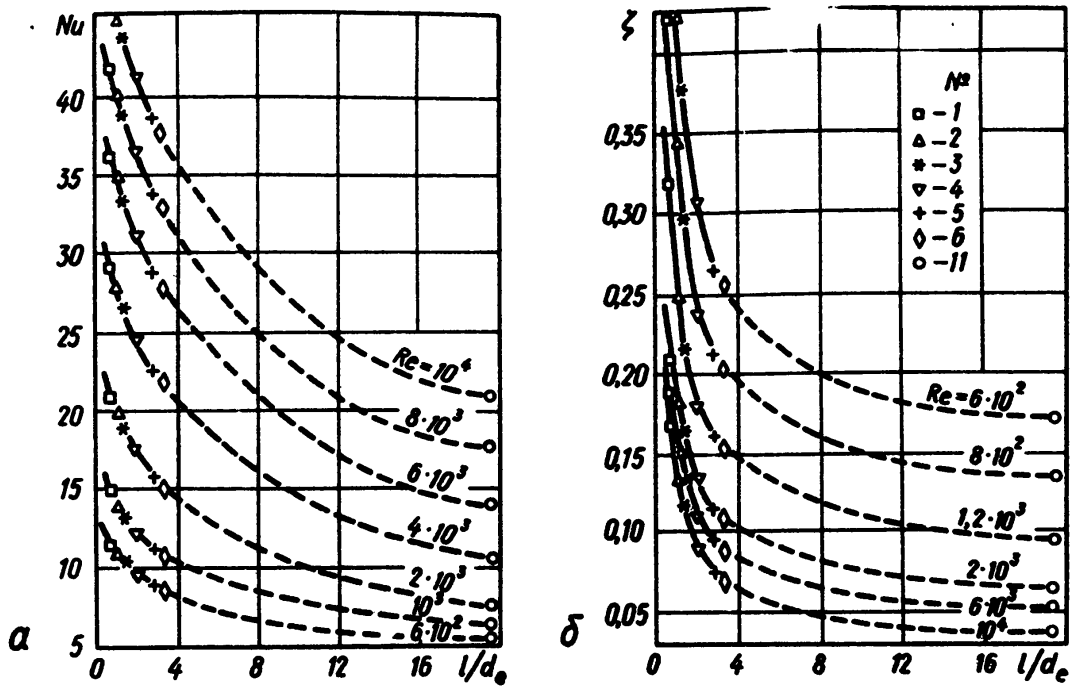


Рис. 3.24. Изменение Nu (*а*) и ζ (*б*) по длине l/d_e плоских прямоугольных каналов рассеченных поверхностей при δ/d_e = 0,0777 (номера соответствуют номерам поверхностей в табл. 3.7)

увеличением параметра l/d_e интенсивность теплоотдачи и коэффициенты гидравлического сопротивления уменьшаются. Это связано с тем, что кинетическая энергия пристенных вихревых систем, генерируемых на передних острых кромках каналов рассеченных поверхностей, постепенно угасает с увеличением непрерывной длины l коротких каналов.

На рис. 3.25 и 3.26 представлены экспериментальные зависимости Nu, коэффициентов ξ и ζ от геометрического параметра d_e/δ(Re = idem) при l/d_e = const во всем исследованном диапазоне Re соответственно для треугольных и прямоугольных каналов рассеченных поверхностей. Анализ этих рисунков показывает, что с уменьшением толщины ребра δ/d_e (увеличением параметра d_e/δ) гидравлическое сопротивление падает, а теплоотдача растет. Этот неожиданный результат — следствие того, что на тонких кромках ребер образуются меньшие по масштабу вихри, расположенные ближе к стенке каналов и турбулизующие пристенную область течения. При этом, как видно из рис. 3.27, влияние толщины ребра δ/d_e на теплоотдачу наиболее сильно проявляется в области Re $<$ 2000, а на коэффициент ζ – при Re $>$ 2000, так как в переходном режиме течения теплоотдача особенно чувствительна к размерам, местоположению и интенсивности вихрей, которые обеспечивают более раннюю турбулизацию потока у стенки. Гидравлическое сопротивление связано с общими потерями от более ранней (по Re)

турбулизации потока. В турбулентной области (Re >2000) более мощные вихри, генерируемые на толстом ребре, заметно увеличивают ζ, но слабее влияют на увеличение Nu, так как основная выработка турбулентности на их верхней границе отстоит дальше от стенки. Кроме

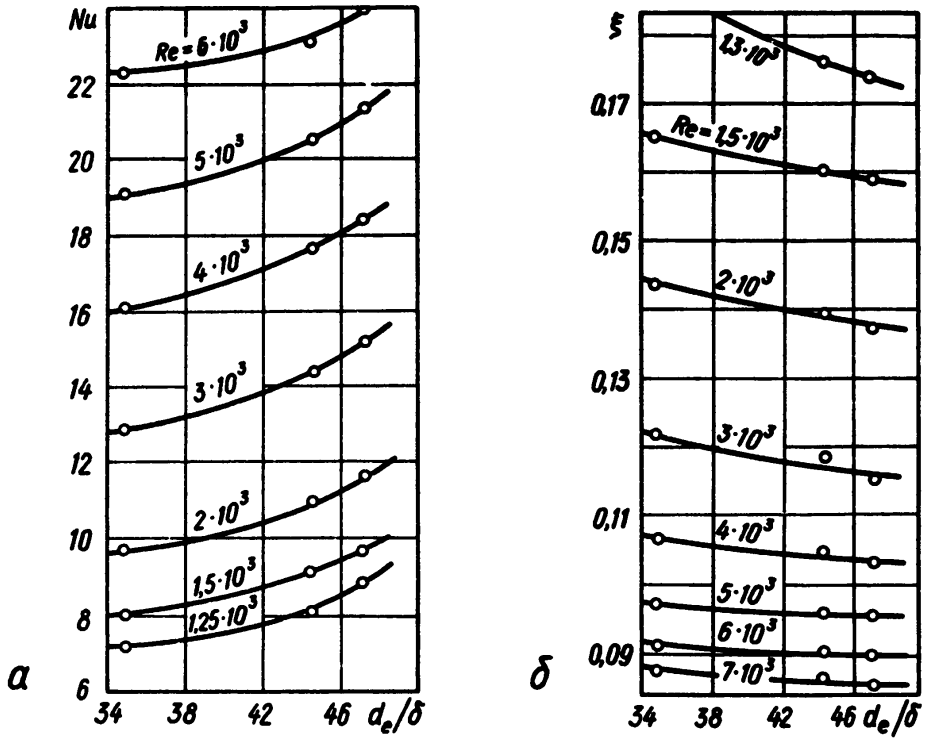


Рис. 3.25. Влияние толщины ребра δ/d_e на теплоотдачу (*а*) и гидравлическое сопротивление (*б*) в треугольных каналах рассеченных поверхностей при $l/d_e \sim 1{,}76$

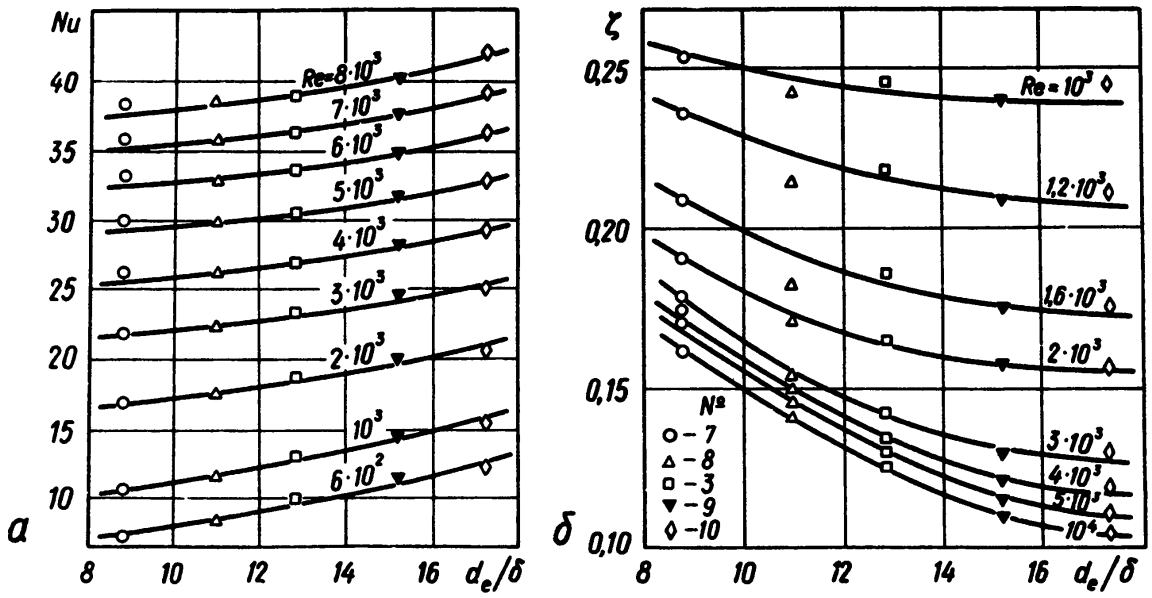


Рис. 3.26. Влияние толщины ребра δ/d_e на теплоотдачу (*а*) и гидравлическое сопротивление (*б*) в плоских прямоугольных каналах рассеченных поверхностей при $l/d_e \sim 1{,}3$ (номера соответствуют номерам поверхностей в табл. 3.7)

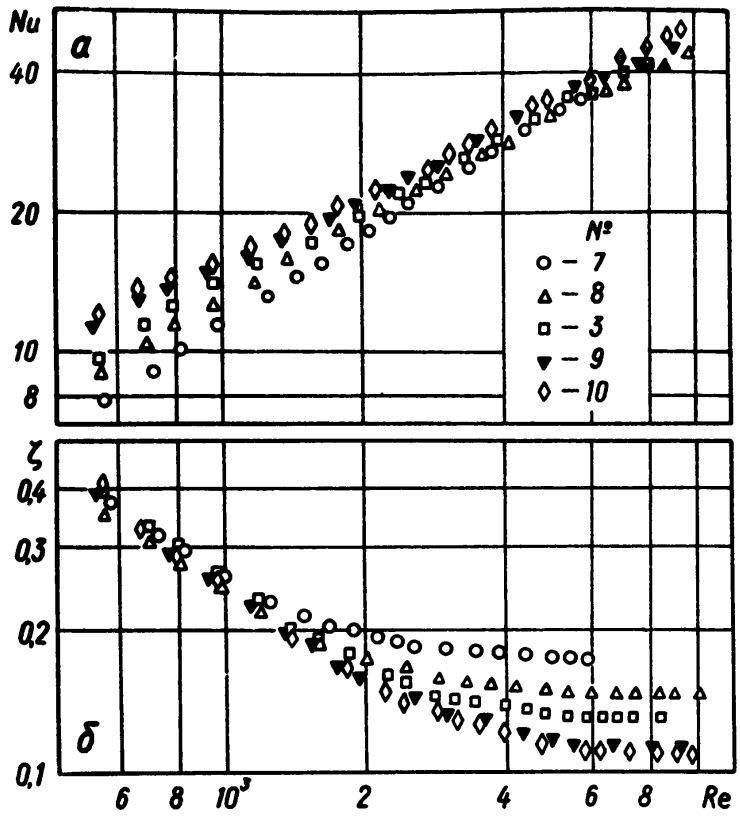


Рис. 3.27. Теплоотдача (*а*) и гидравлическое сопротивление (*б*) в плоских прямоугольных каналах рассеченных поверхностей в зависимости от Re и толщины ребра δ/d_e при $l/d_e \sim 1{,}3$ (табл. 3.7)

того, с увеличением параметра δ/d_e коэффициент ζ растет за счет потерь на кормовые вихри за толстым ребром, которые турбулизуют ядро потока в последующем коротком канале и слабо влияют на теплоотдачу.

На рис. 3.28 и 3.29 показана эффективность интенсификации теплообмена в треугольных и прямоугольных каналах рассеченных поверхностей. Видна большая область параметров с опережающим ростом теплоотдачи относительно роста гидравлического сопротивления по сравнению с идентичными по геометрии каналами нерассеченных поверхностей. При этом условие $Nu/Nu_0 = \xi/\xi_0$ в треугольных каналах достигается при максимальном значении $Nu/Nu_0 = 1{,}5$, когда $l/d_e = 1{,}68$ ($L/d_e = 20{,}1$), $\delta/d_e = 0{,}0287$ и $Re = 1250$. В плоских прямоугольных каналах рассматриваемое условие достигается при $l/d_e = 1{,}3$ ($L/d_e = 19{,}4$), $\delta/d_e = 0{,}0777$ и $Re = 2400$, а максимальное значение $Nu/Nu_0 = 2{,}6$.

Более раннее по Re наступление условия $Nu/Nu_0 = \xi/\xi_0$ и меньшее максимальное значение Nu/Nu_0 в треугольных каналах по сравнению с прямоугольными каналами объясняется следующим. В соответствующих гладких каналах переходный и турбулентный режимы течения наступают при разных значениях Re, а протяженность переходного

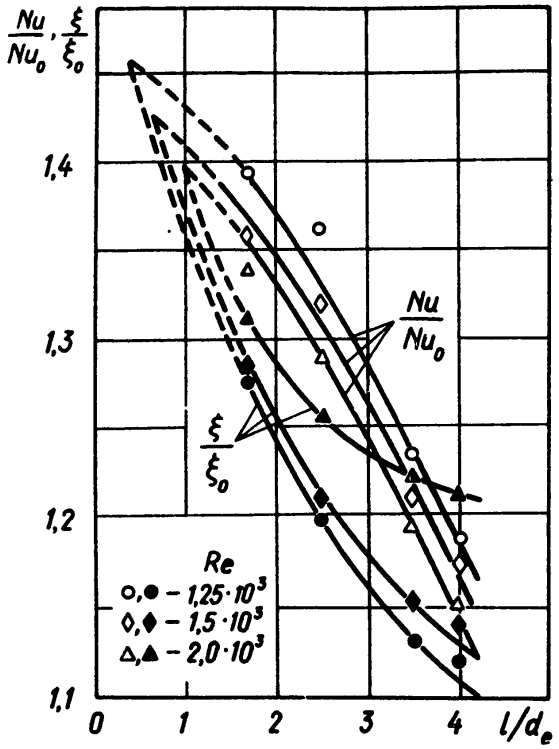


Рис. 3.28. Эффективность интенсификации теплообмена в треугольных каналах рассеченных поверхностей по длине l/d_e при δ/d_e = 0,0287 и разных Re (табл. 3.6)

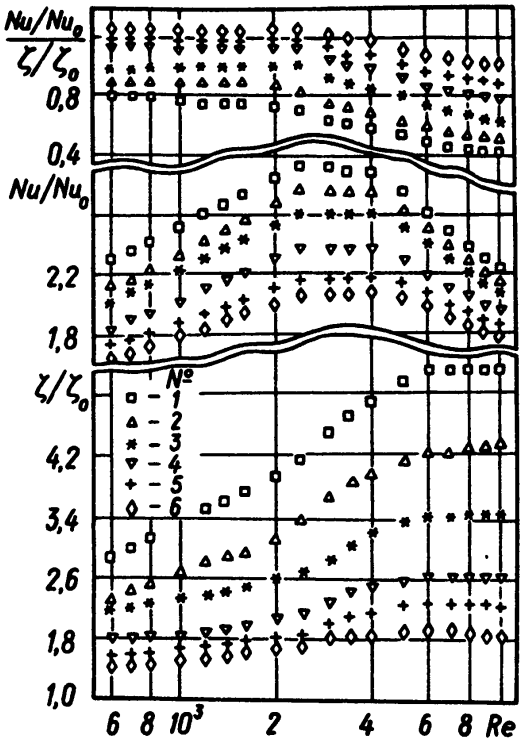


Рис. 3.29. Эффективность интенсификации теплообмена в плоских прямоугольных каналах рассеченных поверхностей в зависимости от Re при δ/d_e = 0,0777 и разных l/d_e (табл. 3.7)

режима не одинакова. В треугольных каналах переходное и турбулентное течения в ядре наступают раньше, чем в плоских каналах и сочетаются с более обширными ламинарными зонами в углах. Турбулизация потока сокращает область переходного течения и именно в ней дает максимальную интенсификацию теплообмена. Даже в рассеченных каналах из-за низкой теплоотдачи в углах максимальная интенсивность теплоотдачи в треугольном канале ниже, чем в плоском прямоугольном канале.

Для выявления абсолютных значений и влияния гидравлических потерь на входе в теплообменник и выходе из него на теплоотдачу выполнено прямое экспериментальное определение коэффициента потерь давления в канале ζ и коэффициента суммарных потерь давления ξ с учетом потерь на входе и выходе из реальной конструкции пластинчато-ребристого теплообменника, а также влияния входа в теплообменник на интенсивность теплообмена (рис. 3.30).

Анализ этих результатов показывает, что входные эффекты практически не влияют на теплоотдачу в каналах рассеченных поверхностей во всем исследованном диапазоне Re = $5\cdot10^2$–10^4. В том же диапазоне при $k_F \geqslant 0{,}62\,\xi \sim \zeta$ и лишь при Re = 10^4 ξ на 5% превышает ζ.

Эти результаты позволили экспериментально проверить широко используемые при конструкторском расчете пластинчато-ребристых теплообменников расчетные методы Кэйса и Идельчика по определению потерь давления теплоносителя на вход и выход в конструкциях этих теплообменников.

Обнаружено, что для исследованных прямоугольных каналов с геометрическими параметрами δ/d_e = 0,0912, h/t = 6,1, l/d_e = 1,29 и k_F^* = 0,62 в диапазоне Re = $5 \cdot 10^2 - 10^4$ расчет по методу Кэйса приводит к завышению потерь давления теплоносителя на вход и выход в 2,7 раза, а по методу Идельчика – в 2,1 раза по сравнению с экспериментальными значениями. Это приводит к завышению расчетных значений общих потерь давления в исследованном теплообменнике на 8,5% по методу Кэйса и на 5–6% по методу Идельчика (рис. 3.31). Поэтому для конструкторского расчета пластинчато-ребристых теплообменников целесообразнее применять метод Идельчика, хотя он и нуждается в доработке.

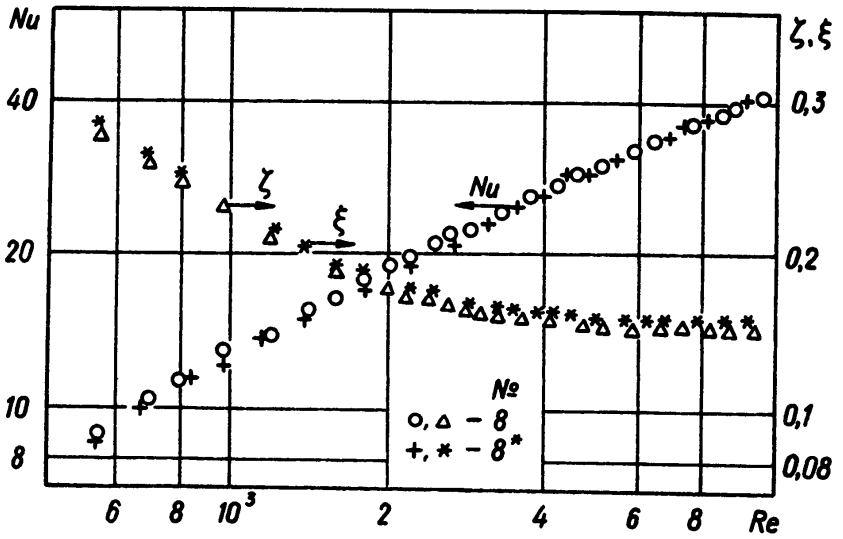


Рис. 3.30. Влияние входных эффектов на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление в каналах рассеченных поверхностей. № 8 – поверхность по табл. 3.7 при отсутствии, № 8* — при наличии возмущений от входа в теплообменник

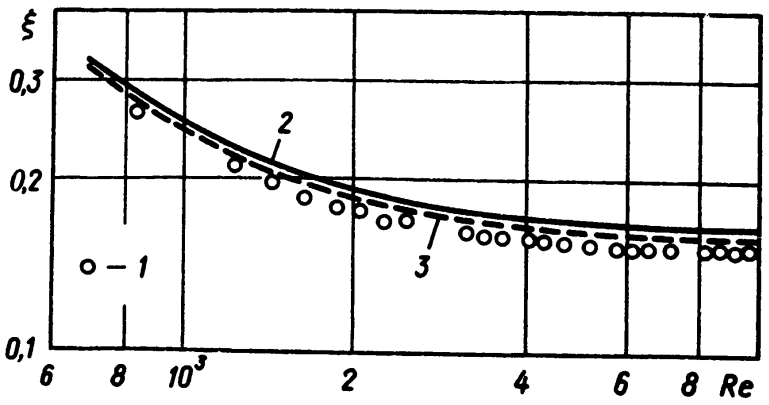


Рис. 3.31. Сравнение экспериментальной зависимости $\xi = f(\mathrm{Re})$ (*1*) для плоских прямоугольных каналов рассеченных поверхностей с расчетными зависимостями, полученными при использовании методов Кэйса (*2*) и Идельчика (*3*)

В результате обобщения опытных данных по теплоотдаче и сопротивлению в каналах рассеченных поверхностей в потоке воздуха получены эмпирические зависимости с указанными относительными погрешностями в доверительном интервале 0,997.

Для треугольных каналов с геометрическими параметрами согласно табл. 3.6 в диапазоне $Re = 1{,}2 \cdot 10^3 - 10^4$ теплоотдача и коэффициент общих потерь давления определяются по зависимостям:

$$Nu = 0{,}0116(\delta/d_e)^{-0,1}(l/d_e)^{0,48}Re^{0,85(l/d_e)^{-0,1}} \pm 10\%, \quad (3.53)$$

$$\xi = 22{,}6(\delta/d_e)^{0,33}(l/d_e)^{-0,87}Re^{-0,73(\delta/d_e)^{0,1}(l/d_e)^{-0,25}} \pm 15\%. \quad (3.54)$$

Для плоских прямоугольных каналов с геометрическими параметрами по табл. 3.7 в диапазоне $Re = 5 \cdot 10^2 - 10^4$ теплоотдача определяется по зависимостям:

при $Re \leqslant Re_1^*$ –

$$Nu = 4{,}37 \cdot 10^{-4}(\delta/d_e)^{-2,6}(l/d_e)^{-0,15}Re^{2,2(\delta/d_e)^{0,55}(l/d_e)^{-0,02}} \pm$$

$$\pm 7\%. \quad (3.55)$$

при $Re \geqslant Re_1^*$ –

$$Nu = 7{,}23 \cdot 10^{-3}(\delta/d_e)^{-1,6}(l/d_e)^{-0,9}Re^{1,2(\delta/d_e)^{0,34}(l/d_e)^{0,15}} \pm 10\%, \quad (3.56)$$

где

$$Re_1^* = 3960(\delta/d_e)^{0,25}(l/d_e)^{0,42}, \quad (3.57)$$

а коэффициент потерь давления в канале – по зависимостям:

при $Re \leqslant Re_2^*$ –

$$\zeta = 1{,}05(\delta/d_e)^{-1,05}(l/d_e)^{-0,217}Re^{-0,277(\delta/d_e)^{-0,285}(l/d_e)^{0,064}} \pm$$

$$\pm 10\%, \quad (3.58)$$

при $Re \geqslant Re_2^*$ –

$$\zeta = 0{,}131(\delta/d_e)^{-0,44}(l/d_e)^{-0,234}Re^{-0,0042(\delta/d_e)^{-1,25}(l/d_e)^{0,39}} \pm$$

$$\pm 12\%, \quad (3.59)$$

где

$$Re_2^* = 448(\delta/d_e)^{-0,653}(l/d_e)^{0,09}. \quad (3.60)$$

Треугольные каналы поверхностей с турбулизаторами

Конструкция треугольных каналов поверхностей с выступами и канавками в виде четырехугольных пирамид (поверхность периодического дросселирования) представлена на рис. 3.32, а их геометрические характеристики – в табл. 3.8 [105, 106, 108–110]. Диапазоны измене-

Рис. 3.32. Конструкция треугольных каналов поверхностей с поперечными выступами и канавками (поверхность периодического дросселирования)

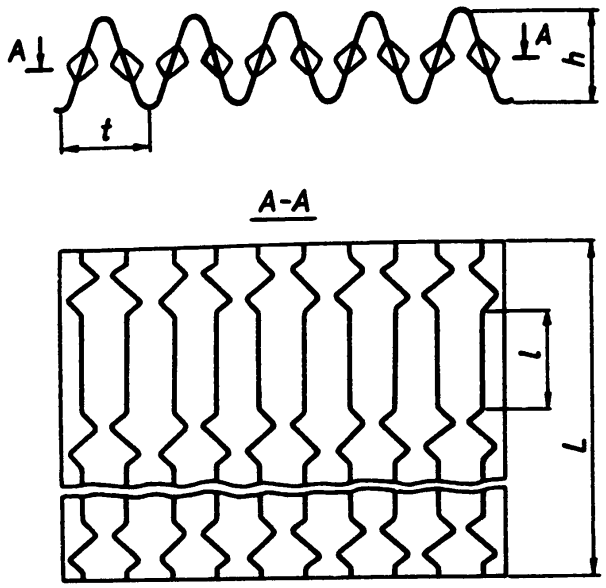


Таблица 3.8. Геометрические характеристики треугольных каналов поверхностей с поперечными выступами и канавками

№ поверхности	d_e^*, мм	$П^*$, мм	F^*, мм^2	l, мм	d_e^*/d_e	l/d_e
1	3,01	19,06	14,34	0,8	0,912	0,24
2	„	„	„	5,0	„	1,52
3	„	„	„	10,0	„	3,03
4	„	„	„	15,0	„	4,55
5	2,75	19,13	13,16	0,8	0,833	0,24
6	„	„	„	5,0	„	1,52
7	„	„	„	10,0	„	3,03
8	„	„	„	15,0	„	4,55
9	2,63	18,99	12,49	0,8	0,797	0,24
10	„	„	„	5,0	„	1,52
11	„	„	„	10,0	„	3,03
12	„	„	„	15,0	„	4,55
13	2,27	19,00	10,80	0,8	0,687	0,24
14	„	„	„	5,0	„	1,52
15	„	„	„	10,0	„	3,03
16	„	„	„	15,0	„	4,55
17	–	–	–	78,0	–	23,64

Примечания: 1. Все каналы поверхностей изготовлены из ленты алюминиевого сплава АМцМ толщиной δ = 0,15 мм.

2. Не указанные в таблице геометрические характеристики всех поверхностей были одинаковы: d_e = 3,3 мм, h = 7,0 мм, t = 4,6 мм, $П$ = 18,75 мм, F = 15,52 мм^2, L/d_e = 23,6, k_F = 0,944, k_F^* = 0,64, Ω = 1140 м^2/м^3, Ω^* = 773 м^2/м^3.

3. Параметры d_e^*, $П^*$, F^* – это d_e, $П$, F в самом узком сечении канала.

4. Поверхность № 17 гладкоканальная.

ния значений размеров и взаимного расположения турбулизаторов в указанных конструкциях каналов выбраны на основе предварительного анализа турбулентных характеристик потока в гладких каналах и при отрывных течениях.

Треугольные каналы поверхностей с трехмерными выступами и канавками изготовлялись на 16 наборных одноручьевых плоских штампах штамповкой по ручью. Такая технология изготовления, наряду с тщательным контролем при изготовлении наборных пуансонов и матриц штампов, обеспечивала надежную воспроизводимость и идентичность размеров каналов и турбулизаторов для каждого типоразмера каналов. В то же время не удалось технологически выполнить подобными формы выступов и канавок у всех 16 типоразмеров этих каналов в диапазоне изменения параметра d_e^*/d_e = 0,687–0,912.

Поэтому не удалось получить обобщающие теплогидравлические зависимости для всех 16 типоразмеров каналов. Теплогидравлические характеристики вида Nu = f(Re), ξ = f(Re) и ζ = f(Re), представленные ниже в табл. 3.9, определены для каждого типоразмера конструкции каналов отдельно. При определении зависимостей ζ от Re учет потерь на входе и выходе сделан по методу Идельчика.

На рис. 3.33*а* представлены характерные экспериментальные зависимости Nu/Nu_0 и ξ/ξ_0 от l/d_e при Re =1700 и постоянных значениях высоты выступов d_e^*/d_e, а на рис. 3.33*б* – зависимости Nu/Nu_0 и ξ/ξ_0 от d_e^*/d_e при том же Re = 1700 и постоянных значениях шага выступов l/d_e. Анализ этих зависимостей показывает, что с уменьшением значений параметров l/d_e и d_e^*/d_e теплоотдача и гидравлическое сопротивление увеличиваются.

Как видно из рис. 3.33 и 3.34, для всех 16 типоразмеров каналов существуют широкие области изменения параметров l/d_e, d_e^*/d_e и Re, где $Nu/Nu_0 \geqslant \xi/\xi_0$. В этих областях увеличение теплоотдачи максимально, т.е. Nu/Nu_0 = 2,15. Характер изменения зависимостей Nu/Nu_0 и ξ/ξ_0 от Re на рис. 3.34 объясняется тем, что проводится сравнение каналов с турбулизаторами и гладких каналов в различных режимах течения и теплоотдачи в них.

В каналах с турбулизаторами переходная область течения короче по Re и наступает при меньших его значениях, чем в гладких каналах. Поэтому рост Nu/Nu_0 в диапазоне Re от 400 до 1700 – следствие более раннего наступления переходного режима течения в каналах с турбулизаторами.

Примерное постоянство Nu/Nu_0 совпадает с областью переходного течения в гладком канале. Снижение Nu/Nu_0 – следствие постепенного развития турбулентности в гладких каналах и ее проникновения в угловые зоны. В этой области относительный вклад дополнительной

Таблица 3.9. **Значения постоянных коэффициентов аппроксимации теплогидравлических характеристик в треугольных каналах поверхностей с поперечными выступами и канавками**

№ поверхности	$Nu = A\,Re^m$				$\xi = B_1 Re^{-m_1}$				$\zeta = B_2 Re^{-m_2}$		
	Re	A	m	Δ_{Nu}, %	Re	B_1	m_1	Δ_ξ, %	B_2	m_2	Δ_ζ, %
1	$(2-11{,}5)\cdot10^2$	0,655	0,329	1,2	$(2-5{,}2)\cdot10^2$	2760	1,43	3,4	3206	1,46	3,4
	$(1{,}15-3)\cdot10^3$	0,011	0,908	1,0	$(5{,}2-14{,}8)\cdot10^2$	154	0,959	0,6	203	1,01	0,6
	$(3-9)\cdot10^3$	0,05	0,719	0,5	$(1{,}48-5)\cdot10^3$	1,21	0,292	0,7	1,396	0,325	0,9
					$(5-9)\cdot10^3$	0,691	0,228	0,4	0,821	0,265	0,4
2	$(2{,}3-11{,}2)\cdot10^2$	0,329	0,421	1,0	$(2{,}4-8{,}2)\cdot10^2$	1180	1,3	3,4	1534	1,35	3,6
	$(1{,}12-10)\cdot10^3$	0,0336	0,754	1,1	$(8{,}2-21)\cdot10^2$	5,46	0,495	2,9	6,94	0,54	2,9
					$(2{,}1-6{,}6)\cdot10^3$	0,745	0,24	0,6	0,866	0,275	0,6
					$(6{,}6-9{,}5)\cdot10^3$	0,174	0,0755	0,4	0,172	0,092	0,6
3	$(2{,}1-11{,}5)\cdot10^2$	0,531	0,357	3,3	$(2{,}1-5{,}6)\cdot10^2$	872	1,24	1,5	1001	1,27	1,5
	$(1{,}15-9{,}5)\cdot10^3$	0,0281	0,774	0,6	$(5{,}6-18{,}5)\cdot10^2$	104	0,9	1,5	152	0,966	1,8
					$(1{,}85-5{,}4)\cdot10^3$	2,03	0,376	2,0	2,82	0,435	2,0
					$(5{,}4-9)\cdot10^3$	0,413	0,19	0,6	1,9	0,24	0,7
4	$(2{,}7-11{,}5)\cdot10^2$	0,35	0,41	1,4	$(1{,}9-8{,}2)\cdot10^2$	970	1,24	1,5	1143	1,273	1,5
	$(1{,}15-10)\cdot10^3$	0,0273	0,769	0,9	$(8{,}2-27)\cdot10^2$	72,3	0,845	4,0	121	0,93	4,0
					$(2{,}7-5{,}8)\cdot10^3$	1,31	0,331	0,8	1,83	0,392	0,8
					$(5{,}8-9)\cdot10^3$	0,293	0.158	0,4	0,318	0,19	0,5
5	$(1{,}6-8)\cdot10^2$	0,276	0,475	1,6	$(1{,}6-4{,}8)\cdot10^2$	14200	1,68	0,6	16155	1,71	0,7
	$(8-16)\cdot10^2$	0,013	0,938	0,5	$(4{,}8-12)\cdot10^2$	9,26	0,512	9,6	10,33	0,535	9,7
	$(1{,}6-8)\cdot10^3$	0,106	0,658	1,4	$(1{,}2-3)\cdot10^3$	2,54	0,324	1,4	2,8	0,345	1,5
					$(3-8)\cdot10^3$	0,428	0,104	0,8	0,424	0,112	0,8

Продолжение табл. 3.9

№ поверхности	$Nu = A\,Re^m$				$\xi = B_1 Re^{-m_1}$				$\zeta = B_2 Re^{-m_2}$		
	Re	A	m	Δ_{Nu}, %	Re	B_1	m_1	Δ_ξ, %	B_2	m_2	Δ_ζ, %
6	$(2,5-7,5)\cdot10^2$	0,392	0,425	1,1	$(2,5-9,6)\cdot10^2$	443	1,09	4,1	516	1,12	4,1
	$(7,5-100)\cdot10^2$	0,0664	0,697	0,8	$(9,6-17,6)\cdot10^2$	9,28	0,533	0,7	11,3	0,57	0,7
					$(1,76-4)\cdot10^3$	2,08	0,335	1,0	2,46	0,368	1,2
					$(4-9,3)\cdot10^3$	0,374	0,128	0,7	0,38	0,143	0,9
7	$(1,65-8,3)\cdot10^2$	0,427	0,399	1,3	$(2,8-9,2)\cdot10^2$	945	1,25	2,5	1234	1,3	2,6
	$(8,3-95)\cdot10^2$	0,0706	0,668	0,6	$(9,2-16,5)\cdot10^2$	6,39	0,515	2,3	8,09	0,56	2,3
					$(1,65-5,2)\cdot10^3$	0,93	0,254	1,8	1,06	0,285	2,0
					$(5,2-9,3)\cdot10^3$	0,307	0,126	0,5	0,316	0,145	0,5
8	$(1,65-7)\cdot10^2$	0,374	0,415	0,5	$(1,68-8)\cdot10^2$	3870	1,47	3,7	4676	1,51	4,0
	$(7-95)\cdot10^2$	0,0555	0,702	0,6	$(8-22)\cdot10^2$	10,4	0,569	2,9	14,1	0,623	3,3
					$(2,2-5,2)\cdot10^3$	1,55	0,324	1,0	1,94	0,367	1,2
					$(5,2-9,4)\cdot10^3$	0,252	0,113	0,3	0,256	0,132	0,4
9	$(1,8-6,6)\cdot10^2$	0,272	0,477	0,2	$(1,8-7)\cdot10^2$	1470	1,26	2,4	1620	1,28	2,4
	$(6,6-12,5)\cdot10^2$	0,00643	1,05	0,2	$(7-25)\cdot10^2$	4,54	0,362	1,5	4,86	0,377	1,5
	$(1,25-7)\cdot10^3$	0,0635	0,74	1,2	$(2,5-7)\cdot10^3$	0,43	0,056	0,4	0,416	0,592	1,1
10	$(2,5-6,8)\cdot10^2$	0,268	0,5	0,2	$(2,5-7,9)\cdot10^2$	561	1,15	4,9	562	1,18	5,0
	$(6,8-19)\cdot10^2$	0,0515	0,754	0,7	$(7,9-46)\cdot10^2$	1,57	0,257	2,8	1,666	0,273	2,8
	$(1,9-9)\cdot10^3$	0,097	0,669	0,6	$(4,6-9)\cdot10^3$	0,345	0,076	0,6	0,337	0,817	0,6
11	$(1,9-6,3)\cdot10^2$	0,236	0,508	0,3	$(1,9-5,1)\cdot10^2$	2120	1,36	0,4	2374	1,38	0,4
	$(6,3-85)\cdot10^2$	0,0624	0,71	1,0	$(5,1-16,7)\cdot10^2$	45,9	0,747	2,2	56,4	0,785	2,2
					$(1,67-4,3)\cdot10^3$	1,56	0,289	1,2	1,756	0,315	1,2
					$(4,3-8)\cdot10^3$	0,351	0,112	0,5	0,35	0,124	0,5

12	$(2,3-12,8)\cdot10^2$	0,195	0,523	2,1	$(2,3-9,7)\cdot10^2$	791	1,2	3,1	962	1,24	3,3
	$(1,28-9)\cdot10^3$	0,0541	0,705	1,1	$(9,7-21,5)\cdot10^2$	21,8	0,659	2,9	29,4	0,71	2,9
					$(2,15-6)\cdot10^3$	0,914	0,245	0,5	1,034	0,274	0,5
					$(6-9)\cdot10^3$	0,17	0,051	0,4	0,159	0,058	0,4
13	$(1,6-6,8)\cdot10^2$	0,204	0,538	1,1	$(1,6-7)\cdot10^2$	1030	1,22	5,3	1145	1,24	5,4
	$(6,8-13,2)\cdot10^2$	0,00496	1,11	1,1	$(7-60)\cdot10^2$	0,595	0,064	1,8	0,584	0,066	1,8
	$(1,32-6)\cdot10^3$	0,0989	0,693	0,9							
14	$(2,5-6,2)\cdot10^2$	0,122	0,635	0,8	$(2,5-6,1)\cdot10^2$	992	1,21	2,5	1095	1,23	2,7
	$(6,2-70)\cdot10^2$	0,0759	0,714	0,8	$(6,1-12,7)\cdot10^2$	19,3	0,582	2,3	21,5	0,603	2,5
					$(1,27-2,8)\cdot10^3$	2,55	0,278	1,5	2,67	0,29	1,6
					$(2,8-7)\cdot10^3$	0,469	0,065	1,0	0,46	0,068	1,8
15	$(1,6-7,2)\cdot10^2$	0,195	0,536	1,4	$(2,6-10,5)\cdot10^2$	339	1,06	2,2	408	1,096	2,2
	$(7,2-80)\cdot10^2$	0,0664	0,702	0,4	$(1,05-2,1)\cdot10^3$	8,75	0,508	1,1	10,37	0,54	1,3
					$(2,1-4,6)\cdot10^3$	0,394	0,103	0,6	0,388	0,111	0,6
					$(4,6-8)\cdot10^3$	0,136	0,021	0,3	0,123	0,024	0,5
16	$(1,5-6,2)\cdot10^2$	0,251	0,493	1,3	$(2,2-10,5)\cdot10^2$	949	1,21	5,5	1135	1,245	5,5
	$(6,2-80)\cdot10^2$	0,0584	0,715	0,7	$(1,05-1,7)\cdot10^3$	205	0,933	0,6	284	0,986	0,6
					$(1,7-3,9)\cdot10^3$	1,48	0,271	0,2	1,63	0,293	0,4
					$(3,9-8)\cdot10^3$	0,258	0,06	0,5	0,248	0,656	0,6
17	$(1,9-16)\cdot10^2$	0,724	0,299	0,9	$(1,9-11,8)\cdot10^2$	1890	1,36	2,2	2518	1,416	2,2
	$(1,6-5)\cdot10^3$	0,0446	0,674	1,8	$(1,18-3,9)\cdot10^3$	35,5	0,772	2,6	40,9	0,819	2,6
	$(5-10)\cdot10^3$	0,0048	0,938	1,3	$(3,9-6,5)\cdot10^3$	1,74	0,397	0,7	3,59	0,51	0,8
					$(6,5-9,8)\cdot10^3$	0,194	0,144	0,5	0,233	0,19	0,5

турбулизации потока уменьшается, что подтверждается замедлением роста и даже стабилизацией ξ/ξ_0.

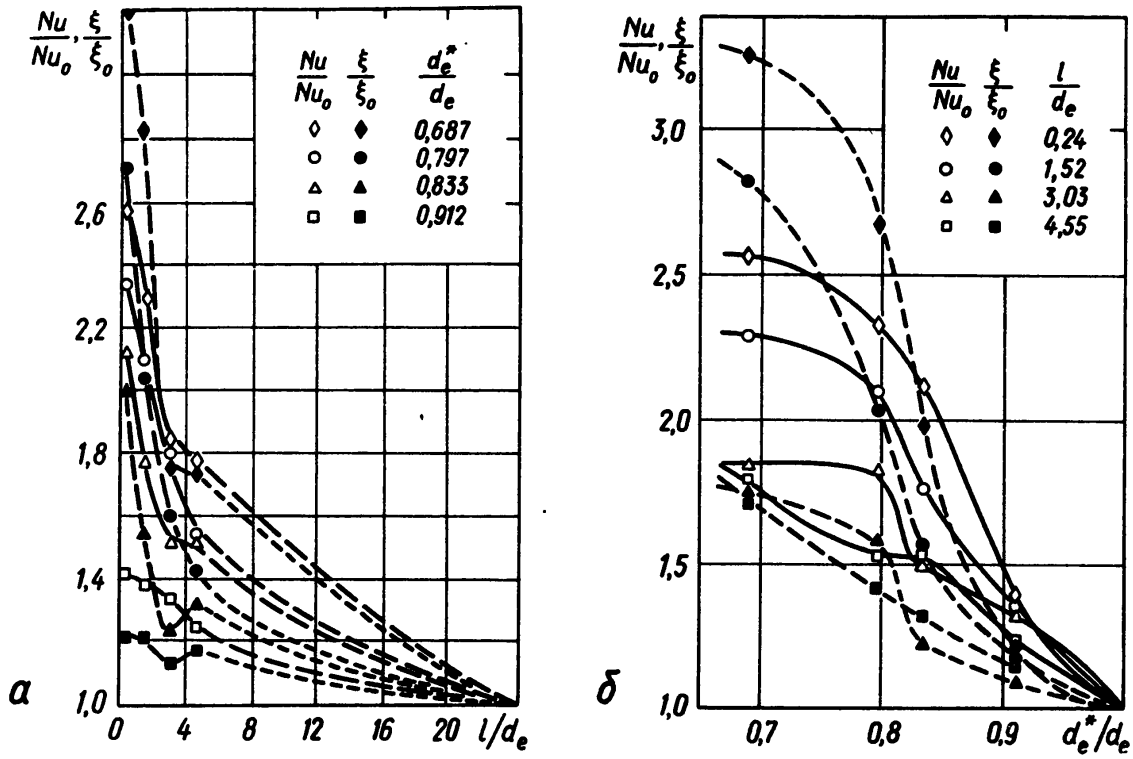


Рис. 3.33. Зависимости Nu/Nu_0 и ξ/ξ_0 от l/d_e *(а)* и d_e^*/d_e *(б)* для треугольных каналов поверхностей с поперечными выступами и канавками (табл. 3.8) при $Re = 1{,}7 \cdot 10^3$

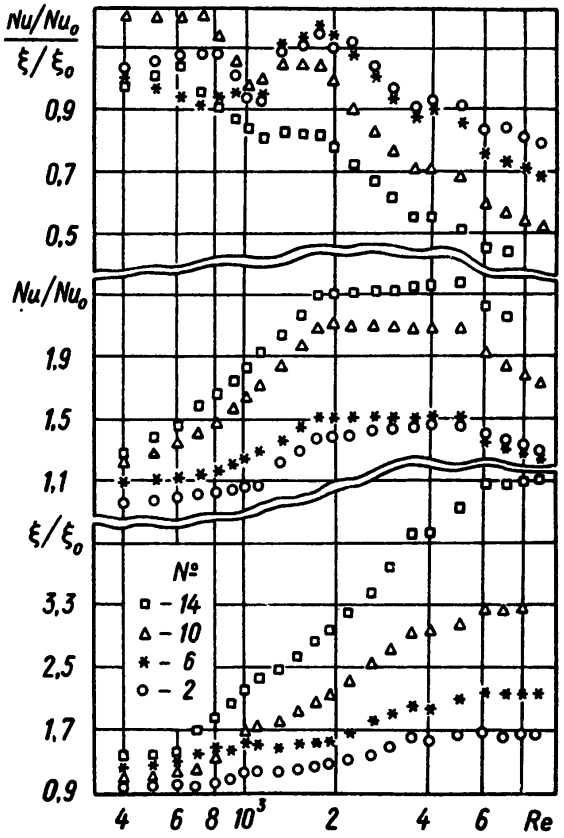


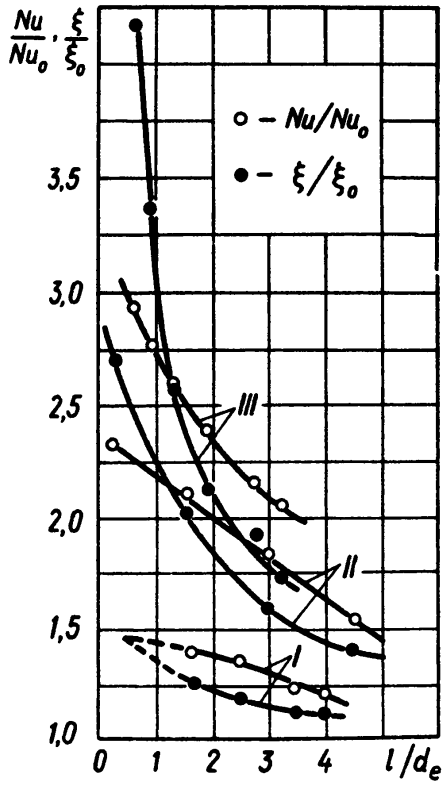
Рис. 3.34. Эффективность интенсификации теплообмена в треугольных каналах поверхностей с трехмерными выступами и канавками (номера соответствуют номерам поверхностей в табл. 3.8)

Разработка и создание новых типов поверхностей теплообменников

Результаты исследований, представленные в разд. 3.3 [110–112, 115], показывают, что во всех исследованных каналах различных поверхностей есть области параметров, где $Nu/Nu_0 \geqslant \xi/\xi_0$ (рис. 3.35). Анализ рис. 3.35 позволяет сделать следующие выводы:

1. При $Nu/Nu_0 \geqslant \xi/\xi_0$ значения Nu/Nu_0 возрастают с увеличением щелевидности сечения каналов, характеризующейся параметром h/t. При всех прочих равных условиях значения Re уменьшаются с увеличением длины L сравниваемых гладких каналов. В рассматриваемых случаях интенсивность теплоотдачи характеризуется экспериментально полученными значениями $Nu/Nu_0 \leqslant 2{,}88$ ($Nu/Nu_0 = 2{,}88$ получено в круглых трубах с плавно очерченными поперечными выступами и канавками).

2. При $Nu/Nu_0 = \xi/\xi_0$ в каналах различного поперечного сечения экспериментально получены максимальные значения увеличения теплоотдачи и соответствующие им значения Re. Для треугольных каналов рассеченных поверхностей с $h/t = 1{,}1$ получено $Nu/Nu_0 = 1{,}5$ при $Re = 1250$ ($L/d_e = 20, 1$); для треугольных каналов поверхностей с турбулизаторами с $h/t = 1{,}5$ – $Nu/Nu_0 = 2{,}15$ при $Re = 1700$ ($L/d_e = 23{,}6$); для плоских прямоугольных каналов рассеченных поверхностей с $h/t = 6{,}2$ – $Nu/Nu_0 = 2{,}6$ при $Re = 2400$ ($L/d_e = 19{,}4$); для круглых накатанных труб – $Nu/Nu_0 = 2{,}88$ при $Re = 2000$ ($L/d_e = 120$).



	h/t	δ/dₑ	L/dₑ	Re
I	1,1	0,0287	20,1	$1{,}25 \cdot 10^3$
II	1,5	$0{,}8(d_e^*/d_e)$	23,6	$1{,}7 \cdot 10^3$
III	6,2	0,078	19,4	$2{,}4 \cdot 10^3$

Рис. 3.35. Оценка теплогидравлической эффективности интенсификации теплообмена в различных каналах разных поверхностей. I — треугольные каналы рассеченных поверхностей, II — треугольные каналы поверхностей с трехмерными поперечными выступами и канавками, III — плоские прямоугольные каналы рассеченных поверхностей

При определенных Re в начальных участках длинных каналов может иметь место периодическая смена ламинарных и турбулентных пробок, а в конце каналов – турбулентное течение. Каждому типу сечения канала в этих режимах соответствуют определенные значения Re и длины. Турбулизация в переходном режиме особенно эффективна, так как ускоряет переход к турбулентному течению.

Выявленная закономерность увеличения интенсивности теплообмена позволяет прогнозировать теплогидравлические характеристики новых конструкций некруглых каналов поверхностей с турбулизаторами пристенного слоя потока теплоносителя без проведения их предварительных исследований.

Это обеспечивается интерполяцией ранее полученных реперных теплогидравлических характеристик различных каналов с турбулизаторами, представленных в разд. 3.3, на промежуточные типы сечений новых конструкций каналов с турбулизаторами пристенного слоя потока. С помощью такого подхода нами без проведения предварительных экспериментальных исследований были разработаны и созданы различные оригинальные конструкции рассеченных поверхностей и поверхностей периодического дросселирования для различных теплообменников сельхозмашин и летательных аппаратов. Положительные результаты проведенных испытаний этих теплообменников в различных организациях убедительно подтвердили правомерность такого подхода.

На рис. 3.36 представлена новая конструкция треугольного канала с плавно сопряженными двухмерными поперечными выступами и ка-

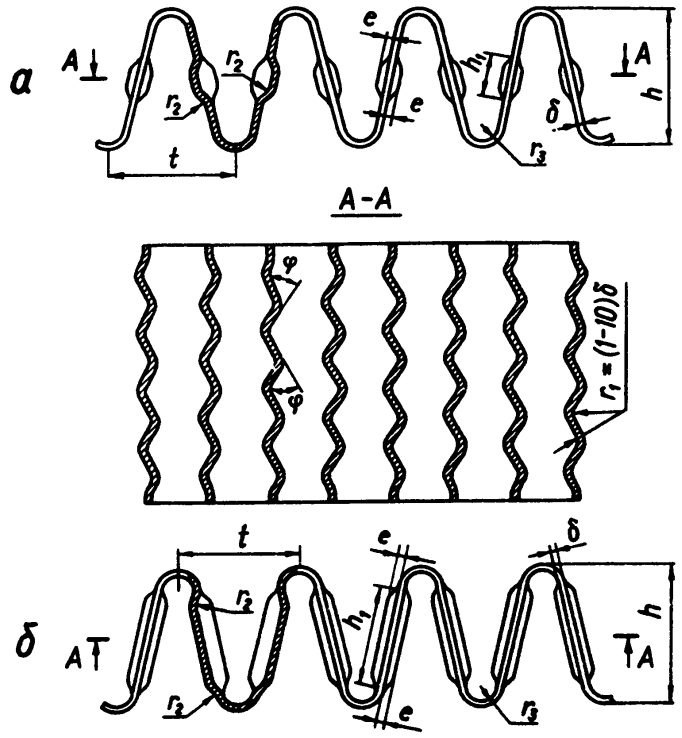


Рис. 3.36. Треугольные каналы поверхностей с непрерывно сопряженными двухмерными выступами и канавками. *а*, *б* – различные варианты конструктивного выполнения

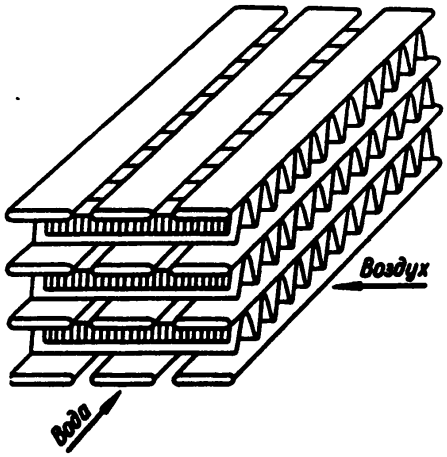


Рис. 3.37. Конструкция трубчато-ленточного водяного радиатора периодического дросселирования

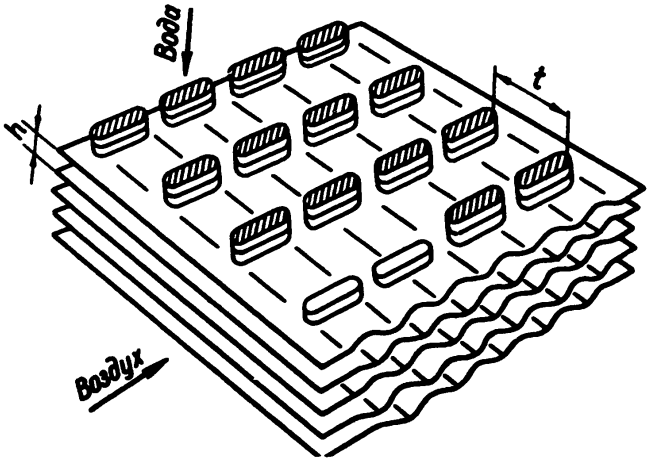


Рис. 3.38. Прямоугольные каналы поверхностей с двухмерными непрерывно сопряженными выступами и канавками в конструкции трубчато-пластинчатого водяного радиатора

навками. Такая конструкция поверхности используется в воздушной полости трубчато-ленточной конструкции водяных радиаторов для тракторов (рис. 3.37). Замена в этом треугольном канале трехмерных выступов и канавок на двухмерные [110–112, 115] позволила при одинаковых значениях d_e^*/d_e приблизить турбулизаторы к угловым зонам каналов и интенсифицировать в них теплообмен. В результате при больших значениях компактности поверхности Ω и одинаковых значениях Re выполнение условия $Nu/Nu_0 \geqslant \xi/\xi_0$ в каналах с двухмерными выступами и канавками происходит при больших значениях Nu/Nu_0. Они оказались и более технологичными.

На рис. 3.38 представлена новая конструкция прямоугольных каналов с плавно сопряженными двухмерными выступами и канавками. Эта конструкция поверхности используется в воздушной полости трубчато-пластинчатого водяного радиатора периодического дросселирования для тракторов и комбайнов [110–112, 115].

Для массового производства охлаждающих пластин периодического дросселирования трубчато-пластинчатых водяных радиаторов в Московском научно-производственном объединении „НАТИ" были разработаны и изготовлены одноручьевой плоский штамп с пошаговой передвижкой матричных и пуансонных плит за каждый рабочий ход штампа на половину расстояния между смежными поперечными выступами, а также двухручьевой роторный штамп [112].

Для опытного и массового производства треугольных каналов с двухмерными турбулизаторами были изготовлены соответственно одноручьевой наборный плоский штамп и наборный многоручьевой роторный штамп [112].

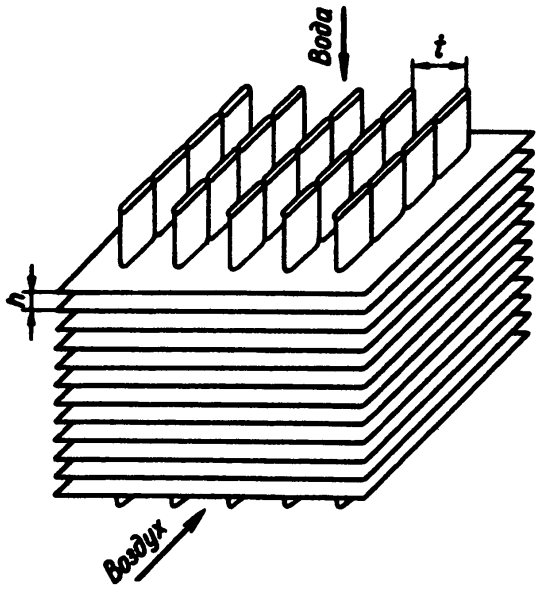


Рис. 3.39. Серийный тип конструкции водяного радиатора для тракторов и комбайнов

Результаты сравнительных испытании водяных радиаторов с поверхностями периодического дросселирования (рис. 3.37 и 3.38) и соответствующего серийного типа конструкции (рис. 3.39) на закапотированных моторных стендах тракторов и комбайнов, а также их массогабаритные параметры представлены в табл. 3.10 [110–112]. Анализ этих результатов показывает, что габариты и масса сердцевин радиаторов периодического дросселирования в 1,5–2,0 раза меньше по сравнению с серийными при всех прочих равных условиях, а в некоторых случаях и при большей теплорассеивающей способности и меньших гидравлических сопротивлениях.

Как показали результаты проведенных многолетних сравнительных эксплуатационных испытаний на сельхозмашинах, стойкость радиаторов периодического дросселирования к засорению взвешенными в воздухе пожнивными остатками и пылью в 3–5 раз выше, чем серийных радиаторов. Это объясняется тем, что взвешенные в воздухе частицы, попав в зону пристенных вихрей, раскручиваются. В результате воздействия на эти частицы центробежных сил они не могут осесть на стенки каналов и выносятся в ядро потока, откуда потоком воздуха выбрасываются из каналов радиатора. Это повышает надежность и производительность сельхозмашин.

На основе рассмотренного подхода были разработаны оригинальные конструкции треугольных (рис. 3.40) и прямоугольных (рис. 3.41) каналов с двухмерными выступами и канавками, разделенными гладкими участками, различные типы конструкций треугольных каналов с отсосом и вдувом потока теплоносителя через щели на вершинах выступов и впадин (рис. 3.42), а также конструкции рассеченных каналов изогнутого треугольного (рис. 3.43) и сложного треугольного (рис. 3.44) профилей.

Таблица 3.10. **Результаты сравнительных испытаний водяных радиаторов периодического дросселирования и серийных конструкций на закапотированных моторных стендах машин**

Тип машины	Тип конструкции радиатора	h, мм	t, мм	$\frac{d_e^*}{d_e}$	n	M, кг	N, кВт	g, г/(кВт·ч)	Температура, °С				
									воздух	вода		масло	
									T_f	T_{in}	T_{out}	T_{in}	T_{out}
Т-150К	ТП С	5	15	1	6	23,6	122,8	250,9	35	99,8	96,5	113	–
	ТЛ ПД	„	„	0,85	3	16,2	„	251,6	„	96,8	92,5	109	–
МТЗ-80/82	ТП С	3,5	10	1	4	12,6	58,5	242,8	„	91,5	86,5	94	78,5
	ТЛ ПД	3,6	15	0,77	2	6,6	57,8	245,6	„	92,5	86,6	95	80
Д1-75/75М	ТП С	4	„	1	3	11,7	64,7	248,9	„	88	85	92	83
	ТЛ ПД	5,5	„	0,87	2	8,9	65,4	250,2	„	87	84	„	84
Т-150К	ТП С	5	„	1	6	23,6	125	251,6	„	95,5	91,5	105,5	–
	ТП ПД	5,5	„	0,8	4	17,9	„	„	„	95,7	„	106	–
МТЗ-80/82	ТП С	3,5	10	1	„	12,6	57,2	253,1	„	90,5	86	94	80
	ТП ПД	3	15	0,8	3	9	„	252,4	„	91	86,5	„	„
СК-6 („Колос")	ТП С	5	15	1	6	23,6	114	246,2	40	97,3	93	102	–
	ТП ПД	5,5	„	0,87	4	17,9	„	„	„	96,3	92	103	–
СК-5 („Нива")	ТП С	5	„	1	5	20	91,9	238	„	90	87	102	90
	ТП ПД	6	„	0,89	4	17	„	„	„	„	„	103	92

Примечания: 1. Обозначения: n – число рядов водяных трубок, M – масса сердцевины радиатора, N – мощность, g – удельный расход топлива.

2. Тип конструкции радиатора: ТП – трубчато-пластинчатый, ТЛ – трубчато-ленточный, С – серийный, ПД – периодического дросселирования.

3. Общие геомстрические параметры: сечение водяной плоскоовальной трубки 18х3х0,15 мм, толщина охлаждающей пластины 0,1 мм, шаг трубок по глубине радиатора 23 мм.

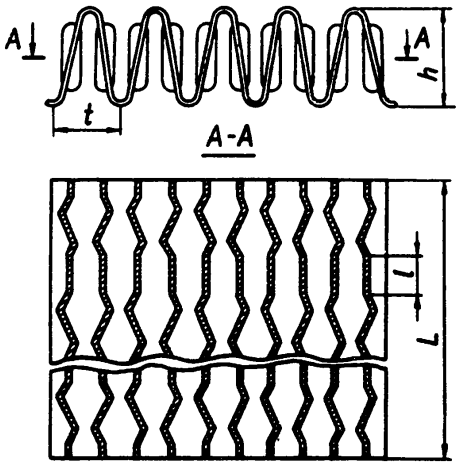


Рис. 3.40. Треугольные каналы поверхностей с двухмерными попарно сопряженными выступами и канавками, разделенными гладкими участками

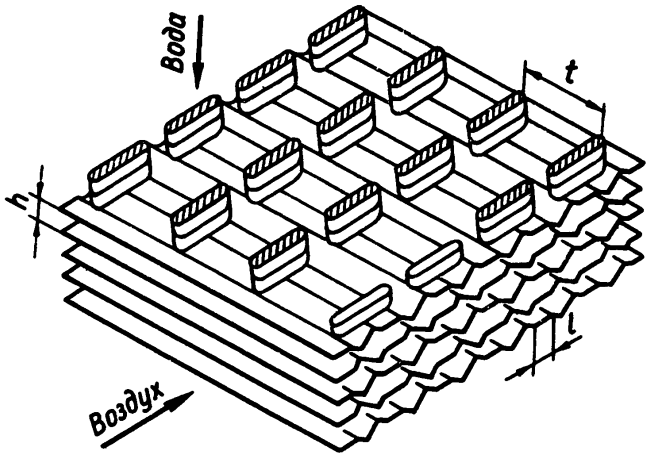


Рис. 3.41. Прямоугольные каналы поверхностей с двухмерными попарно сопряженными выступами и канавками в конструкции трубчато-пластинчатого водяного радиатора

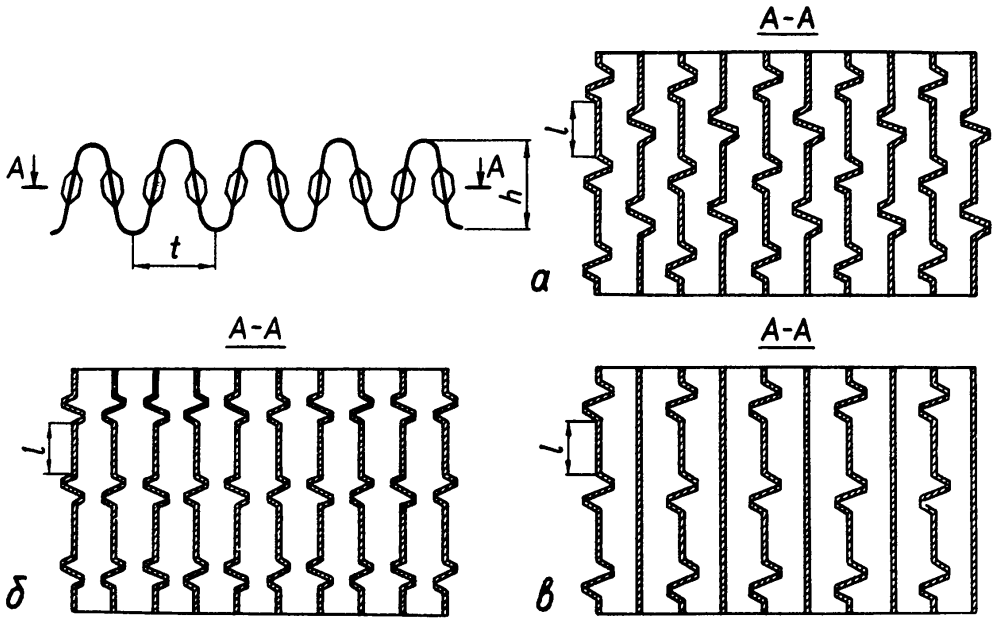


Рис. 3.42. Треугольные каналы поверхностей с двухмерными выступами и канавками, разделенными гладкими участками, с отсосом и вдувом потока через щели на вершинах выступов и впадин. *а, б, в* – различные варианты конструктивного выполнения

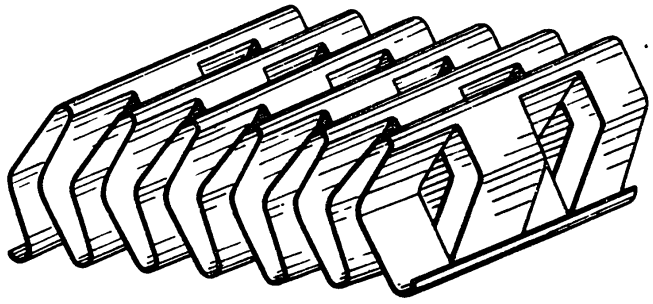


Рис. 3.43. Каналы изогнутого треугольного профиля рассеченной поверхности

Разработаны и созданы воздухо-воздушные пластинчато-ребристые теплообменники, паянные из латунно-медных сплавов, для опытно-промышленной партии тракторных кондиционеров крышного и радиаторного вариантов компоновки на базе воздушной холодильной машины. По полости продувочного воздуха в них использована поверхность периодического дросселирования (рис. 3.40), а по полости кондиционируемого воздуха – рассеченная поверхность (рис. 3.44). Положительные результаты стендовых и эксплуатационных испытаний этих теплообменников в составе кондиционера на тракторе [110–112] также подтвердили достоверность принятого определения теплогидравлических характеристик для новых конструкций каналов без проведения их предварительных исследований. При этом, как показали результаты конструкторского расчета и испытаний этих теплообменников, их габариты и масса в 1,5 раза меньше, чем при использовании широко распространенного американского типа конструкции треугольных каналов жалюзийной поверхности (рис. 3.45).

Технология изготовления новых конструкций треугольных и прямоугольных каналов с различным расположением поперечных выступов и канавок идентична ранее рассмотренной для подобного типа конструкций каналов.

Для серийного производства каналов сложного треугольного профиля рассеченных поверхностей (рис. 3.44) в Московском научно-производственном объединении „НАТИ" разработана конструкция и создан автоматический станок [112], реализующий новый способ изготовления рассеченных поверхностей. Он позволяет исключить

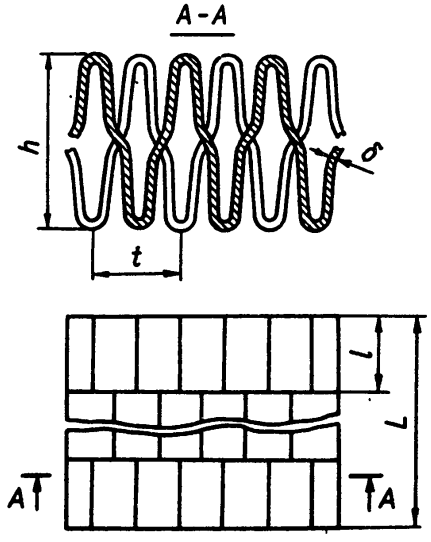


Рис. 3.44. Каналы сложного треугольного профиля рассеченной поверхности

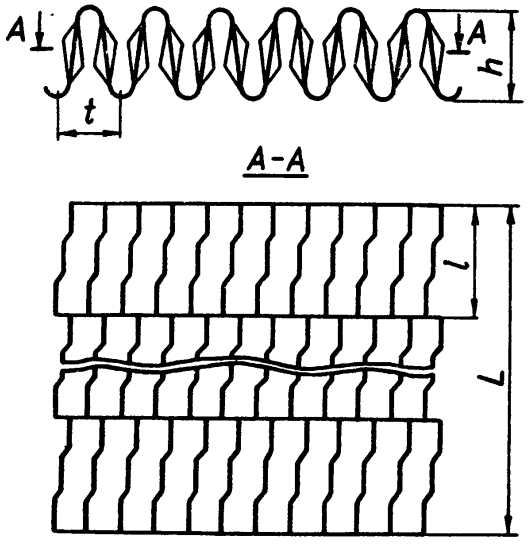


Рис. 3.45. Треугольные каналы жалюзийной поверхности (США)

заусенцы и загибы на кромках ребер множества коротких каналов рассеченных поверхностей независимо от марки исходного листового материала (алюминий, медь, латунь, нержавеющая или углеродистая сталь и др.). Кроме того, в несколько раз повышается долговечность рабочего инструмента до его перезаточки по сравнению с традиционным технологическим способом.

При традиционных способах изготовления треугольных и прямоугольных каналов рассеченных и жалюзийных поверхностей всегда используется процесс резки исходного листового материала с одновременной или последующей штамповкой треугольных или прямоугольных каналов. В процессе работы рабочий инструмент постоянно затупляется, а на острых кромках ребер непрерывно появляются и увеличиваются в размерах заусенцы и загибы. Это обусловливает изменение теплогидравлических характеристик каналов и нарушает их воспроизводимость, что снижает точность конструкторского расчета и качество изготавливаемых теплообменников.

По разработанному способу при изготовлении рассеченных поверхностей вместо процесса резки использован процесс разрыва исходного листового материала, зажатого между прямолинейными образующими множества плоских зубьев гребенки (рабочего инструмента) и плоскими прижимами, с одновременной штамповкой коротких рассеченных каналов сложного треугольного профиля. Изменение высоты h и шага t изготавливаемых каналов рассеченных поверхностей обеспечивается несложной и быстрой регулировкой станка, а не заменой его рабочего инструмента. Это дает высокую воспроизводимость теплогидравлических характеристик наиболее эффективных рассеченных каналов. Созданный станок можно использовать для гибкого автоматизированного производства пластинчато-ребристых поверхностей.

Проведены экспериментальное исследование и сопоставление теплогидравлических характеристик каналов сложного треугольного профиля рассеченной поверхности (рис. 3.44) и широко распространенной американской конструкции треугольных каналов жалюзийной поверхности (рис. 3.45) [107, 113, 114]. Их геометрические параметры представлены в табл. 3.11.

Таблица 3.11. **Геометрические параметры треугольных каналов жалюзийной поверхности (№ 1) и каналов сложного треугольного профиля рассеченной поверхности (№ 2)**

№	d_e	h	t	П	F, мм^2	$\frac{\delta}{d_e}$	$\frac{h}{t}$	$\frac{l'}{d_e}$	$\frac{L}{d_e}$	k_F	Ω, м^2/м^3
	мм										
1	3,30	7,0	4,60	18,75	15,52	0,045	1,52	2,91	23,6	0,94	1140
2	2,87	„	4,44	19,73	14,27	0,035	1,58	1,05	54,4	0,91	1281

Примечание: каналы поверхностей изготовлены из алюминия.

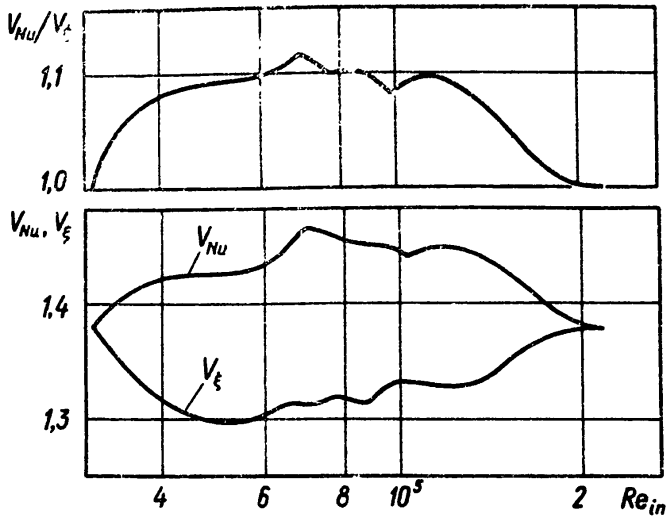


Рис. 3.46. Сравнение теплогидравлической эффективности треугольных каналов жалюзийной поверхности (индекс 1) и каналов сложного треугольного профиля рассеченной поверхности (индекс 2).

$$V_\xi = \frac{V_1}{V_2} = \frac{(\xi_2)_{Re_2}}{(\xi_1)_{Re_1}} \left(\frac{k_{F1}}{k_{F2}}\right)^2 \frac{d_{e1}}{d_{e2}},$$

$$V_{Nu} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{(Nu_2)_{Re_2}}{(Nu_1)_{Re_1}} \frac{\eta_2}{\eta_1} \frac{d_{e1}}{d_{e2}} \frac{\Omega_2}{\Omega_1},$$

$$\frac{V_{Nu}}{V_\xi} = \frac{(Nu_2/\xi_2)_{Re_2}}{(Nu_1/\xi_1)_{Re_1}} \frac{\eta_2}{\eta_1} \frac{\Omega_2}{\Omega_1} \left(\frac{k_{F2}}{k_{F1}}\right)^2$$

Сравнительное экспериментальное исследование поверхностей этих конструкций проведено на идентичных конструкциях водовоздушных теплообменников. При обобщении данных получены следующие теплогидравлические зависимости:

для каналов рассеченной поверхности в диапазоне Re = 800–7000:

$$Nu = 0{,}08Re^{0,7}, \quad (3.61)$$

$$\xi = 1{,}59Re^{-0,27}, \quad (3.62)$$

для каналов жалюзийной поверхности по теплоотдаче:

при Re = 260– 1600 –

$$Nu = 0{,}47Re^{0,43}, \quad (3.63)$$

при Re = 1600–7500 –

$$Nu = 0{,}12Re^{0,61} \quad (3.64)$$

и по гидравлическому сопротивлению:

при Re = 260–1000 –

$$\xi = 182Re^{-0,96}, \quad (3.65)$$

при Re = 1000–3500 –

$$\xi = 6{,}77Re^{-0,48}, \quad (3.66)$$

при Re = 3500–7500 –

$$\xi = 1{,}16Re^{-0,27}. \quad (3.67)$$

Анализ этих результатов (рис. 3.46) показал, что рассеченные каналы сложного треугольного профиля во всем исследованном диапазоне Re при всех прочих равных условиях обеспечивают уменьшение габаритов и массы сердцевины теплообменника в 1,4–1,5 раза при равных или меньших на 10% гидравлических сопротивлениях по сравнению с треугольными жалюзийными каналами.

ГЛАВА 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СТРУКТУРЫ ПОТОКА, ТЕПЛООБМЕНА, ПЕРЕМЕШИВАНИЯ И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В ПУЧКАХ ТРУБ

4.1. ПРОДОЛЬНОЕ ОБТЕКАНИЕ ПУЧКОВ ТРУБ

Повышение компактности трубчатых теплообменных аппаратов достигается за счет применения тесных пучков труб (относительный шаг труб в пучке $s/D_0 \leqslant 1{,}2$) и интенсификации теплообмена [86, 129, 158, 180, 181]. Однако метод интенсификации теплообмена с помощью поперечных выступов, как правило, неприемлем для тесных пучков труб и стержней.

Эффективным методом интенсификации теплообмена в тесных пучках труб оказалось применение труб с поперечными кольцевыми канавками, образуемыми накаткой (рис. 1.10). С ростом Re на канавках сначала в широкой части ячейки, а затем и в узкой (тем позже, чем меньше s/D_1) возникают поперечные вихри, дополнительно турбулизующие пристенные слои. Это интенсифицирует теплообмен и сопровождается ростом гидравлического сопротивления.

Результаты экспериментальных исследований теплоотдачи, проведенных на газах и воде в продольно обтекаемых пучках накатанных труб с шагом $s/D_1 = 1{,}2$, обобщены следующими эмпирическими уравнениями:

при $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_1$ –

$$\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0 = 1, \tag{4.1}$$

при $\mathrm{Re}_1 < \mathrm{Re} < \mathrm{Re}_2$ –

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_0} = 1 + 0{,}6\,\frac{\lg\mathrm{Re} - \lg\mathrm{Re}_1}{\lg\mathrm{Re}_2 - \lg\mathrm{Re}_1}\left[1 - \exp\left(-35{,}8\,\frac{h}{d_{e\infty}}\right)\right] \times$$

$$\times \left(1 - 0{,}35\,\frac{t}{d_{e\infty}}\right), \tag{4.2}$$

при $\mathrm{Re}_2 < \mathrm{Re} < 10^5$ –

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_0} = 1 + 0{,}6\left[1 - \exp\left(-35{,}8\,\frac{h}{d_{e\infty}}\right)\right]\left(1 - 0{,}35\,\frac{t}{d_{e\infty}}\right), \tag{4.3}$$

где $d_{e\infty}$ – эквивалентный диаметр пучка в предположении, что число труб в пучке бесконечно. Для шахматных пучков труб

$$d_{e\infty} = [1{,}102(s/D_1)^2 - 1]D_1. \tag{4.4}$$

Как видно из выражений (4.1)–(4.3), при $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_1$ накатка не влияет на теплоотдачу, а при $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_2$ ее интенсивность не зависит от Re. Для определения Re_1 и Re_2 можно использовать зависимости

$$\mathrm{Re}_1 = (3{,}6 - 33{,}8h/d_{e\infty})\cdot 10^4, \tag{4.5}$$

$$\mathrm{Re}_2 = (4{,}7 - 18{,}85h/d_{e\infty})\cdot 10^4. \tag{4.6}$$

Теплоотдача пучков гладких труб в уравнениях (4.1)–(4.3) определяется по зависимости

$$\mathrm{Nu}_0 = (0{,}032s/D_0 - 0{,}0144)\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{1/3}, \tag{4.7}$$

действительной для шахматных пучков с $s/D_0 = 1{,}1$–$1{,}2$ при $\mathrm{Re} > 1{,}3\cdot 10^4$, для $s/D_0 = 1{,}2$–$1{,}4$ – при $\mathrm{Re} > 2\cdot 10^4$ и для $s/D_0 = 1{,}4$–$1{,}5$ – при $\mathrm{Re} > 3\cdot 10^4$. Теплофизические свойства потока определяются по средней температуре $\overline{T} = 0{,}5(T_w + T_f)$.

Гидравлическое сопротивление пучков накатанных труб с шагом $s/D_1 = 1{,}2$ обобщено следующими зависимостями:

при $\mathrm{Re} < 3{,}1\cdot 10^3$ –

$$\xi/\xi_0 = 1, \tag{4.8}$$

при $3{,}1\cdot 10^3 < \mathrm{Re} < 2\cdot 10^4$ –

$$\frac{\xi}{\xi_0} = 1 + \left\{7{,}55\,\frac{h}{d_{e\infty}}(\lg\mathrm{Re} - 3{,}5) - 0{,}035\sin\left[\left(1 - 22{,}44\,\frac{h}{d_{e\infty}}\right)\pi\right]\right\}\left(1{,}4 - 0{,}488\,\frac{t}{d_{e\infty}}\right), \tag{4.9}$$

при $2\cdot 10^4 < \mathrm{Re} < 10^5$ –

$$\frac{\xi}{\xi_0} = 1 + \left\{3{,}21\,\frac{h}{d_{e\infty}}(\lg\mathrm{Re} - 2{,}27) + 0{,}09(\lg\mathrm{Re} - 4{,}3)\sin\left[\left(1 - 22{,}44\times\frac{h}{d_{e\infty}}\right)\pi\right]\right\}\left(1{,}4 - 0{,}488\,\frac{t}{d_{e\infty}}\right), \tag{4.10}$$

где гидравлическое сопротивление шахматных пучков гладких труб с $1{,}02 < s/D_0 < 10$ при $2\cdot 10^4 < \mathrm{Re} < 5\cdot 10^5$ вычисляется по формуле

$$\frac{\xi_0}{\xi_t} = 0{,}57 + 0{,}18\left(\frac{s}{D_0} - 1\right) + 0{,}53\left\{1 - \exp\left[-0{,}58 - 9{,}2\times\left(\frac{s}{D_0} - 1\right)\right]\right\}, \tag{4.11}$$

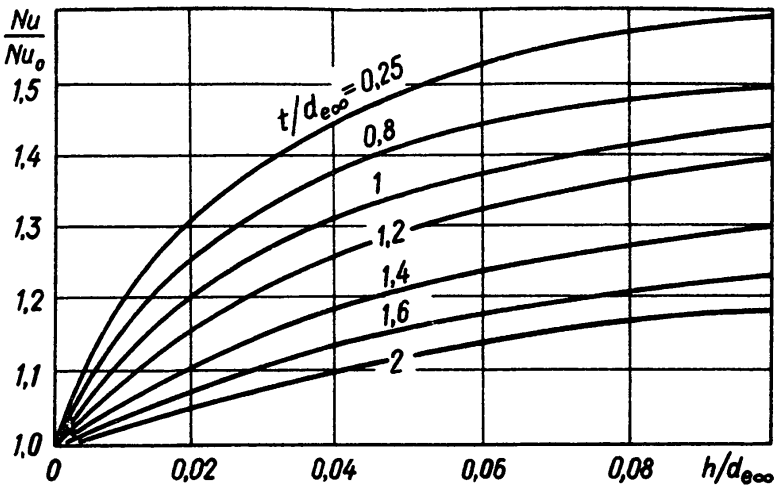


Рис. 4.1. Влияние глубины и шага накатки на интенсификацию теплообмена в продольно обтекаемых пучках при $Re > Re_2$

а гидравлическое сопротивление трубы определяется по формуле Блазиуса

$$\xi_t = 0{,}3164/Re^{0,25}. \qquad (4.12)$$

При проведении расчетов теплообмена и сопротивления в пучках накатанных труб можно использовать также рис. 4.1 и табл. 4.1, в которых приведены зависимости Nu/Nu_0 и ξ/ξ_0 от $h/d_{e\infty}$, $t/d_{e\infty}$ и Re.

Оптимальными параметрами накатки труб пучков, в которых Nu/Nu_0 увеличивается в 1,3–1,6 раза с ростом ξ/ξ_0 в 1,3–1,8 раза, следует считать $t/d_{e\infty}$ = 0,25–1 и $h/d_{e\infty}$ = 0,04–0,08. Эти параметры примерно соответствуют оптимальной области параметров накатки при течении

Таблица 4.1. Отношения Nu/Nu_0 (A) и ξ/ξ_0 (B) в зависимости от Re и $h/d_{e\infty}$ при разных $t/d_{e\infty}$

Re	$4\cdot10^3$		10^4		$2\cdot10^4$		$4\cdot10^4$		10^5	
$h/d_{e\infty}$	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
					$t/d_{e\infty}$ = 0,25					
0,03	1,0	1,0	1,0	1,107	1,0	1,194	1,0	1,317	1,0	1,405
0,04	„	1,025	„	1,179	„	1,295	1,417	1,394	1,417	1,473
0,05	„	1,066	„	1,258	„	1,403	1,456	1,465	1,456	1,530
0,06	„	1,098	„	1,329	1,143	1,503	1,483	1,543	1,483	1,601
0,07	„	1,113	„	1,381	1,242	1,585	1,503	1,656	1,503	1,705
0,08	„	1,106	„	1,413	1,327	1,645	1,516	1,745	1,516	1,846
0,09	„	1,086	„	1,431	1,398	1,693	1,526	1,861	1,526	2,013
					$t/d_{e\infty}$ = 0,5					
0,03	1,0	1,0	1,0	1,096	1,0	1,175	1,0	1,287	1,0	1,366
0,04	„	1,033	„	1,162	„	1,267	1,377	1,356	1,377	1,428
0,05	„	1,060	„	1,233	1,029	1,365	1,412	1,421	1,412	1,479
0,06	„	1.089	„	1,298	1,130	1,455	1,437	1,491	1,437	1,543
0,07	„	1,102	„	1,345	1,219	1,529	1,455	1,576	1,455	1,638
0,08	„	1,095	„	1,373	1,296	1,584	1,467	1,673	1,467	1,767
0,09	„	1,078	„	1,390	1,361	1,627	1,475	1,781	1,475	1,916

Продолжение табл. 4.1

Re	$4\cdot10^3$		10^4		$2\cdot10^4$		$4\cdot10^4$		10^5	
$h/d_{e\infty}$	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
					$t/d_{e\infty}$ = 0,75					
0,03	1,0	0,993	1,0	1,086	1,0	1,157	1,0	1,256	1,0	1,328
0,04	„	1,020	„	1,145	„	1,239	1,377	1,318	1,377	1,383
0,05	„	1,053	„	1,209	1,026	1,326	1,369	1,376	1,369	1,429
0,06	„	1,080	„	1,266	1,116	1,407	1,391	1,439	1,391	1,486
0,07	„	1,091	„	1,309	1,196	1,473	1,406	1,514	1,406	1,571
0,08	„	1,085	„	1,334	1,265	1,522	1,417	1,602	1,417	1,686
0,09	„	1,069	„	1,349	1,323	1,561	1,425	1,698	1,425	1,819
					$t/d_{e\infty}$ = 1,0					
0,03	1,0	0,994	1,0	1,076	1,0	1,138	1,0	1,226	1,0	1,286
0,04	„	1,013	„	1,128	„	1,210	1,297	1,281	1,297	1,338
0,05	„	1,047	„	1,184	1,023	1,288	1,325	1,332	1,325	1,376
0,06	„	1,070	„	1,235	1,102	1,359	1,344	1,388	1,344	1,429
0,07	„	1,080	„	1,272	1,172	1,417	1,356	1,464	1,358	1,501
0,08	„	1,075	„	1,295	1,233	1,460	1,368	1,531	1,368	1,608
0,09	„	1,061	„	1,308	1,285	1,494	1,374	1,616	1,374	1,723
					$t/d_{e\infty}$ = 1,25					
0,03	1,0	0,995	1,0	1,060	1,0	1,120	1,0	1,196	1,0	1,250
0,04	„	1,016	„	1,111	„	1,182	1,257	1,243	1,257	1,293
0,05	„	1,041	„	1,160	1,020	1,249	1,281	1,288	1,281	1,323
0,06	„	1,061	„	1,203	1,088	1,311	1,298	1,336	1,298	1,371
0,07	„	1,069	„	1,236	1,149	1,361	1,310	1,393	1,310	1,436
0,08	„	1,065	„	1,255	1,202	1,399	1,318	1,460	1,318	1,524
0,09	„	1,053	„	1,267	1,246	1,428	1,324	1,553	1,324	1,626

теплоносителей внутри труб и шаге пучка s/D_1 = 1,15–1,3, так как глубина канавок снаружи трубы определяет высоту выступов внутри трубы (рис. 1.10).

4.2. ПОПЕРЕЧНОЕ ОБТЕКАНИЕ ПУЧКОВ ТРУБ

Обширные исследования 27 типов пучков гладких труб различной компоновки в диапазоне Pr = 0,7–500 и Re = $1–2\cdot10^6$ позволили определить или уточнить влияние особенностей компоновки, рядности труб на теплоотдачу, гидравлическое сопротивление и эффективность пучков [8, 160, 182].

Эффективность пучков шесных компоновок (отношение теплового потока к мощности на прокачку теплоносителя через пучок) выше, а при одинаковой компоновке она выше у шахматных пучков. С ростом Re эффективность быстро падает.

Исследован метод интенсификации теплообмена в поперечно обтекаемых пучках, основанный на нанесении мелкой шероховатости на поверхность труб. Это позволяет в 1,5 и более раз уменьшить вес и габариты трубного пучка при заданной тепловой мощности и гидравлических потерях.

При обобщении опытных данных по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению в пучках были использованы результаты изучения местной теплоотдачи и гидродинамики одиночного цилиндра [160, 183] и цилиндра в пучке [159, 184–186].

Задачи интенсификации теплообмена сводятся к уменьшению габаритов и массы теплообменных устройств или к снижению температурного напора. Если увеличение скорости потока в пределах, допустимых на практике гидравлических потерь давления, не обеспечивает получения необходимых габаритов теплообменного устройства или заданной температуры стенок, то необходима интенсификация теплообмена методами, которые обеспечат уменьшение габаритов при неизменных суммарных потерях давления на прокачку теплоносителя через теплообменный аппарат.

Поперечно обтекаемые пучки труб обеспечивают более интенсивный удельный теплоотвод по сравнению с наклонными или продольно обтекаемыми трубами. Если за определяющую скорость принять скорость потока в минимальном сечении поперечного ряда труб, соответствующего $\beta = 90^{\circ}$, то, как видно на рис. 4.2, с уменьшением угла β теплоотдача уменьшится. Характер изменения теплоотдачи пучков труб шахматного и коридорного расположения тождествен.

Наиболее простой метод интенсификации теплообмена – это увеличение скорости потока, набегающего на теплообменную поверхность. Данные по исследованию местной теплоотдачи трубы в поперечно обтекаемых потоком воды пучках гладких труб показывают (рис. 4.3), что с увеличением скорости потока, а соответственно и Re, значительно возрастает коэффициент теплоотдачи по периметру трубы, причем

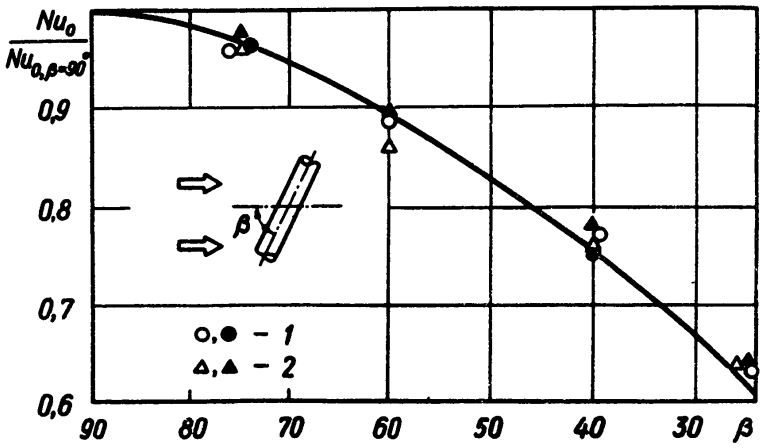


Рис. 4.2. Влияние угла атаки на теплоотдачу трубы в шахматном (*1*) и коридорном (*2*) пучках. Светлые и темные символы – первый и глубинный ряды соответственно

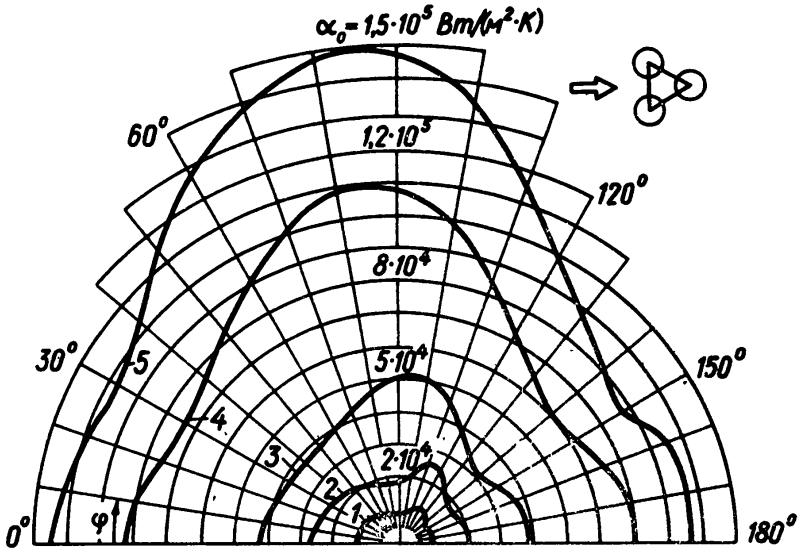


Рис. 4.3. Данные по местной теплоотдаче гладкой трубы в глубинном (четвертом) ряду пучка с $a \times b$ = 2,0 × 2,0 при разных Re. *1* — Re = $6{,}05 \cdot 10^4$, *2* — $2{,}09 \cdot 10^5$, *3* — $5{,}68 \cdot 10^5$, *4* — $1{,}16 \cdot 10^6$, *5* — $1{,}52 \cdot 10^6$

максимальные его значения $\alpha_0 = 1{,}5 \cdot 10^5$ Вт/(м²·К) достигаются при Re = $1{,}52 \cdot 10^6$ в глубинном ряду шахматного пучка с $a \times b$ = 2,0 × 2,0. Для достижения больших скоростей потока теплоносителя приходится затрачивать большие мощности энергии на его прокачку.

Как известно, при взаимодействии твердой теплопередающей непроницаемой поверхности с омывающим ее однофазным потоком образуется пограничный слой, оказывающий основное сопротивление теплопередаче. Чем больше толщина пограничного слоя и чем ниже теплопроводность теплоносителя, тем меньше теплоотдача. Наивыгоднейшим в отношении теплообмена гидродинамическим режимом является турбулентный режим в пограничном слое.

При турбулентном течении эффективная вязкость, а следовательно, и скорость диффузии значительно выше, чем при ламинарном течении. От этого зависит и теплоотдача. Так, при ламинарном пограничном слое на пластине коэффициент теплоотдачи $\alpha_0 \sim u^{0,5}$, а при турбулентном – $\alpha_0 \sim u^{0,8}$.

Со значительным ростом скорости и числа Рейнольдса существенно изменяется характер обтекания трубы, что вызывает качественное изменение теплоотдачи. Наглядно это видно из наших данных [160] по местной теплоотдаче по окружности трубы в поперечном потоке воды, представленных на рис. 4.4. При низких числах Рейнольдса (Re = $5{,}5 \cdot 10^4$) теплоотдача в лобовой части цилиндра максимальна, однако с развитием ламинарного пограничного слоя и увеличением его толщины она уменьшается. После отрыва ламинарного пограничного слоя ($\varphi = 80^\circ$) в вихревой зоне теплоотдача постепенно увеличивается.

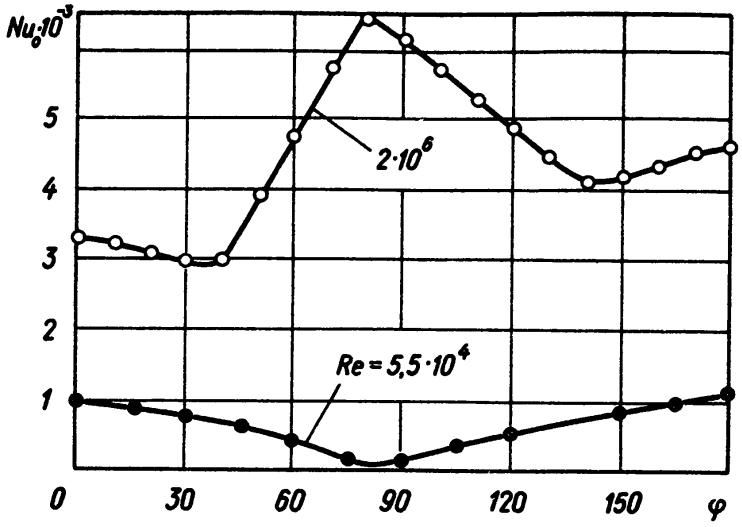


Рис. 4.4. Местная теплоотдача трубы в поперечном потоке воды

В сверхкритическом режиме обтекания ($Re \sim 2 \cdot 10^6$) первый минимум теплоотдачи соответствует непосредственному переходу ламинарного пограничного слоя в турбулентный ($\varphi = 40^o$), второй – отрыву турбулентного пограничного слоя ($\varphi = 140^o$). С повышением Re первый минимум теплоотдачи цилиндра смещается к лобовой критической точке и область, охваченная ламинарным пограничным слоем, сужается. Было принято, что ламинарный пограничный слой охватывает 50% поверхности, однако исследования [160] показали, что в сверхкритическом режиме обтекания он покрывает лишь 15–20% поверхности. Остальная поверхность омывается турбулентным пограничным слоем и находится в зоне сложного вихревого обтекания, что значительно интенсифицирует теплоотдачу. В сверхкритическом режиме обтекания теплоотдача почти в 10 раз превышает общепринятую величину. Следовательно, переход к сверхкритическому режиму обтекания открывает большие возможности интенсификации теплоотдачи поперечно обтекаемых трубчатых поверхностей.

Таким образом, в определенных условиях на поперечно обтекаемой трубе может образоваться турбулентный пограничный слой. Наглядно это видно по данным экспериментов с одиночной трубой. При исследованиях, проведенных в широком интервале критических и сверхкритических значений Re, установлено, что начало перехода ламинарного пограничного слоя и образование турбулентного теплового пограничного слоя зависят от величины Re и степени турбулентности внешнего потока – с их увеличением тепловой турбулентный пограничный слой резко смещается в сторону лобовой критической точки до $\varphi = 30–35^o$, занимая значительную область лобовой части цилиндра. Это явление приводит к существенному увеличению интенсивности процесса теплоотдачи.

Данные, приведенные на рис. 4.5, указывают на весьма сложный характер изменения теплоотдачи в критическом режиме обтекания

($Re = 8{,}6 \cdot 10^5$). В лобовой части, как и в случае докритического режима, теплоотдача протекает при наличии ламинарного пограничного слоя, по мере нарастания которого она постепенно уменьшается. Однако в целом кривые распределения местной теплоотдачи в условиях критического режима обтекания отличаются от кривых в случае докритического режима. В распределении местной теплоотдачи в потоках воздуха и воды наблюдаются два минимума, обусловленные динамикой режимов течения на поверхности цилиндра.

В критическом режиме обтекания первый минимум при $\varphi = 80$—90° соответствует отрыву ламинарного пограничного слоя с образованием отрывного пузыря и последующему его присоединению при $\varphi \sim 100^\circ$ в виде турбулентного пограничного слоя. В сверхкритическом же режиме обтекания ($Re \sim 2 \cdot 10^6$) первый минимум соответствует началу непосредственного перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный. В обоих случаях второй минимум при $\varphi \sim 140^\circ$ соответствует отрыву образовавшегося турбулентного пограничного слоя.

С увеличением турбулентности потока и Re отрывной пузырь исчезает, ламинарный пограничный слой непосредственно переходит в турбулентный, а точка перехода смещается к лобовой критической точке.

Таким образом, обтекание одиночного цилиндра можно разделить на 5 характерных диапазонов по Re (рис. 4.6): *а* — ламинарное обтекание, *б* — отрыв упорядоченных вихрей, *в* — отрыв турбулентных вихрей при $\varphi = 82^\circ$, *г* — критическое обтекание с отрывными вихрями, *д* — сверхкритическое обтекание с переходом ламинарного пограничного слоя в турбулентный на передней части и его отрывом при $\varphi = 140^\circ$.

Соответствующим образом в зависимости от Re изменяется и средняя теплоотдача. Средняя теплоотдача цилиндра определяется по следующим зависимостям:

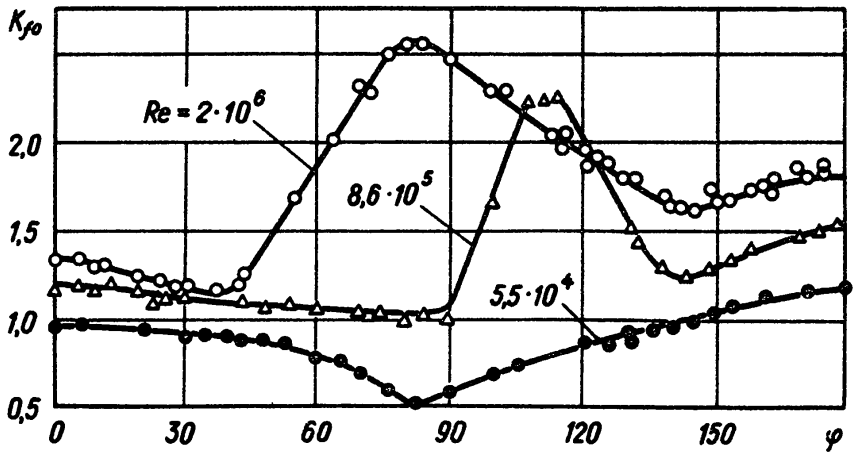


Рис. 4.5. Влияние Re на местную теплоотдачу цилиндра в потоке воды при Tu = = 1,5%. $K_{f0} = Nu_0/Re^{0,5}Pr^{0,37}(Pr/Pr_w)^{0,25}$

при $Re = 1-40$ –

$$Nu_0 = 0{,}76Re^{0,4}Pr^{0,37}(Pr/Pr_w)^n, \quad (4.13)$$

при $Re = 40-10^3$ –

$$Nu_0 = 0{,}52Re^{0,5}Pr^{0,37}(Pr/Pr_w)^n, \quad (4.14)$$

при $Re = 10^3-2\cdot10^5$ –

$$Nu_0 = 0{,}26Re^{0,6}Pr^{0,37}(Pr/Pr_w)^n, \quad (4.15)$$

при $Re = 2\cdot10^5-10^7$ –

$$Nu_0 = 0{,}023Re^{0,8}Pr^{0,4}(Pr/Pr_w)^n. \quad (4.16)$$

Показатель степени n в зависимостях (4.13)–(4.16) равен 0,25 при нагревании жидкости и 0,2 при ее охлаждении.

При экспериментальных исследованиях теплоотдачи трубы и пучков труб в потоке газа нами было установлено, что в случае отнесения физических параметров в числах подобия к температуре потока результаты по теплоотдаче в потоке газа можно обобщить с достаточной точностью без введения дополнительного параметра для учета температурного напора.

Ввиду того, что турбулентная и отрывная зоны цилиндра обтекаются высокотурбулентным потоком, показатель степени при Pr для этих зон соответственно увеличивается до 0,4.

В процессе теплообмена меняется температура, а следовательно, и значения физических параметров жидкости. Поэтому учет влияния физических свойств жидкости на теплоотдачу тесно связан с учетом влияния изменения этих свойств в зависимости от температуры пограничного слоя, т. е. с выбором так называемой определяющей температуры, по которой находятся значения физических параметров. Применяются два метода учета изменения физических свойств жидкости

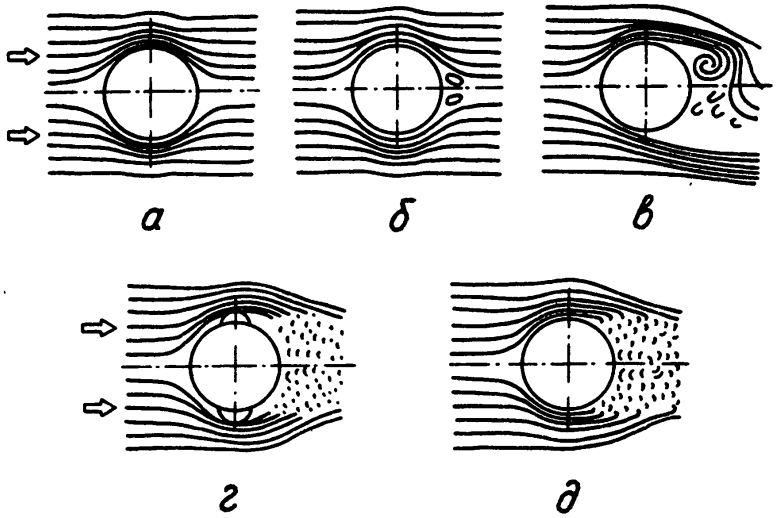


Рис. 4.6. Схема обтекания цилиндра при разных Re. *а* — $Re \sim 1$, *б* – 10^2, *в* – $5\cdot10^2$, *г* – $\sim 2\cdot10^5$, *д* – $> 7\cdot10^5$

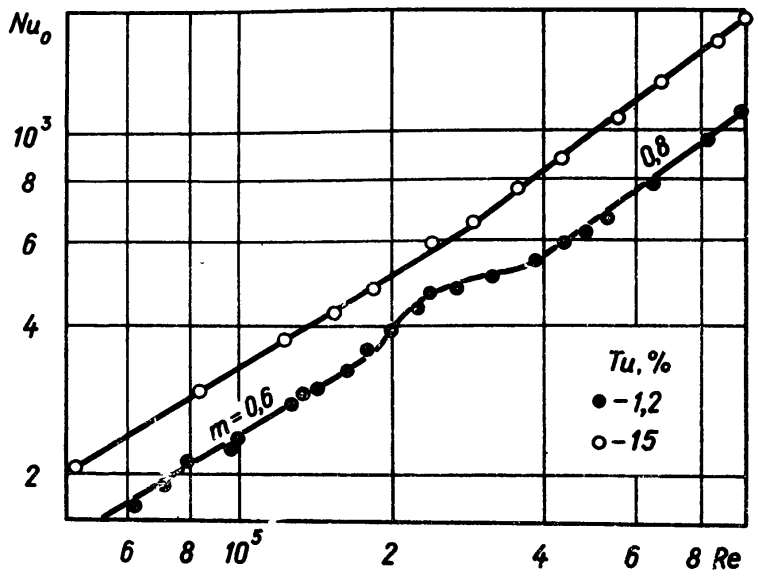


Рис. 4.7. Влияние турбулентности на среднюю теплоотдачу цилиндра в потоке воздуха

с изменением температуры. Согласно первому методу, выбор значений физических свойств жидкости осуществляется по температуре потока, а для учета этого влияния в уравнение подобия вводится дополнительный параметр. Согласно второму методу, для определения физических свойств жидкости в числах подобия выбирается средняя температура между температурами потока и стенки, при которой осуществляется учет влияния изменения этих свойств на коэффициент теплоотдачи. Причем форма зависимости для определения теплоотдачи остается такой же, как и в случае постоянных значений физических свойств. Нами применялся первый метод.

Важное место среди возможностей интенсификации теплообмена занимают методы искусственной турбулизации основного потока или пристенной области. Искусственная турбулизация основного потока позволяет заметно увеличить теплоотдачу. Как видно из рис. 4.7, на котором представлены данные [160] по средней теплоотдаче одиночного цилиндра, с ростом турбулентности потока Tu от 1,2 до 15% в докритическом режиме обтекания средняя теплоотдача увеличивается на 40%, а в сверхкритическом – на 55%.

Крайне интересным для понимания теплообмена в поперечно обтекаемом пучке труб представляется вопрос влияния турбулентности набегающего потока на рост теплоотдачи всей головной части цилиндра (рис. 4.8) [187]. Местная теплоотдача увеличивается вследствие глубокого проникновения внешних турбулентных вихрей в пограничный слой на трубе. Из рис. 4.8 видно, что в сверхкритическом режиме обтекания с повышением турбулентности внешнего потока первый минимум теплоотдачи цилиндра смещается к лобовой критической точке, и область, охваченная ламинарным пограничным слоем, сужается.

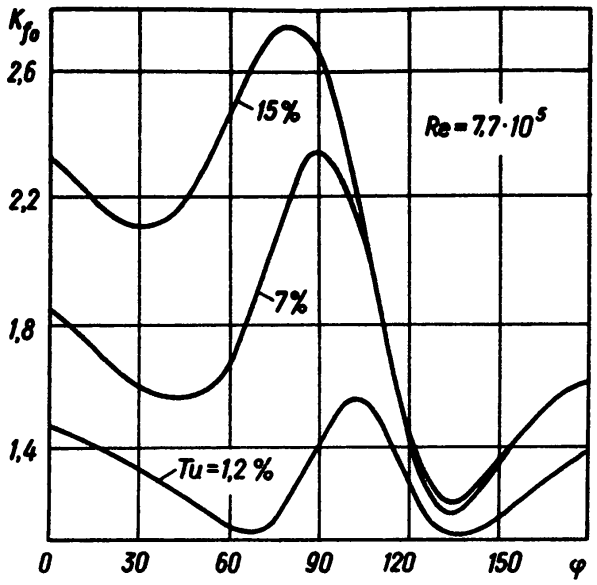


Рис. 4.8. Зависимость теплоотдачи цилиндра от турбулентности при сверхкритических Re в потоке воздуха. $K_{f0} = Nu_0/Re^{0,5}$

Интенсификация теплоотдачи одиночной трубы достигается путем искусственной турбулизации потока. В пучках труб сам пучок действует как турбулизатор. При этом уровень турбулентности и интенсивность теплоотдачи обусловлены расположением труб [188].

Если сравнить теплоотдачу первых рядов с теплоотдачей глубинных рядов при установившемся течении, то можно заметить, какое воздействие на теплоотдачу оказывает турбулентность потока. Теплоотдача глубинных рядов увеличивается в основном с уменьшением продольного шага. Это согласуется с известными исследованиями по интенсивности теплоотдачи трубы в зависимости от расстояния турбулизующей решетки. Под воздействием турбулентности теплоотдача глубинных рядов в зависимости от продольных шагов увеличивается от 30 до 70% по сравнению с теплоотдачей первого ряда.

Таким образом, интенсивность теплоотдачи глубинных рядов в пучках в большинстве случаев определяется степенью турбулентности, которая увеличивается с уменьшением расстояния от турбулизатора – впереди стоящих рядов.

На рис. 4.9 показана схема течения в коридорном и шахматном пуч-

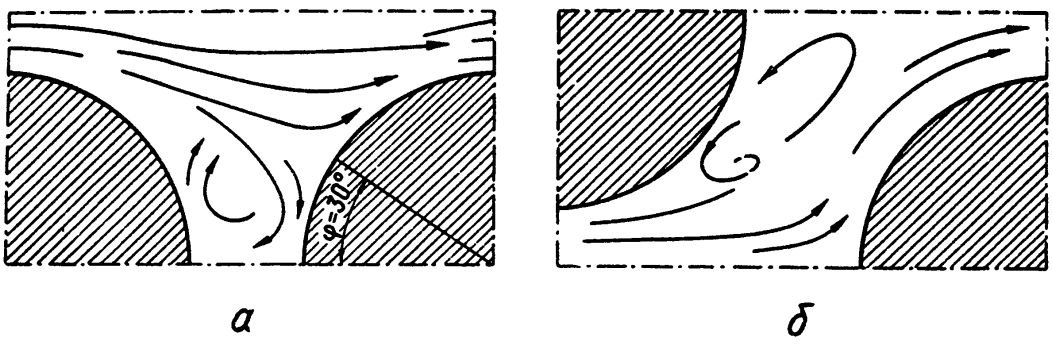


Рис. 4.9. Схема течения в коридорном (*а*) и шахматном (*б*) пучках труб

ках труб, а на рис. 4.10 — соответственно смещение по углу φ точки перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный в зависимости от Re и соотношения относительных поперечного и продольного шагов в пучке $(s_1/D_0 \times s_2/D_0)$.

Как видно из рис. 4.10, зависимость точки перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный от Re близка к этой зависимости в случае обтекания одиночного цилиндра при большой турбулентности набегающего потока.

Результаты исследований гидравлического сопротивления пучков гладких труб, отнесенного к одному ряду, обобщены в виде номограмм (рис. 4.11 и 4.12).

При определении по этим номограммам гидравлического сопротивления многорядных пучков труб используется формула

$$\Delta P = \xi_0 \frac{\rho \bar{u}^2}{2} z, \qquad (4.17)$$

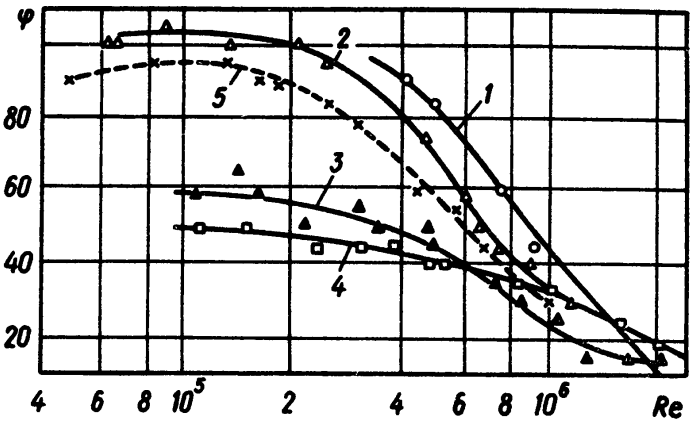


Рис. 4.10. Динамика точки перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный в глубинном ряду труб шахматных пучков в потоке воздуха. *1* — $a \times b$ = 1,25 × 1,25, *2* — 1,5 × 1,5, *3* — 1,5 × 0,865, *4* — 1,25 × 0,865, *5* — одиночный цилиндр при Tu = 15%

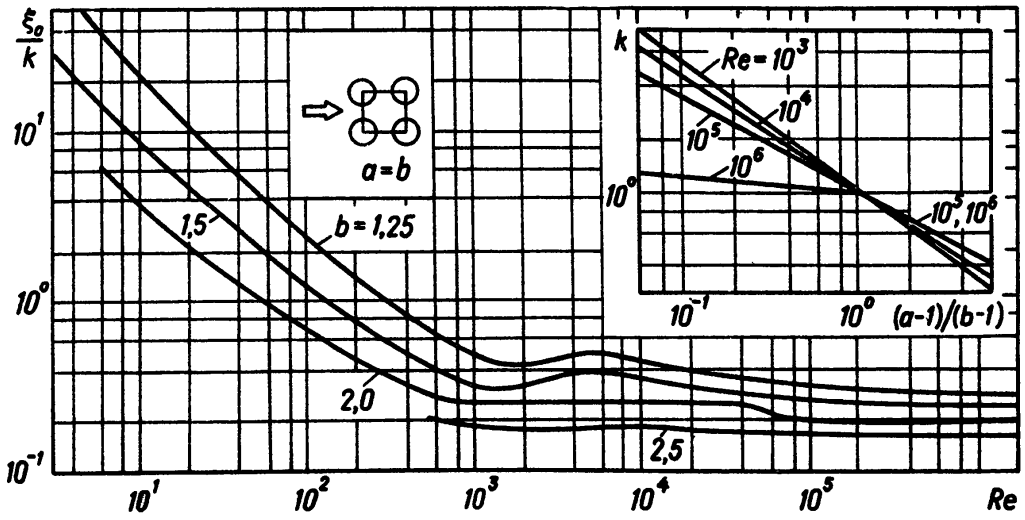


Рис. 4.11. Номограмма для определения коэффициента сопротивления коридорных пучков труб (для основного графика определяющим является параметр *b*)

где $\bar{u}$ — определяющая скорость потока в узком сечении пучка, z — число рядов труб в пучке. Определяющий размер — диаметр труб D_0.

При пользовании номограммами сначала по Re и $b = s_2/D_0$ для коридорного пучка (или $a = s_1/D_0$ для шахматного пучка) находится величина ξ_0/k. Затем по вспомогательному графику находится k и рассчитывается коэффициент гидравлического сопротивления $\xi_0 = (\xi_0/k)\cdot k$.

Средняя теплоотдача трубы в глубинном ряду шахматных пучков определяется по следующим зависимостям:

при Re = 1,6–40 –

$$Nu_0 = 1{,}04Re^{0{,}4}Pr^{0{,}36}(Pr/Pr_w)^{0{,}25}, \quad (4.18)$$

при Re = 40–10^3 –

$$Nu_0 = 0{,}71Re^{0{,}5}Pr^{0{,}36}(Pr/Pr_w)^{0{,}25}, \quad (4.19)$$

при Re = 10^3–$2\cdot10^5$ –

$$Nu_0 = 0{,}35(a/b)^{0{,}2}Re^{0{,}6}Pr^{0{,}36}(Pr/Pr_w)^{0{,}25} \text{ при } a/b < 2, \quad (4.20)$$

$$Nu_0 = 0{,}4Re^{0{,}6}Pr^{0{,}36}(Pr/Pr_w)^{0{,}25} \text{ при } a/b > 2, \quad (4.21)$$

при Re = $2\cdot10^5$–$2\cdot10^6$ –

$$Nu_0 = 0{,}031(a/b)^{0{,}2}Re^{0{,}8}Pr^{0{,}4}(Pr/Pr_w)^{0{,}25}. \quad (4.22)$$

Средняя теплоотдача трубы в глубинном ряду коридорных пучков определяется по зависимостям:

при Re = 1,6–10^2 –

$$Nu_0 = 0{,}9Re^{0{,}4}Pr^{0{,}36}(Pr/Pr_w)^{0{,}25}, \quad (4.23)$$

при Re = 10^2–10^3 –

$$Nu_0 = 0{,}52Re^{0{,}5}Pr^{0{,}36}(Pr/Pr_w)^{0{,}25}, \quad (4.24)$$

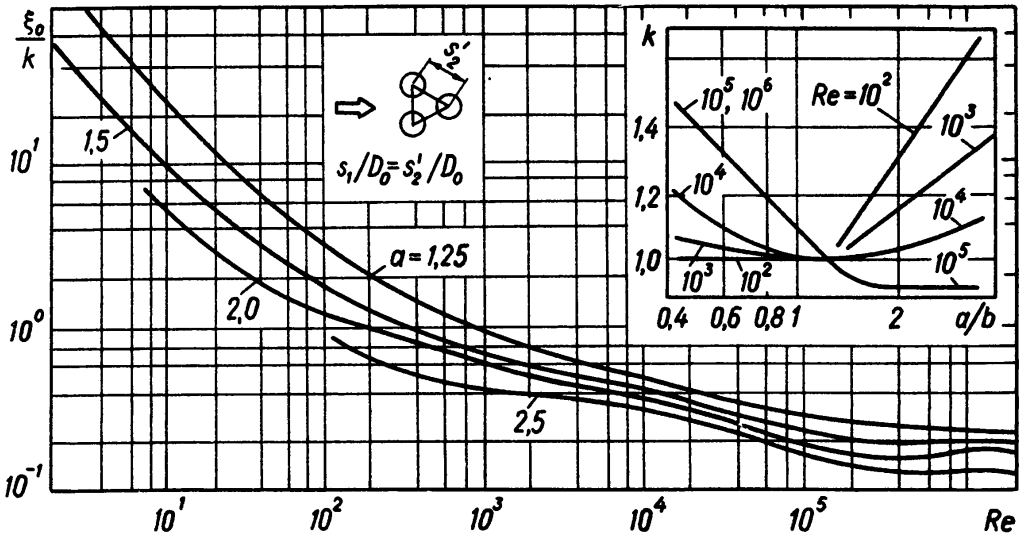


Рис. 4.12. Номограмма для определения коэффициента сопротивления шахматных пучков труб (для основного графика определяющим является параметр a)

при $Re = 10^3 - 2 \cdot 10^5$ –

$$Nu_0 = 0{,}27 Re^{0{,}63} Pr^{0{,}36} (Pr/Pr_w)^{0{,}25}, \quad (4.25)$$

при $Re = 2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$ –

$$Nu_0 = 0{,}033 Re^{0{,}8} Pr^{0{,}4} (Pr/Pr_w)^{0{,}25}. \quad (4.26)$$

В зависимостях (4.18)–(4.26) за определяющие параметры следует принимать: среднюю температуру потока по глубине пучка, среднюю скорость в узком сечении пучка, диаметр труб D_0.

Естественное развитие турбулентности не дает возможности получить максимально рациональную интенсивность теплообмена, поскольку интенсификация начинается при весьма высокой скорости потока, а следовательно, и значительном гидравлическом сопротивлении. Поэтому для интенсификации конвективного теплообмена необходима либо искусственная турбулизация пограничного слоя, позволяющая перенести процесс теплообмена из ламинарной области в турбулентную, либо уменьшение толщины или разрушение пограничного слоя.

В пристенной области интенсификаторы вызывают усиленное обновление среды, интенсивное замещение одних ее масс другими, что во многих случаях, особенно при $Pr > 1$, способствует более заметному увеличению теплоотдачи по сравнению с ростом гидравлического сопротивления. Следовательно, чем больше это различие, тем благоприятнее соотношение между интенсивностью теплообмена и гидравлическим сопротивлением, и соответственно наиболее приемлемыми будут такие методы интенсификации теплообмена, которые обеспечат увеличение последнего без существенного роста гидравлического сопротивления.

Методы интенсификации конвективного теплообмена можно разделить на пассивные, активные и сложные. Пассивные методы не требуют применения дополнительной наружной энергии. К этим методам относятся: применение оребренных и других развитых поверхностей теплообмена на стороне теплоносителя с низким коэффициентом теплоотдачи; использование разных турбулизующих планок, завихрителей или шероховатых поверхностей теплообмена.

Все шире применяются шероховатые трубы. Суть интенсификации теплообмена посредством применения шероховатых поверхностей заключается в разрушении элементами шероховатости вязкого подслоя при турбулентном движении, а также в повышении неустойчивости пограничного слоя, вследствие чего при прочих равных условиях переход из ламинарного течения в турбулентное на шероховатой поверхности наступает при меньшем Re, чем на гладкой.

Можно выделить три режима обтекания шероховатых поверхностей:

1. Режим без проявления шероховатости, при котором размеры

выступов малы и все элементы шероховатости лежат внутри вязкого подслоя.

2. Переходный режим, при котором элементы шероховатости частично выступают из вязкого подслоя.

3. Режим полного проявления шероховатости, при котором вязкий подслой полностью исчезает.

Шероховатые поверхности подразделяются на поверхности с плотно размещенными элементами шероховатости, когда $t/h < 5$, и так называемые „открытые" шероховатые поверхности, когда имеет место присоединение потока к стенке. Ниже рассмотрим только поверхности с плотно размещенными элементами шероховатости.

В гладких шахматных пучках максимум теплоотдачи наблюдается в зоне лобовой критической точки. С удалением от нее происходит уменьшение теплоотдачи, обусловленное нарастанием толщины ламинарного пограничного слоя вплоть до отрыва или перехода в турбулентный. С нанесением шероховатости на поверхность трубы происходит дополнительная турбулизация пограничного слоя. Интенсивность этого влияния зависит от отношения высоты элементов шероховатости h к толщине пограничного слоя δ. Если h значительно меньше δ, то шероховатость не оказывает ощутимого влияния на теплоотдачу. В случае соизмеримости величин h и δ пульсации скорости в пограничном слое совместно с внешней турбулентностью увеличивают интенсивность теплоотдачи. В результате частичного разрушения ламинарного пограничного слоя элементами шероховатости начало его перехода в турбулентный смещается в сторону лобовой критической точки с $\varphi \sim 90$ до 60° при $\mathrm{Re} \sim 2 \cdot 10^5$.

Изучение влияния шероховатости на местную и среднюю теплоотдачу одиночного цилиндра показало, что она, как и турбулентность набегающего потока, ведет к более раннему (по φ) переходу ламинарного пограничного слоя в турбулентный, смещению по потоку точки отрыва и дополнительной турбулизации пограничного слоя. В результате теплоотдача и гидравлическое сопротивление растут в тех диапазонах Re, в которых существует турбулентный пограничный слой [189, 190].

На рис. 4.13 показано, как меняется коэффициент местной теплоотдачи гладкого и шероховатого цилиндров при $\mathrm{Re} = 5 \cdot 10^4$. Эффект роста теплоотдачи особенно велик на боковых и тыльной поверхностях за счет более раннего (по φ) перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный и затягивания его отрыва.

Гидравлическое сопротивление в шахматных пучках шероховатых труб обобщено следующими зависимостями:

при $\mathrm{Re} = 10^3 - 2 \cdot 10^5$, $a = 1{,}25-2$, $b = 0{,}935-2$ и относительной высоте шероховатости $h/D_0 = 6 \cdot 10^{-3} - 4 \cdot 10^{-2}$ –

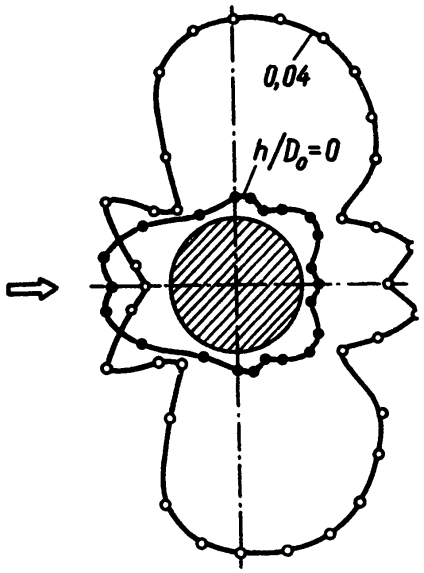


Рис. 4.13. Сравнение местной теплоотдачи гладкого и шероховатого цилиндров при $Re = 5 \cdot 10^4$

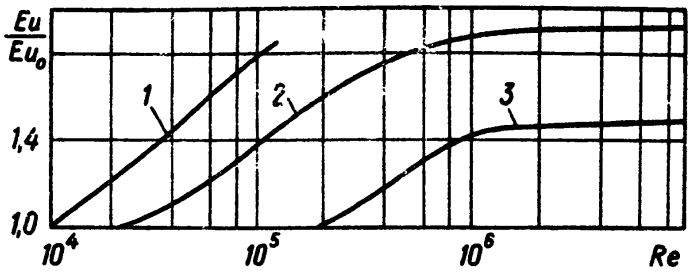


Рис. 4.14. Влияние шероховатости на относительное гидравлическое сопротивление в шахматных пучках труб. *1* — $h/D_0 = 15 \cdot 10^{-3}$, *2* — $5 \cdot 10^{-3}$, *3* — 10^{-3}

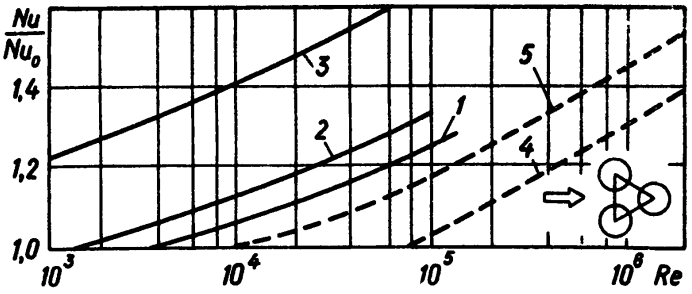


Рис. 4.15. Влияние шероховатости на интенсивность теплообмена в шахматных пучках труб. Масло — $h/D_0 = 6{,}7 \cdot 10^{-3}$ (*1*), $15 \cdot 10^{-3}$ (*2*), $40 \cdot 10^{-3}$ (*3*); воздух — 10^{-3} (*4*),, $8 \cdot 10^{-3}$ (*5*)

$$Eu = 7{,}2(a-1)^{-0{,}4}Re^{-0{,}3}(h/D_0)^{0{,}15}, \quad (4.27)$$

при $Re = 2 \cdot 10^5 - 10^7$, $a = 1{,}25-2$, $b = 1{,}25-2$ и $h/D_0 = (1-8) \cdot 10^{-3}$ —

$$Eu = 0{,}225(a-1)^{-0{,}45}(h/D_0)^{0{,}07}. \quad (4.28)$$

Отношение гидравлических потерь в пучке шероховатых труб Eu к потерям в аналогичном пучке гладких труб Eu_0 представлено на рис. 4.14.

Рост интенсивности теплообмена в шахматных пучках труб с $a \times b = 1{,}25 \times 1{,}25$ за счет нанесения шероховатости показан на рис. 4.15.

Нанесение мелкой шероховатости на трубы в поперечно обтекаемых пучках может служить эффективным методом интенсификации теплообмена, поскольку средняя теплоотдача пучков шероховатых труб до 50% выше, чем гладких пучков.

Другим методом интенсификации теплообмена при поперечном обтекании может служить оребрение труб в пучке. Всесторонне исследовано радиальное оребрение (плоские и спиральные ребра, расположенные с шагом t при высоте h и толщине δ).

Количество тепла, переданное от поверхности теплоносителю при постоянном температурном напоре, является функцией величины поверхности теплообмена и коэффициента теплоотдачи. Часто, когда

коэффициент теплоотдачи одного теплоносителя, например воздуха, в несколько раз ниже коэффициента теплоотдачи другого теплоносителя, например воды, интенсификация конвективного теплообмена не дает нужного эффекта. В этих случаях для увеличения количества передаваемого тепла широко применяются развитые поверхности, в большинстве случаев – в виде оребренных труб. Однако коэффициент местной теплоотдачи ребристых поверхностей обычно ниже основного.

На сегодняшний день разработано множество конструкций оребренных труб с поперечными и продольными ребрами, применяемых как в случае продольного, так и в случае поперечного их обтекания.

На рис. 4.16 показано распределение локального коэффициента теплоотдачи на поверхности ребра, а на рис. 4.17 – изменение средней теплоотдачи по высоте ребра (*а*) и влияние шага ребер на теплоотдачу (*б*). Из этих рисунков видно, что теплоотдача на поверхности

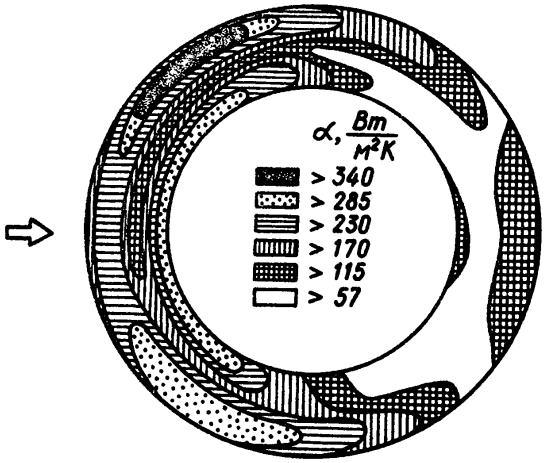


Рис. 4.16. Распределение коэффициентов местной теплоотдачи на поверхности оребренной трубы в шестом ряду шахматного пучка с $a \times b = 2{,}68 \times 1{,}37$

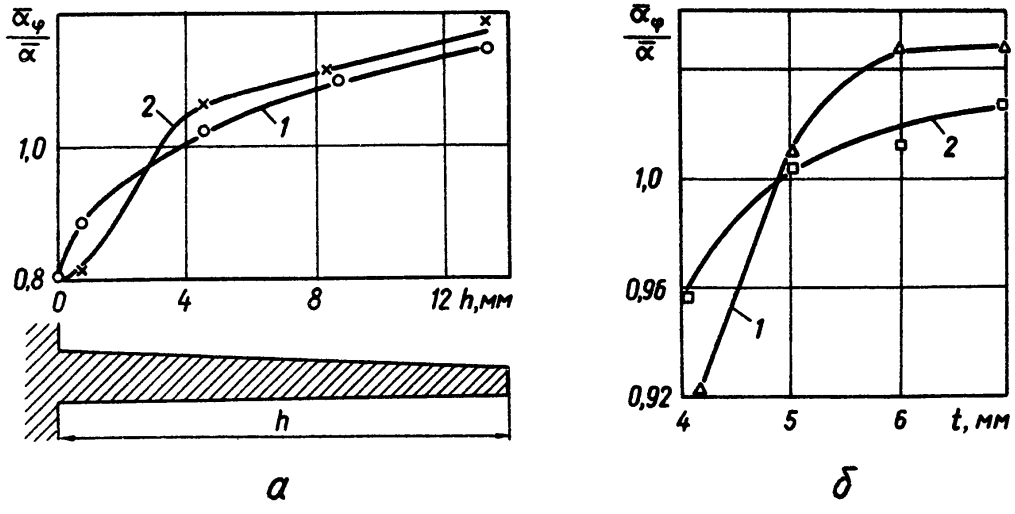


Рис. 4.17. Изменение относительного коэффициента теплоотдачи в зависимости от высоты (*а*) и шага (*б*) ребер. *а* — $t = 6$ мм, $\mathrm{Re} \sim 2 \cdot 10^5$. *1* – одиночная труба, *2* – труба в пучке; *б* — $h = 13{,}5$ мм, $\mathrm{Re} = 5 \cdot 10^4$ (*1*), $8 \cdot 10^5$ (*2*)

ребер неравномерна, поэтому на них целесообразна турбулизация потока [191–193].

Результаты экспериментального исследования гидравлического сопротивления в шахматных пучках оребренных труб обобщены следующими зависимостями:

при $Re = 10^2–10^3$, $a = 1{,}13–2{,}0$, $b = 1{,}06–2{,}0$ и коэффициенте оребрения $\eta = F/F_0 = 1{,}5–16$ –

$$Eu = 67{,}6Re^{-0{,}7}a^{-0{,}55}b^{-0{,}5}\eta^{0{,}5}, \quad (4.29)$$

при $Re = 10^3–10^5$, $a = 1{,}6–4{,}13$, $b = 1{,}2–2{,}35$ и $\eta = 1{,}9–16$ –

$$Eu = 3{,}2Re^{-0{,}25}a^{-0{,}55}b^{-0{,}5}\eta^{0{,}5}, \quad (4.30)$$

при $Re = 10^5–1{,}4\cdot10^6$ и тех же геометрических параметрах –

$$Eu = 0{,}18a^{-0{,}55}b^{-0{,}5}\eta^{0{,}5}. \quad (4.31)$$

Данные по средней теплоотдаче в шахматных пучках оребренных труб обобщены следующими зависимостями:

при $Re = 10^2–2\cdot10^4$, $a = 1{,}1–4$, $b = 1{,}03–2{,}5$, относительном шаге оребрения $t/D_0 = 0{,}06–0{,}36$ и относительной высоте ребер $h/D_0 = 0{,}07–0{,}715$ –

$$Nu = 0{,}192(a/b)^{0{,}2}(h/D_0)^{-0{,}14}(t/D_0)^{0{,}18}Re^{0{,}65}Pr^{0{,}36} \times \times (Pr/Pr_w)^{0{,}25}, \quad (4.32)$$

при $Re = 2\cdot10^4–2\cdot10^5$ и тех же геометрических параметрах –

$$Nu = 0{,}0507(a/b)^{0{,}2}(h/D_0)^{-0{,}14}(t/D_0)^{0{,}18}Re^{0{,}8}Pr^{0{,}4} \times \times (Pr/Pr_w)^{0{,}25}, \quad (4.33)$$

при $Re = 2\cdot10^5–1{,}1\cdot10^6$, $a = 2{,}2–4{,}2$, $b = 1{,}27–2{,}2$, $t/D_0 = 0{,}125–0{,}28$ и $h/D_0 = 0{,}125–0{,}6$ –

$$Nu = 0{,}0081(a/b)^{0{,}2}(h/D_0)^{-0{,}14}(t/D_0)^{0{,}18}Re^{0{,}95}Pr^{0{,}4} \times \times (Pr/Pr_w)^{0{,}25}. \quad (4.34)$$

В зависимостях (4.29)–(4.34) за определяющие параметры принимаются: средняя температура потока в пучке, средняя скорость в узком сечении пучка, диаметр труб, несущих оребрение.

Эффективная высота и шаг ребер зависят от толщины пограничного слоя. В сущности, высота ребер должна быть больше толщины пограничного слоя, поскольку необходимо увеличить площадь активной поверхности. Ребристые поверхности, как эффективная мера интенсификации теплообмена, применялись в основном в газовых потоках, а теперь они все шире используются и в потоках жидкостей. Одной из интересных научных проблем современности является разработка эффективных ребристых поверхностей для потоков жидкостей. По-

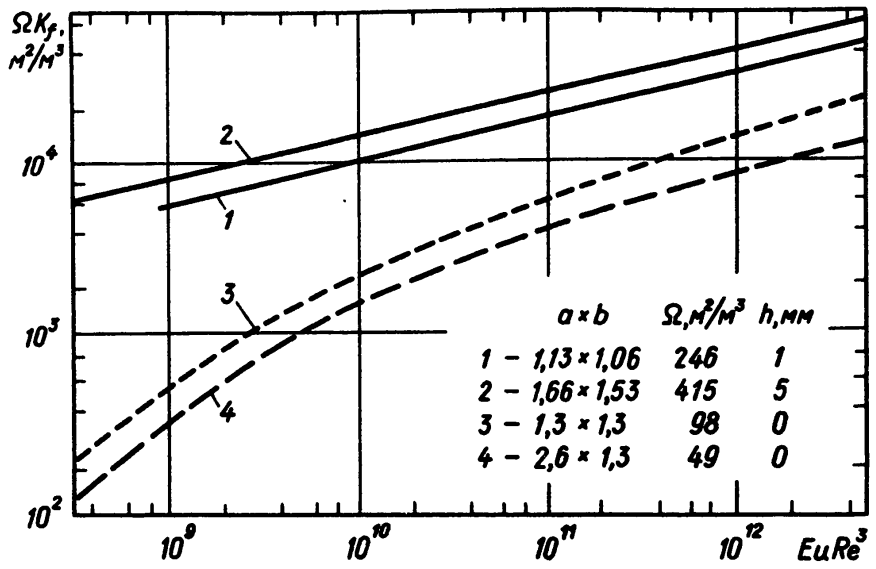


Рис. 4.18. Сравнение объемной эффективности теплоотдачи (ΩK_f) ребристых (*1*, *2* — D_0 = 15 мм, t = 3 мм) и гладких (*3*, *4* — D_0 = 19 мм) пучков труб. $K_f = \mathrm{Nu}/\mathrm{Pr}^{0,36}(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_w)^{0,25}$

скольку в потоках жидкостей пограничный слой значительно тоньше, ребра должны быть ниже, чем в газовых потоках. В газовых потоках пограничный слой толще и эффективная высота ребер достигает 25 мм, а в жидкостях, согласно нашим исследованиям [8], высота ребер уменьшается до 1,5 мм.

Коэффициент теплоотдачи гладких труб в потоке газа выше по сравнению с ребристыми трубами, а компактность — наоборот. Поэтому удельная теплоотдача, отнесенная к 1 м³ объема теплообменника, в ребристых пучках выше, чем в гладкотрубных пучках (рис. 4.18). Вместе с тем более низкий коэффициент теплоотдачи ребристых пучков в газовом потоке по сравнению с гладкотрубными пучками показывает, что с повышением компактности ребристых поверхностей основной проблемой становится повышение их коэффициента теплоотдачи.

4.3. ПРОДОЛЬНО ОБТЕКАЕМЫЕ ПУЧКИ ВИТЫХ ТРУБ

Структура турбулентного потока при его закрутке в пучках витых труб

Структура турбулентного потока в пучке витых труб (рис. 1.12) является весьма сложной, поэтому для ее исследования использовались экспериментальные методы. Поля усредненных составляющих вектора скорости в пучке витых труб были изучены с помощью тер-

моанемометра постоянной температуры [163, 194–198]. Результаты этого исследования представлены на рис. 4.19–4.21. В ортогональной системе координат продольная составляющая скорости u направлена параллельно оси пучка, а поперечные составляющие v и w – в соответствии с рис. 4.20 и 4.21.

Как видно из рис. 4.19, безразмерные поля полного вектора скорости V/V_{max} и его продольной составляющей u/u_{max} в пределах пристенного слоя по нормалям к стенкам труб описываются степенными законами

$$\frac{V}{V_{max}} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{1,7}, \quad \frac{u}{u_{max}} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{1,7}, \tag{4.35}$$

где толщина пристенного слоя δ определяется по зависимости

$$\delta/d_e = A\,\mathrm{Fr}_M^{0,32}. \tag{4.36}$$

Здесь $A = 0{,}0349$ при δ_{max} и $A = 0{,}0156$ при δ_{min}. Вне пристенного слоя скорости $\bar{V}$ и $\bar{u}$ периодически изменяются в пределах ±20%, что связано с особенностями конструкции пучка.

На рис. 4.20 и 4.21, где представлены поперечные составляющие скорости в характерной ячейке пучка, сплошными линиями *1* условно обозначены границы потока, обтекающего соседние витые трубы. Видно, что направление скорости v (рис. 4.20) определяется направлением закрутки витой трубы, поэтому на границе соседних труб $v = 0$. Составляющая вектора скорости w (рис. 4.21) направлена перпендикулярно либо стенке трубы, либо от нее в подветренной и наветренной частях профиля трубы.

Если опытные данные по полям скорости в поперечном сечении потока вблизи витой трубы пучка представить в цилиндрической системе координат, то, как видно из рис. 4.22*а*, во внешней части пристенного слоя изменение тангенциальной скорости u_τ по радиусу трубы можно в первом приближении описать законом квазитвердого вращения

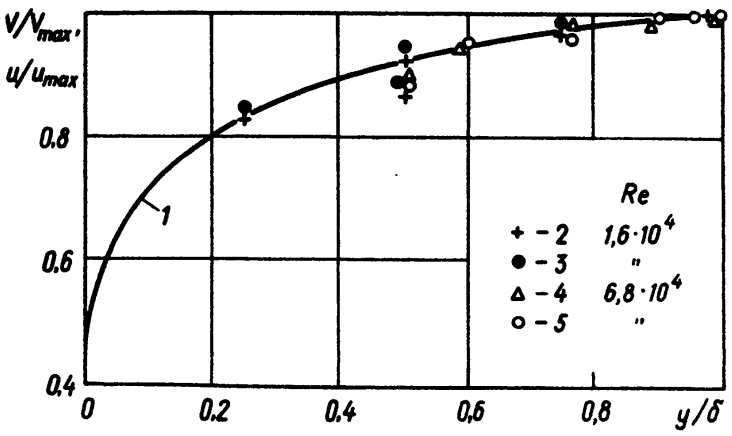


Рис. 4.19. Безразмерные профили полного вектора скорости V *(2, 4)* и ее продольной составляющей u *(3, 5)* при $\mathrm{Fr}_M = 178$ и разных Re. *1* – по зависимости (4.35)

$$u_\tau / r = \text{const}, \tag{4.37}$$

а в ядре потока — либо законом постоянства циркуляции

$$u_\tau r = \text{const}, \tag{4.38}$$

либо более сложной зависимостью.

Скорость u_τ (рис. 4.22*а*) и радиальная составляющая скорости u_r (рис. 4.22*б*) достигают максимального значения на внешней границе пристенного слоя и определяются по зависимостям:

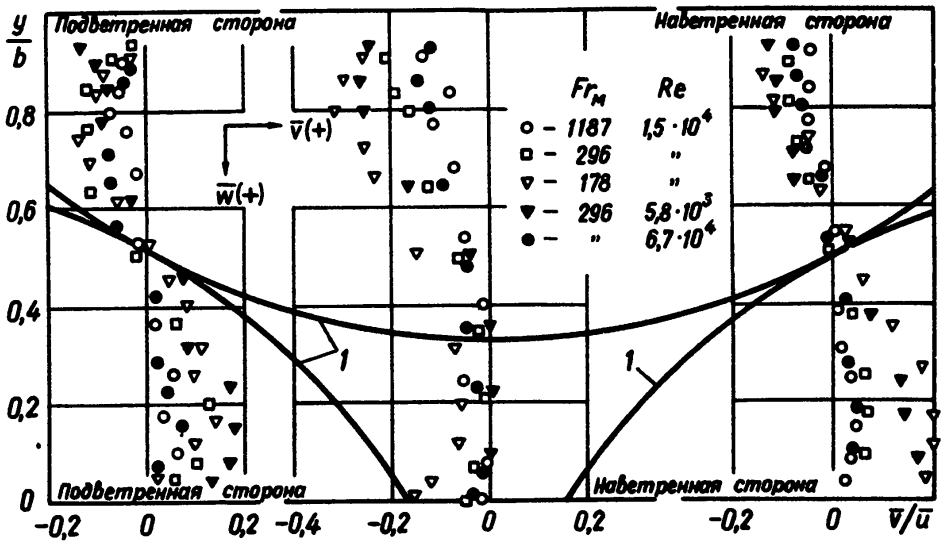


Рис. 4.20. Распределение безразмерной поперечной составляющей скорости $\bar{v}/\bar{u}$ в центральной ячейке пучков витых труб при разных Fr_M и Re. *1* – условные границы ячейки

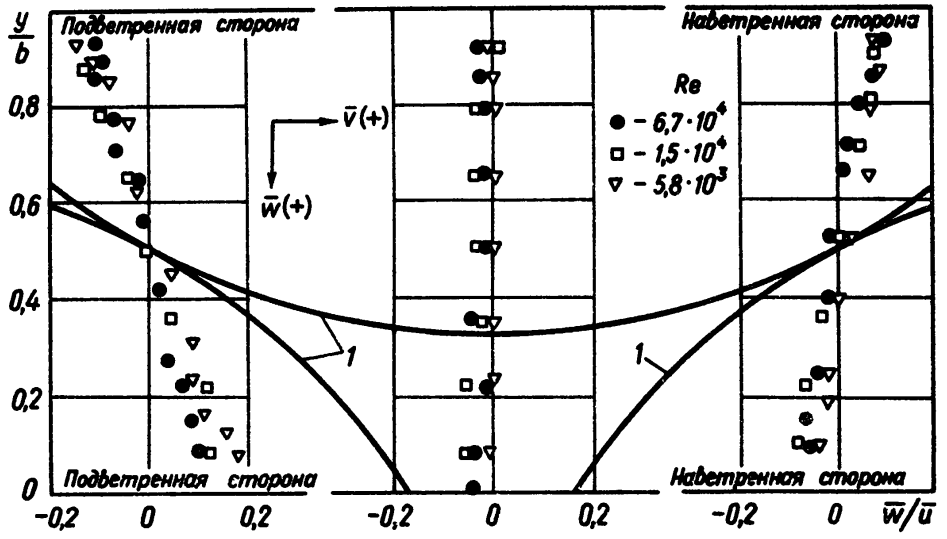


Рис. 4.21. Распределение безразмерной поперечной составляющей скорости $\bar{w}/\bar{u}$ в центральной ячейке пучка витых труб с Fr_M = 296 при разных Re. *1* – условные границы ячейки

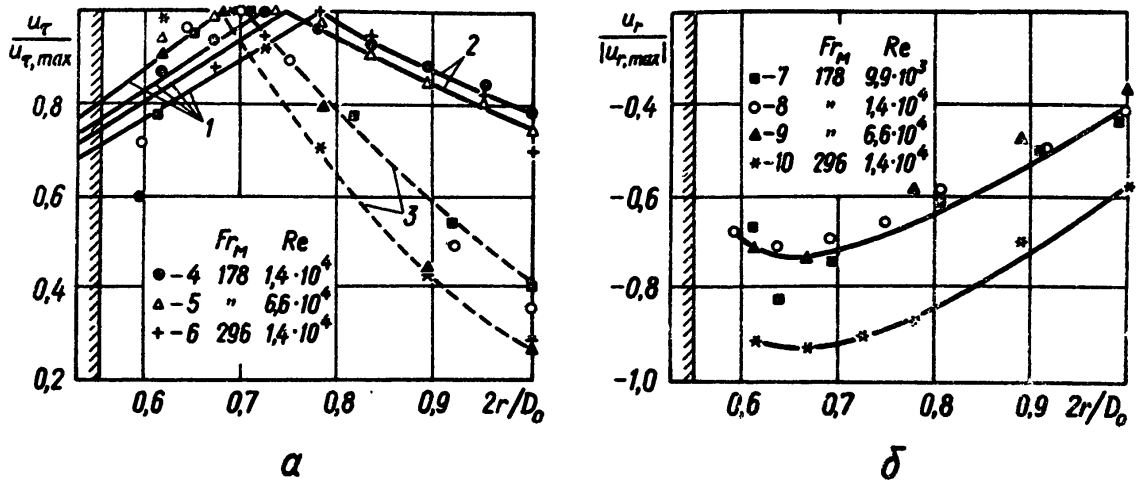


Рис. 4.22. Безразмерные профили тангенциальной (*а*) и радиальной (*б*) скоростей. *1* – по зависимости (4.37), *2* – (4.38), *3* – линии, характеризующие разброс опытных данных для центральных ячеек, *4–6* – опытные данные для периферийных ячеек, *7–10* – для центральных ячеек

$$\frac{u_{\tau,max}}{u_{max}} = \frac{1,24}{Re^{0,275}}\left(1 + \frac{23,3}{Fr_M} + \frac{31700}{Fr_M^2}\right), \tag{4.39}$$

$$\frac{u_{r,max}}{u_{max}} = \frac{0,44}{Re^{0,213}}\left(1 + \frac{95,7}{Fr_M} + \frac{18100}{Fr_M^2}\right), \tag{4.40}$$

из которых следует, что чем меньше Fr_M и Re, тем выше интенсивность вихревого движения в пучке и больше величины относительных поперечных составляющих скорости. Исследованные поля поперечных составляющих скорости свидетельствуют о непрерывном обмене порциями жидкости между пристенным слоем и ядром потока.

Поскольку изменение скоростей u, v, w от нуля до максимального значения сосредоточено в тонком пристенном слое, то можно предположить, что закрутка потока приводит к дополнительному порождению турбулентности прежде всего в пристенной области течения. Поэтому интенсивность турбулентности в пристенной области течения в пучке витых труб возрастает по сравнению с интенсивностью турбулентности в ядре потока больше, чем при течениях без составляющих скорости v, w, например, при течении в круглой трубе (рис. 4.23). При оценке эффектов, обнаруженных в пучках витых труб, в качестве объекта сравнения принимается течение в круглой трубе, поскольку структура потока и процессы тепломассообмена в ней наиболее изучены. Предложенные методы обобщения опытных данных в пучках витых труб позволяют получить единые зависимости по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при течении в пучках и в трубе.

Исследование энергетического спектра турбулентности проводилось с помощью аналоговой аппаратуры и позволило определить, к

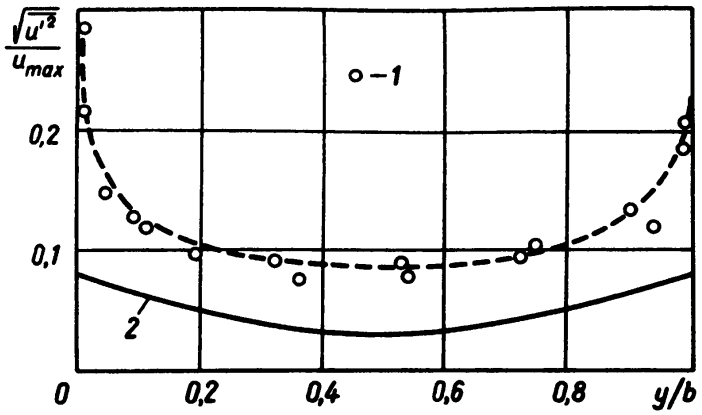
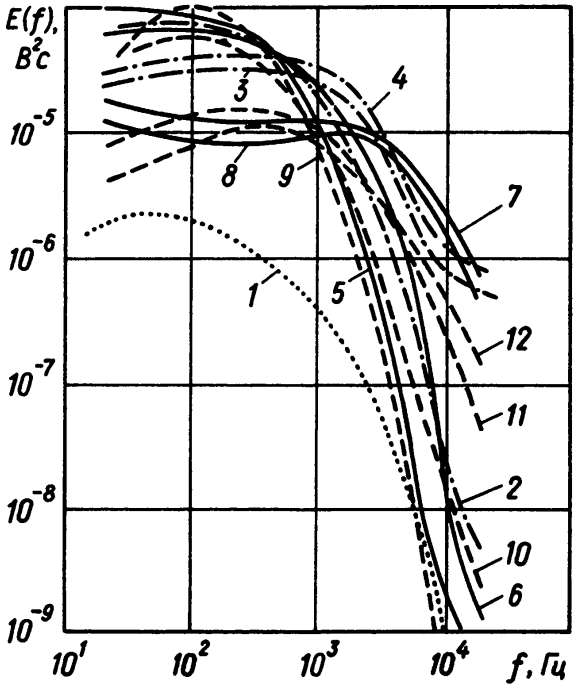


Рис. 4.23. Распределение продольной пульсационной скорости поперек рядов труб (от стенки до стенки широкой стороны овального профиля соседних труб) при Fr_M = 178 и Re = = $3{,}6 \cdot 10^4$. *1* – опытные данные, *2* – данные Лауфера для круглой трубы



	Fr_M	Re
2	178	$1{,}2 \cdot 10^4$
3	»	$3{,}4 \cdot 10^4$
4	»	$7{,}5 \cdot 10^4$
5	296	$6{,}7 \cdot 10^3$
6	»	$1{,}4 \cdot 10^4$
7	»	$4{,}0 \cdot 10^4$
8	»	$(6{,}7\text{-}11) \cdot 10^4$
9	1187	$8{,}1 \cdot 10^3$
10	»	$1{,}4 \cdot 10^4$
11	»	$4{,}1 \cdot 10^4$
12	»	$6{,}1 \cdot 10^4$

Рис. 4.24. Спектральное распределение продольной пульсационной составляющей скорости для точки ядра потока с максимальным значением величины $\sqrt{u'^2}/u_{max}$. *1* – опытные данные для оси труб (d_0 = 90 и 28 мм) при Re = $5{,}6 \cdot 10^3$—$1{,}3 \cdot 10^5$, *2—12* – данные для пучков при разных Fr_M и Re

какому типу турбулентности относится рассматриваемое течение (рис. 4.24) [199]. Видно, что по сравнению с течением в круглой трубе течение в пучке витых труб характеризуется смещением энергетических спектров турбулентности в область высоких частот. Под действием вязкости диссипация энергии возрастает с уменьшением размера вихрей. В рассматриваемом случае течения это означает увеличение гидравлического сопротивления. С уменьшением Fr_M и ростом Re вклад высокочастотных составляющих спектра в величину $\overline{u'^2}$ возрастает. При Re $< 10^4$ энергия в пучке витых труб в основном переносится низкочастотными крупномасштабными вихрями и максимальн-

ная частота энергосодержащих вихрей составляет примерно 500 Гц (рис. 4.24). Такой же результат имеет место и при турбулентном течении в пучках круглых труб.

При $Re > 10^4$ интервал частот энергосодержащих вихрей расширяется до 2–3 кГц и наблюдается автомодельность в распределении относительной энергии турбулентности по частотам в диапазоне 20–1000 Гц. Поэтому для проведения исследования относительной продольной пульсационной составляющей скорости $\overline{u'^2}$ в пучке витых труб термоанемометрическая аппаратура настраивалась в диапазоне частот f = 0–50 кГц (при исследовании $\overline{u'^2}$ в круглой трубе – в пределах f = 0–20 кГц).

Результаты экспериментального исследования величины $\overline{u'^2}$ представлены на рис. 4.25 в виде одномерного энергетического спектра турбулентности

$$\overline{u'^2} = \int_0^\infty E(f)df. \qquad (4.41)$$

Видно, что интенсивность турбулентности $\sqrt{\overline{u'^2}}/u_{max}$ изменяется в зависимости от Re, Fr_M и координат. С уменьшением Re и Fr_M интенсивность турбулентности в условиях закрутки потока возрастает.

Выполненные исследования позволили оценить продольный интегральный масштаб турбулентности путем использования гипотезы Тэйлора о „замороженной" турбулентности. Этот масштаб определяет среднестатистический размер вихрей. Измеренные величины интенсивности турбулентности и ее масштаба позволили оценить вклад турбулентной диффузии в межканальное перемешивание в пучке витых труб, который составляет 8–12% для пучков с p/D_0 = 25–12,5.

Эти исследования позволили установить механизмы искусственной

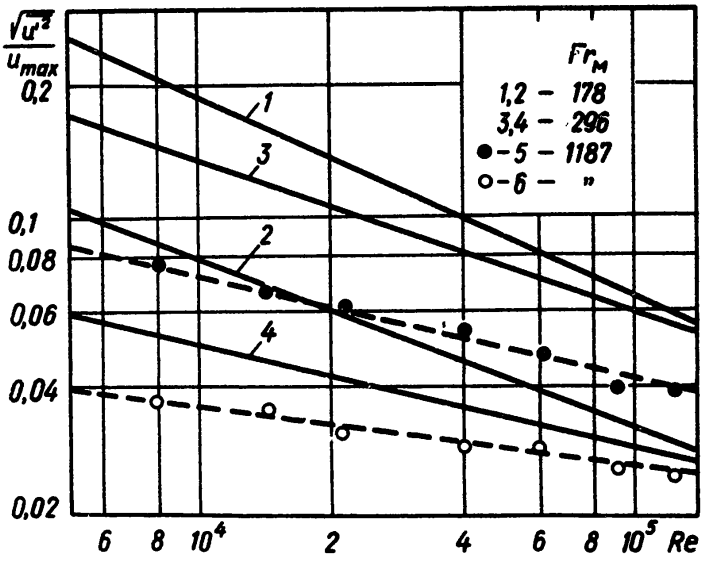


Рис. 4.25. Зависимость относительной продольной пульсационной составляющей скорости от Re и Fr_M в характерных точках потока: с максимальным (*1*, *3*, *5*) и минимальным (*2*, *4*, *6*) значениями $\sqrt{\overline{u'^2}}/u_{max}$

турбулизации потока при его закрутке в пучке витых труб и пути управления этим процессом посредством выбора геометрических (p/D_0) и режимных (Re) параметров.

Интенсификация теплообмена при закрутке потока в пучках витых труб

Экспериментальное исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в пучках витых труб проводилось в широком диапазоне изменения режимных параметров [61–63, 161, 164, 200–203]. В случае соблюдения геометрического подобия пучка труб с экспериментальной моделью при использовании в качестве определяющего размера эквивалентного диаметра для каждого шага закрутки p/D_0 можно получить зависимости такого же типа, как для пучка с шагом $p/D_0 = 6{,}5$, опытные данные для которого представлены на рис. 4.26.

При $\mathrm{Re} < 9{,}4\cdot10^3$ для расчета коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в пучке с $p/D_0 = 6{,}5$ получены следующие зависимости:

$$\mathrm{Nu} = 1{,}01\mathrm{Re}^{0,475}\mathrm{Pr}^{0,4}\psi^{-0,55}, \tag{4.42}$$

$$\xi = 2{,}3/\mathrm{Re}^{0,335}. \tag{4.43}$$

При $\mathrm{Re} > 9{,}4\cdot10^3$ опытные данные обобщены зависимостями

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0521\mathrm{Re}^{0,8}\mathrm{Pr}^{0,4}\psi^{-0,55}, \tag{4.44}$$

$$\xi = 0{,}741/\mathrm{Re}^{0,212}. \tag{4.45}$$

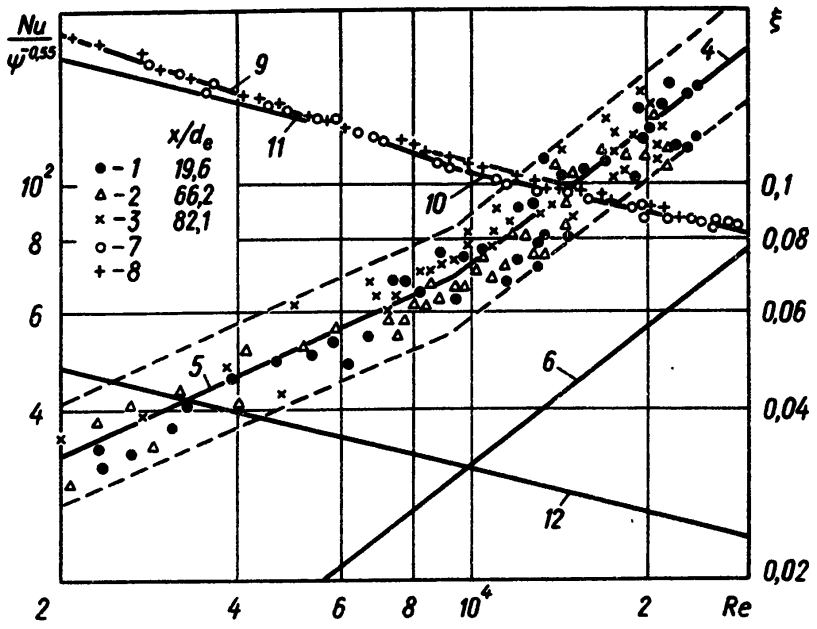


Рис. 4.26. Опытные данные по теплоотдаче (*1–3*) и гидравлическому сопротивлению при адиабатном (*7*) и неизотермическом (*8*) течениях в межтрубном пространстве пучка витых труб с $p/D_0 = 6{,}5$. *4* – по зависимости (4.44), *5* – (4.42), *6* – (4.47), *9* – (4.43), *10* – (4.45), *11* – (4.46), *12* – (4.12)

Поскольку излом в зависимости ξ от Re слабо выражен (рис. 4.26), для всего диапазона Re можно использовать формулу

$$\xi = 1{,}095/\mathrm{Re}^{0{,}25}. \qquad (4.46)$$

Сравнение полученных зависимостей с соответствующими выражениями для гидравлического сопротивления (4.12) и теплоотдачи в круглых трубах

$$\mathrm{Nu}_t = 0{,}023\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}4}\Psi^{-0{,}55} \qquad (4.47)$$

показывает, что закрутка потока приводит к увеличению коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления благодаря дополнительной турбулизации, причем наибольший рост теплоотдачи наблюдается в переходной области Re.

В области больших шагов закрутки ($p/D_0 > 10$) удалось обобщить опытные данные по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению геометрически неподобных пучков, введя в качестве характерного параметра модифицированное число Фруда ($\mathrm{Fr}_M = p^2/D_0 d_e$), полученное на основании использованной модели вихревого течения в пучке, согласно которой поток закручивается витыми трубами по закону квазитвердого вращения. При этом для участка стабилизированного течения были установлены зависимости

$$\mathrm{Nu} = 0{,}023\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}4}(1 + 3{,}6\mathrm{Fr}_M^{-0{,}357})\Psi^{-0{,}55}, \qquad (4.48)$$

$$\xi = 0{,}3164\mathrm{Re}^{-0{,}25}(1 + 3{,}6\mathrm{Fr}_M^{-0{,}357}), \qquad (4.49)$$

хорошо описывающие опытные данные (рис. 4.27 и 4.28).

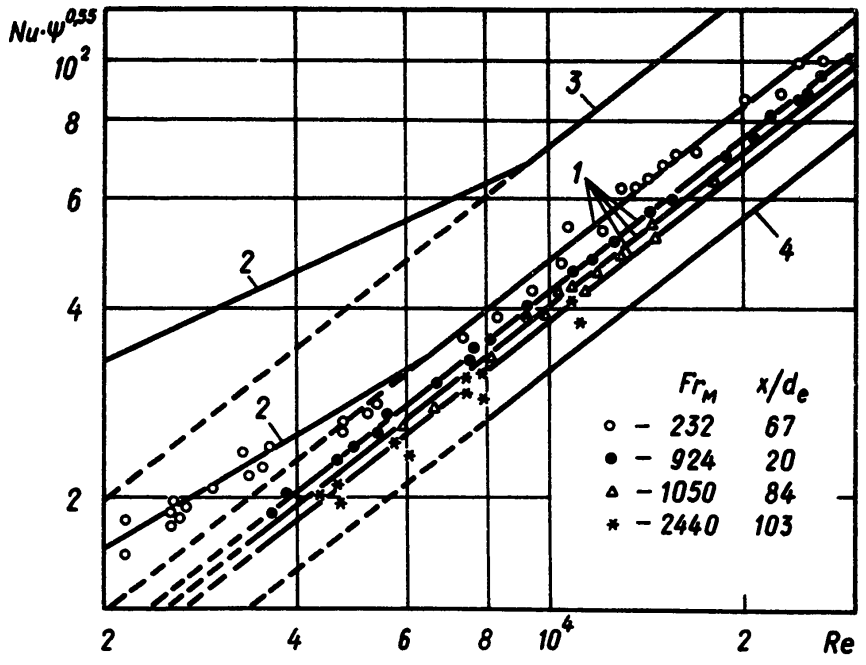


Рис. 4.27. Зависимость Nu от Re и Fr_M для пучков витых труб с $p/D_0 > 10$. *1* – по зависимости (4.48), *2* – (4.50), *3* – (4.44), *4* – (4.47)

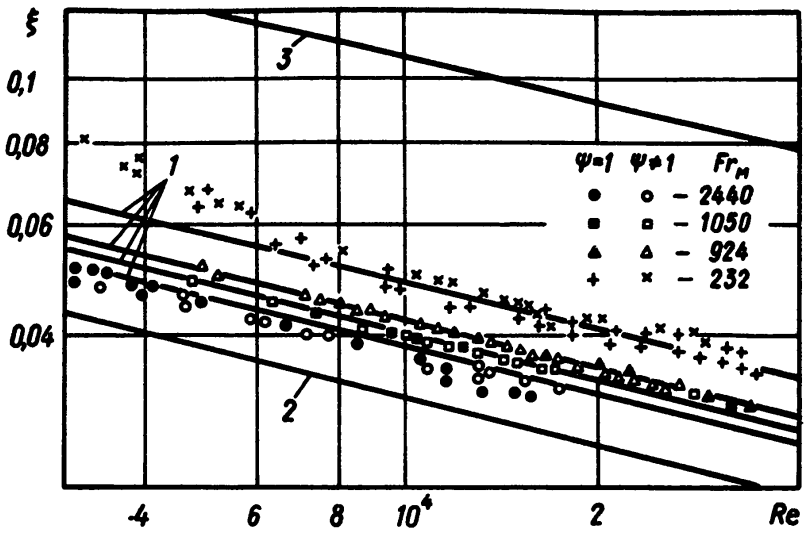


Рис. 4.28. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от Re и Fr_M для пучков с $p/D_0 > 10$ при адиабатном ($\Psi = 1$) и неизотермическом ($\Psi \neq 1$) течениях. *1* **– по зависимости (4.49),** *2* **– (4.12),** *3* **– (4.46)**

В переходной области течения экспериментальные данные обобщены формулой

$$Nu = 83{,}5Fr_M^{-1,2}Re^m Pr^{0,4}(1 + 3{,}6Fr_M^{-0,357})\Psi^{-0,55}, \qquad (4.50)$$

где при $Fr_M \geqslant 924$ показатель степени $m = 0{,}8$, а при $Fr_M < 924$ –

$$m = 0{,}212Fr_M^{0,194}. \qquad (4.51)$$

Зависимости для расчета теплоотдачи и гидравлического сопротивления в пучке витых труб приводятся к более универсальному виду, если использовать модель течения, основанную на введении в качестве определяющего размера эффективной (средней) толщины пристенного слоя

$$\bar{\delta} = 0{,}5(1 + 3{,}6Fr_M^{-0,357})^{-4} d_e. \qquad (4.52)$$

Тогда, используя в качестве определяющей температуры среднюю температуру в пристенном слое ($\bar{T} = 0{,}5(T_f + T_w)$), опытные данные по теплоотдаче в пучке витых труб можно обобщить формулой, аналогичной формуле для круглых труб, где в качестве определяющего размера принят радиус трубы (рис. 4.29):

$$Nu_{\bar{\delta}} = 0{,}02Re_{\bar{\delta}}^{0,8}Pr^{0,4}. \qquad (4.53)$$

В переходной области течения ($Re_{\bar{\delta}} < 500$) для расчета теплоотдачи можно использовать зависимость

$$Nu_{\bar{\delta}} = 6{,}47Fr_M^{-0,845}Re_{\bar{\delta}}^{m}Pr^{0,4}, \qquad (4.54)$$

где показатель степени m определяется так же, как и в формуле (4.50). При этом коэффициент гидравлического сопротивления описывается зависимостью для круглых труб в виде

$$\xi = 0{,}266/Re_{\bar{\delta}}^{0,25}. \qquad (4.55)$$

Влияние шага закрутки на интенсификацию теплообмена в пучке витых труб в переходной области течения и при развитом турбулентном течении наглядно показано на рис. 4.30. Видно, что в определенном диапазоне Fr_M (или p/D_0) в переходной области течения теплоотдача возрастает в большей степени, чем гидравлическое сопротивление, а при развитом турбулентном течении — в той же степени, что и гидравлическое сопротивление.

На начальном участке течения при x/d_e = 3,75–14 местная теплоотдача возрастает. Опытные данные для пучков с различными Fr_M хорошо обобщаются зависимостью (рис. 4.31)

$$C_l = 0{,}0426(x/d_e)^{-0{,}287}. \qquad (4.56)$$

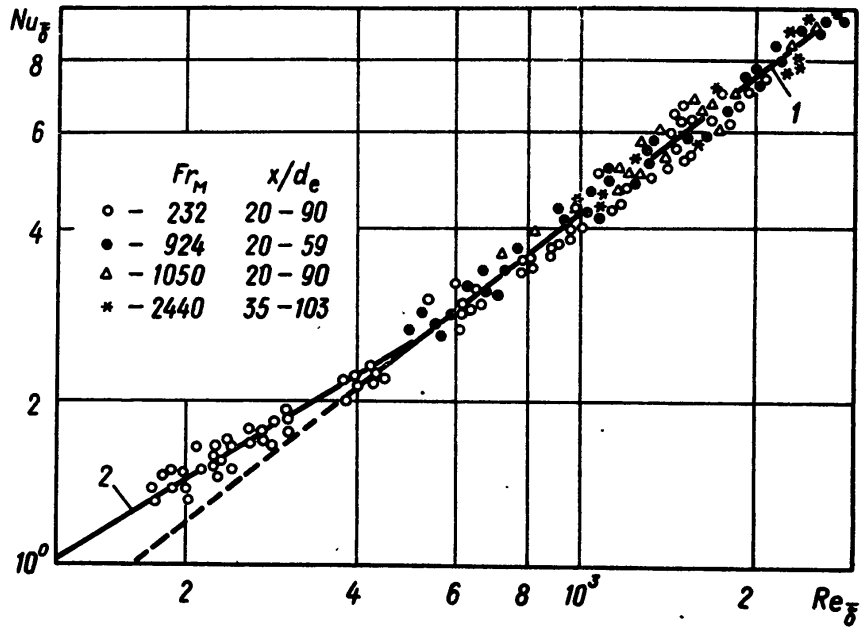
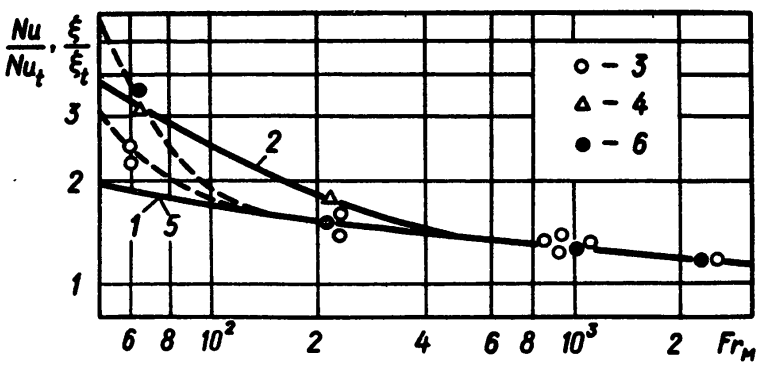


Рис. 4.29. Зависимость Nu от Re и Fr_M при использовании в качестве определяющих параметров средней толщины и средней температуры пристенного слоя. *1* – по зависимости (4.53), *2* – (4.54)

Рис. 4.30. Влияние Fr_M на относительную теплоотдачу и гидравлическое сопротивление. *1* – по зависимости (4.48) при Re = 10^4, *2* – по (4.50) при Re = $3 \cdot 10^3$, *3*, *4*, *6* – опытные данные по теплоотдаче при Re = 10^4 (*3*) и $3 \cdot 10^3$ (*4*) и гидравлическому сопротивлению (*6*), *5* – по (4.49)



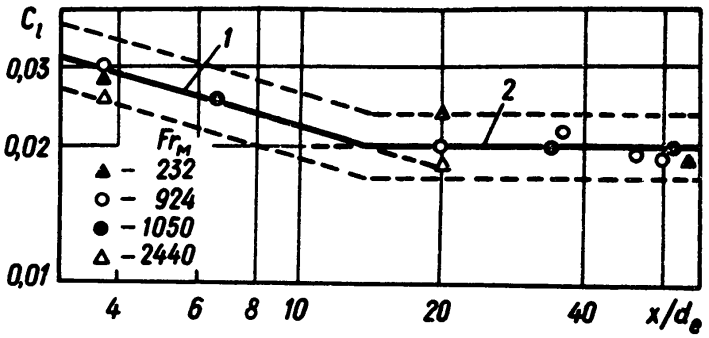


Рис. 4.31. Изменение местной теплоотдачи на начальном участке пучков витых труб. *1* – по зависимости (4.56). *2* – (4.53). $C_l = \mathrm{Nu}_{\bar{\delta}}/\mathrm{Re}_{\bar{\delta}}^{0,8}\mathrm{Pr}^{0,4}$

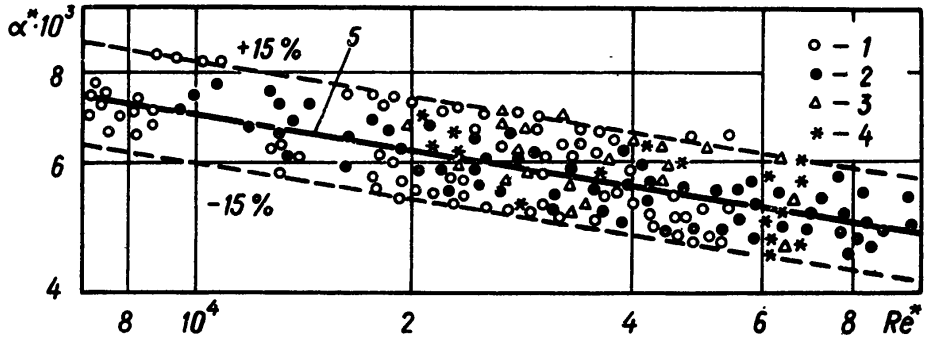


Рис. 4.32. Обобщающая зависимость для безразмерного коэффициента теплоотдачи. *1–4* – опытные данные, обозначения см. на рис. 4.29, *5* – по зависимости (4.57)

Для такого сложного турбулентного течения, каким является течение в пучке витых труб, можно найти условия локального подобия процессов турбулентного переноса. В этом случае зависимости (4.53) и (4.55) могут быть приведены к виду, расширяющему возможности моделирования и позволяющему проводить расчеты по локальным характеристикам потока и тепловыделения [204, 205]. В этом случае зависимости для расчета теплоотдачи и гидравлического сопротивления имеют вид:

$$\alpha^* = (30{,}4\mathrm{Re}^{*\,0{,}174}\mathrm{Pr}^{0{,}6} + 14{,}65\mathrm{Re}^{*\,0{,}09} - 11{,}2)^{-1}, \qquad (4.57)$$

$$\xi^* = 0{,}045\mathrm{Re}^{*\,-0{,}221} + c, \qquad (4.58)$$

где константа $c = 4 \cdot 10^{-4}$, а в качестве определяющих параметров приняты скорость и температура на внешней границе пристенного слоя. Эти зависимости хорошо согласуются с опытными данными (рис. 4.32 и 4.33).

В формулах (4.57) и (4.58) величина Re^* – специально построенное число Re. Для пучков витых труб оно выражается через числа $\mathrm{Re}_{\bar{\delta}}$ и ξ^*:

$$\mathrm{Re}^* = 1{,}035\mathrm{Re}_{\bar{\delta}}\left(1 - \frac{2\sqrt{\xi^*}}{0{,}39}\right)\Big/(0{,}39\sqrt{\xi^*}). \qquad (4.59)$$

В условиях закрутки потока в пучках витых труб неизотермичность течения по-разному влияет на коэффициенты теплоотдачи и гидравли-

ческого сопротивления. Так, если влияние температурного фактора на теплоотдачу значительно, то на коэффициент гидравлического сопротивления это влияние практически отсутствует (рис. 4.34).

Влияния длины участка гидродинамической стабилизации потока на коэффициент ξ также практически обнаружить не удалось (рис. 4.35), что может быть связано с выравнивающим действием закрутки потока, приводящим к расширению области ядра потока и тонкому пристенному слою на витых трубах.

Для течения в пучке витых труб характерно расслоение в пределах ±15% между опытными данными по теплоотдаче при разных x/d_e и числами Nu, определяемыми по зависимостям (4.44) и (4.48) (рис. 4.26). Это можно объяснить различиями в условиях обтекания потоком теплоносителя разных участков витой трубы, где установлены термопары, в зависимости от взаимного положения витых труб в пучке (наличие

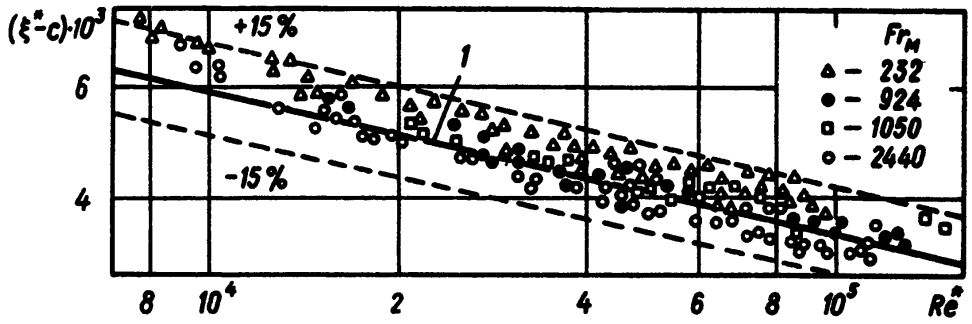


Рис. 4.33. Обобщающая зависимость для коэффициента гидравлического сопротивления. *1* – по зависимости (4.58)

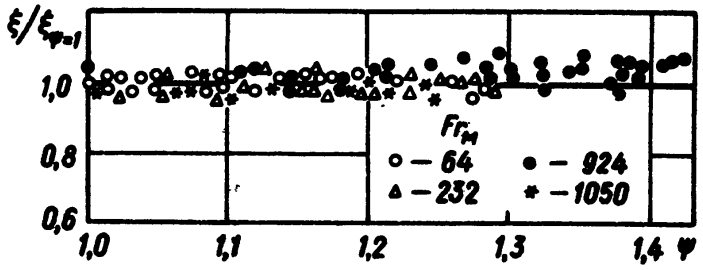
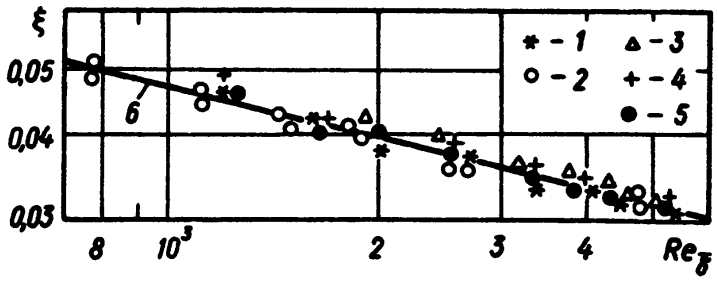


Рис. 4.34. Влияние температурного фактора на гидравлическое сопротивление в пучках витых труб



	x_0/d_e	L/d_e
1	3,8	55,5
2	"	86,7
3	11,9	8,1
4	"	47,5
5	36,2	23,1

Рис. 4.35. Влияние длины участка гидродинамической стабилизации потока на гидравлическое сопротивление пучка витых труб с Fr_M = 924. *6* – по зависимости (4.55)

точек касания труб и открытых участков). Поэтому Nu изменяется относительно среднего значения $\overline{Nu}$ по периодическому закону, определяемому шагом закрутки труб

$$\frac{Nu}{\overline{Nu}} = 1 + 0{,}15\cos\frac{2\pi l}{p}. \qquad (4.60)$$

Представленные результаты исследования теплоотдачи и гидравлического сопротивления свидетельствуют о том, что закрутка потока в пучках витых труб существенно интенсифицирует теплообмен в определенном диапазоне геометрических и режимных параметров.

Интенсификация перемешивания теплоносителя в пучках витых труб

Для пучков витых труб характерна высокая интенсивность процесса межканального перемешивания [126, 127, 162, 206–212]. Значения эффективного коэффициента турбулентной диффузии более чем на порядок превышают значения коэффициента турбулентной диффузии на оси круглой трубы. Это особенно важно, когда в теплообменных устройствах с существенной неравномерностью тепловыделения в поперечном сечении пучков труб и с большой теплонапряженностью конструкций требуется с высокой эффективностью выравнять сформированные ею неравномерные поля температур теплоносителя.

Расчет полей температур проводился путем численного решения системы уравнения (1.18)–(1.21), описывающей течение гомогенизированной среды, а для замыкания этой системы использовался экспериментальный эффективный коэффициент диффузии D_{ef}. Этот коэффициент определялся двумя методами: методом диффузии от точечного источника тепла и методом диффузии тепла от системы линейных источников. В первом случае коэффициент D_{ef} определялся из предельного решения уравнения Тэйлора для однородной и изотропной турбулентности. При этом для каждого измеряемого распределения температуры теплоносителя на разных расстояниях от источника рассчитывался среднестатистический квадрат перемещения $\overline{y^2}$ и строилась зависимость $\overline{y^2} = f(x)$, а коэффициент D_{ef}/u вычислялся как тангенс угла наклона асимптоты $\overline{y^2} = 2(D_{ef}/u)(x - x_0)$ к кривой $\overline{y^2} = f(x)$. Этот коэффициент D_{ef} сопоставлялся с коэффициентом D_{ef}, определенным методом диффузии тепла от системы линейных источников (методом зонного нагрева), который заключается в следующем. В пучке выделяется группа труб, которая нагревается путем пропускания по их стенкам электрического тока. При этом обеспечивается электроизоляция нагреваемой группы витых труб от остальных труб пучка. При

нагреве выделенной группы труб формируется неравномерность поля температуры теплоносителя в пучке, которая частично выравнивается по длине пучка за счет поперечного перемешивания. Эффективный коэффициент диффузии, характеризующий процесс переноса тепла в пучке витых труб, определяется путем сопоставления экспериментально измеренных в выходном сечении пучка полей температуры теплоносителя с теоретически рассчитанными полями температуры с использованием методов математической статистики.

При определении безразмерного эффективного коэффициента диффузии K сопоставление теоретически рассчитанных полей температуры с экспериментально измеренными полями проводилось двумя методами. Первый метод состоял в том, что для каждой расчетной кривой $T = T(r)$ при заданном значении коэффициента K находился квадратный корень из суммы квадратов отклонений каждой экспериментальной точки от кривой и строился график зависимости

$$\sqrt{\sum_{i=1}^{n} (\Delta T_i)^2} = f(K), \qquad (4.61)$$

где n — число экспериментальных точек.

Минимум функции (4.61) соответствует максимально достоверному значению безразмерного коэффициента K, при котором достигается наилучшее согласование экспериментальных и теоретических полей температур.

Второй метод состоял в проведении статистического анализа для определения доверительных интервалов изменения величины K по экспериментальной выборке. Сначала устанавливалась возможность применения статистических гипотез о принадлежности всех вычисленных дисперсий одной генеральной дисперсии и о нормальном распределении случайной величины T. Затем проводился статистический анализ величины K. причем каждой экспериментальной точке на графике $T = T(r)$ приписывалось вполне определенное значение коэффициента K в соответствии с нанесенной на этот график сеткой теоретических кривых $T = T(K, r)$. Доверительные интервалы величины K определялись с принятой доверительной вероятностью 0,95. Сетка расчетных кривых $T = T(K, r)$, которая наносилась на график с экспериментальными данными, имела число интервалов по K, равное m, и длину интервала по величине K, равную e. Расчет проводился в следующем порядке. Определялись число точек, попавших в интервал от K_i до $K_i + e$, которые приписывались середине интервала, среднее значение величины K в данной выборке

$$\bar{K} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{m} n_i \bar{K}_i \qquad (4.62)$$

и исправленная дисперсия величины K

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{m} n_i(\bar{K}_i - \bar{K})^2 - \frac{e^2}{12}. \qquad (4.63)$$

Тогда, приняв гипотезу о нормальном распределении величины K, ее доверительные интервалы можно описать формулой

$$K = \bar{K} \pm 1{,}96\sigma, \qquad (4.64)$$

где $\sigma = \sqrt{\sigma^2}$ – среднеквадратичное отклонение K.

Этим методом были определены эффективные коэффициенты диффузии для случаев осесимметричной и асимметричной неравномерностей поля тепловыделения в поперечном сечении пучка.

Эксперименты проводились при Fr_M = 55–1080, Re = $3{,}4 \cdot 10^3$–$3{,}8 \cdot 10^4$, пористости пучка ϵ = 0,46–0,5 и входной турбулентности потока Tu = 1–6%.

Типичные распределения экспериментально измеренных полей температур теплоносителя при разных значениях Fr_M и Re = $(1{,}2–1{,}7) \cdot 10^4$ представлены для случаев осесимметричной (рис. 4.36) и асимметричной (рис. 4.37, 4.38) неравномерностей поля тепловыделения. На рис. 4.36*б* показано также распределение скорости потока в выходном сечении пучка с Fr_M = 232. Видно, что неравномерное поле температур, сформированное неравномерным полем тепловыделения по радиусу пучка, приводит также к неравномерности продольной скорости потока. Это свидетельствует о необходимости учитывать в уравнении

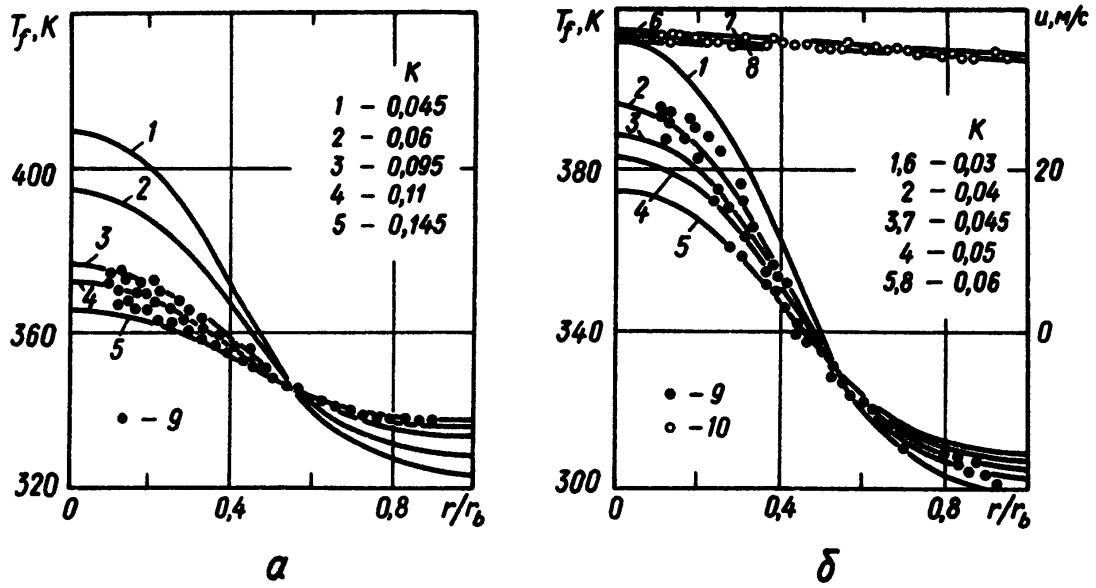


Рис. 4.36. Сравнение экспериментально измеренных полей температуры и скорости потока с полями, рассчитанными при разных значениях коэффициента K для пучков с Fr_M = 64 (*а*) и 232 (*б*). *1–5* – расчет для температуры, *6–8* – расчет для скорости, *9*, *10* – опытные данные для температуры (*9*) и скорости (*10*)

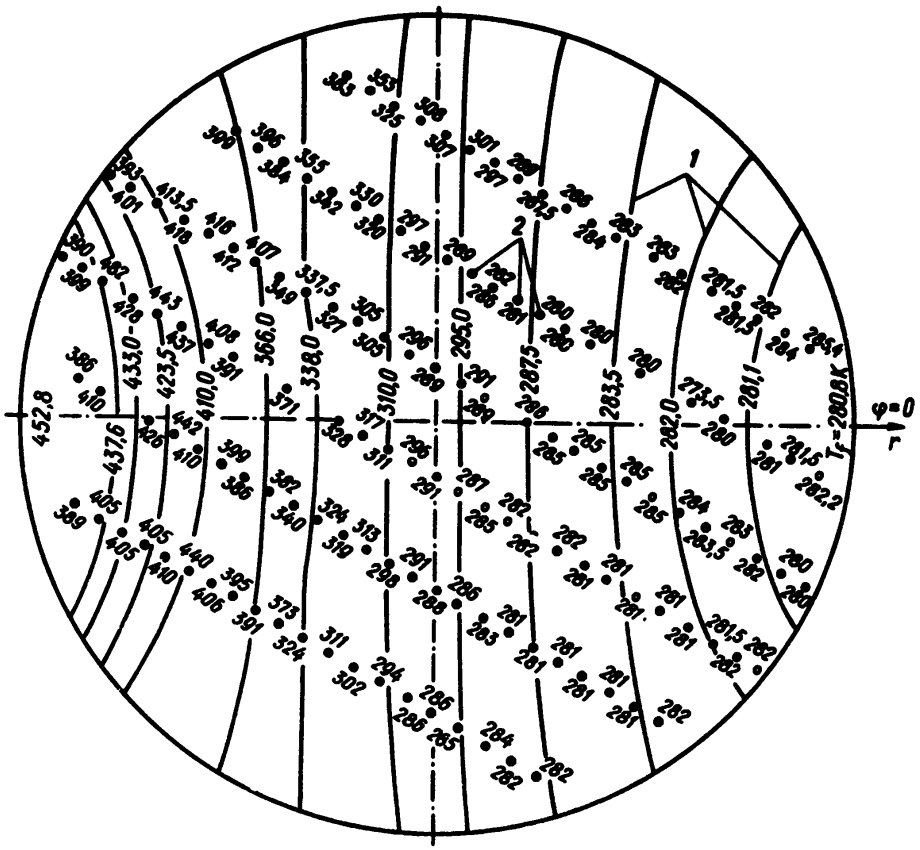
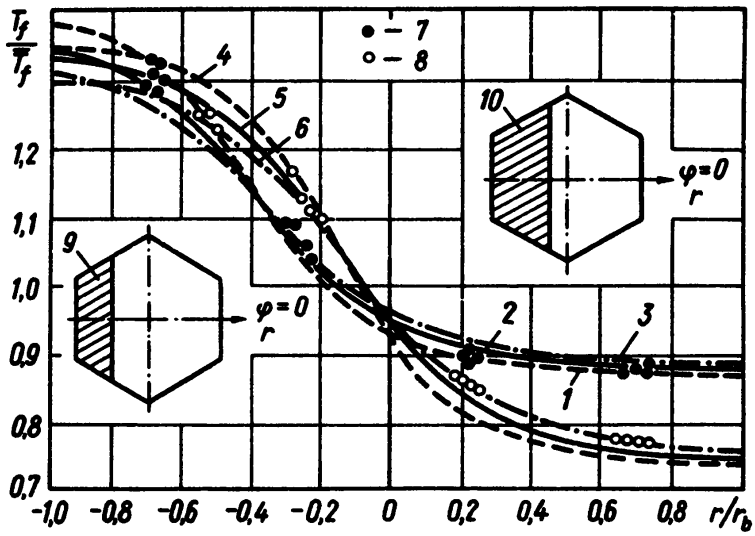


Рис. 4.37. Поля температуры теплоносителя в выходном сечении пучка витых труб с Fr_M = 1050 при Re = $1{,}6 \cdot 10^4$ и Q = 4,5 кВт. *1* – расчетное поле температуры при наиболее вероятном значении коэффициента K = 0,03, *2* – экспериментальное поле температуры



	Q, кВт	Re	K
1	4,5	$1{,}55 \cdot 10^4$	0,03
2	"	"	0,045
3	"	"	0,06
4	9,9	$1{,}43 \cdot 10^4$	0,03
5	"	"	0,045
6	"	"	0,06
7	4,5	$1{,}55 \cdot 10^4$	–
8	9,9	$1{,}43 \cdot 10^4$	–

Рис. 4.38. Поля температуры теплоносителя в азимутальном направлении (φ = 0) для пучка витых труб с Fr_M = 232 при разной протяженности области размещения нагреваемых труб в теплообменнике. *1–3, 4–6* – расчет при разных Re, Q и коэффициентах K, *7, 8* – опытные данные, *9, 10* – зоны перегрева теплоносителя для вариантов *1–3 (9)* и *4–6 (10)*

движения процесс выравнивания неравномерности скорости и за счет диффузионного члена

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(\rho r D_{ef}\frac{\partial u}{\partial r}\right).$$

Опытные распределения температур на этих рисунках сравниваются с теоретически рассчитанными полями при разных значениях коэффициента K путем решения системы уравнений (1.18)–(1.21) с граничными условиями (1.22)–(1.24) методом сеток с использованием явной схемы и методом матричной факторизации (разд. 1.5). Характер изменения рассчитанных температур аналогичен характеру изменения экспериментальных распределений этих параметров, но совпадение опытных и теоретических полей происходит при разных значениях коэффициента K в зависимости от Fr_M, Re и пористости ϵ. Чем меньше Fr_M, тем больше коэффициент K, при котором эти поля совпадают.

Совпадение теоретических полей температуры и скорости с опытными полями может служить экспериментальным обоснованием применимости принятой гомогенизированной модели течения и разработанных методов расчета системы дифференциальных уравнений, описывающих течение гомогенизированной среды в пучках витых труб.

На рис. 4.39 показано, как влияют Re, Fr_M, входная турбулентность потока и длина пучков на коэффициент диффузии K в случае осесимметричной неравномерности тепловыделения. Видно, что Re влияет на коэффициент K только в области $Re < 10^4$, а уровень турбулентности на входе в пучок практически не оказывает влияния. Влияние длины пучков обусловлено различной пористостью сравниваемых пучков.

В результате исследований получены формулы для расчета безраз-

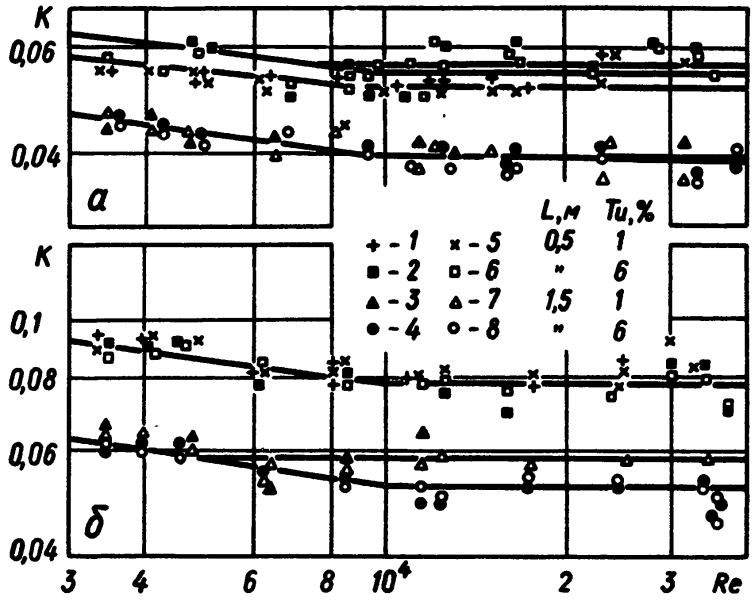


Рис. 4.39. Зависимость эффективного коэффициента диффузии от Re, входной турбулентности потока и длины пучков с Fr_M = 220 (*а*) и 56 (*б*). *1–4* – при использовании метода наименьших квадратов, *5–8* – при использовании метода математической статистики

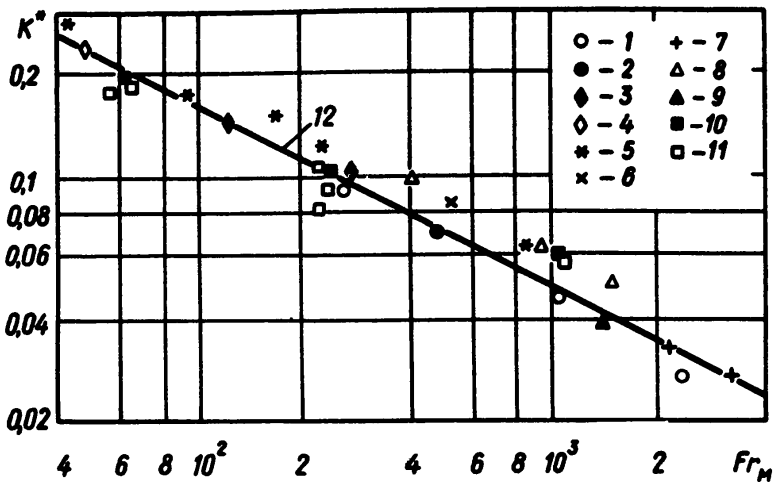


Рис. 4.40. Зависимость эффективного коэффициента турбулентной диффузии от интенсивности закрутки потока в пучках различной пористости. *1, 2* – опытные данные В. Баумана, *3, 4* – А. В. Жукова и др., *5, 6, 7* – Р. Е. Колингэма и др., *8, 9* – Дж. Скока, *10, 11* – Б. В. Дзюбенко, Ю. В. Вилемаса, В. М. Иевлева и др., *12* – по зависимости (4.68)

мерного коэффициента K, отражающие влияние закрутки потока на процесс тепломассопереноса в пучках витых труб:

при $\mathrm{Re} \geqslant 10^4$ –

$$K_E = 0{,}136\mathrm{Fr}_M^{-0{,}256} + 10\mathrm{Fr}_M^{-0{,}66}(\epsilon - 0{,}46), \qquad (4.65)$$

при $\mathrm{Re} = 3{,}4\cdot 10^3 - 10^4$ –

$$K_E = 3{,}162[0{,}136\mathrm{Fr}_M^{-0{,}256} + 10\mathrm{Fr}_M^{-0{,}66}(\epsilon - 0{,}46)]\,\mathrm{Re}^{-0{,}125}. \qquad (4.66)$$

Эти коэффициенты могут быть связаны с коэффициентами, полученными из решения уравнения Тэйлора, через эйлеров (L_E) и лагранжев (L_L) пространственные интегральные масштабы турбулентности соотношением

$$K_E/K_L = L_E/L_L = 0{,}785\mathrm{Fr}_M^{-0{,}127}. \qquad (4.67)$$

В области автомодельности коэффициента K от Re ($\mathrm{Re} \geqslant 10^4$) процесс межканального перемешивания в пучках витых труб и стержней со спиральным оребрением или проволочной навивкой удалось описать единой зависимостью

$$K^* = K_E/\epsilon^{1{,}086} = 1{,}902\,\mathrm{Fr}_M^{-0{,}53}. \qquad (4.68)$$

Это свидетельствует об одинаковом механизме тепломассопереноса в таких пучках. Зависимость (4.68) обобщает опытные данные работ различных авторов (рис. 4.40).

Таким образом, пучки витых труб характеризуются интенсивным межканальным перемешиванием, что достигается за счет спиральной закрутки теплоносителя, приводящей к появлению поперечных составляющих скорости, к дополнительной турбулизации и вторичной циркуляции потока, а также к организованному переносу потока в масштабе диаметра пучка. Эффективные коэффициенты диффузии, определяющие процесс поперечного перемешивания в таких аппаратах, более чем в 10 раз превышают коэффициент турбулентной диффузии на оси круглой трубы.

Оценка эффективности интенсификации теплообмена

Эффективность интенсификации теплообмена путем закрутки потока в теплообменных аппаратах с продольным обтеканием витых труб оценивалась путем сравнения объемов гладкотрубного теплообменника и с витыми трубами при одинаковых тепловых мощностях и мощностях на прокачку теплоносителей (одинаковых расходах теплоносителей и потерях давления) [161]. Предполагалось, что сравниваемые каналы имеют одинаковые периметры, т. е. $П = П_0$, а сравниваемые трубы размещены в пучках с одинаковым шагом.

Хотя теплообмен интенсифицируется как при течении теплоносителя в межтрубном пространстве, так и внутри труб, наибольший эффект от применения витых труб получается в том случае, когда лимитирующим является термическое сопротивление в межтрубном пространстве. Из рис. 4.41, на котором представлены зависимости Nu/Nu_0 и ξ/ξ_0 от шага закрутки p/D_0 при $Re > 10^4$, видно, что для пучков с $p/D_0 > 12$ ($Fr_M > 220$) значения $Nu/Nu_0 \sim \xi/\xi_0$, а при меньших p/D_0 рост ξ/ξ_0 опережает рост Nu/Nu_0. Так, для пучка с $p/D_0 = 6$ ($Fr_M = 57$) значение $Nu/Nu_0 = 2{,}2$, а $\xi/\xi_0 = 3{,}4$. На этом же рисунке показана зависимость отношения объемов аппаратов V/V_0 от шага закрутки p/D_0, которое изменяется в пределах 0,52–0,74 и уменьшается с уменьшением p/D_0.

При меньших Re (в переходной области течения) эффективность теплообменника с витыми трубами еще выше. Так, при $Re = 3 \cdot 10^3$ и шаге закрутки $p/D_0 = 12$ $Nu/Nu_0 = 1{,}75$, а $\xi/\xi_0 = 1{,}5$, т. е. наблюдается опережающий рост Nu/Nu_0 над ростом ξ/ξ_0, а при $p/D_0 = 6$ $Nu/Nu_0 = 3{,}5$ и $\xi/\xi_0 = 3{,}8$. Использование теплообменных аппаратов с витыми трубами при $Re = 3 \cdot 10^3$ позволяет уменьшить объем теплообменника в 2–2,5 раза по сравнению с объемом гладкотрубных аппаратов.

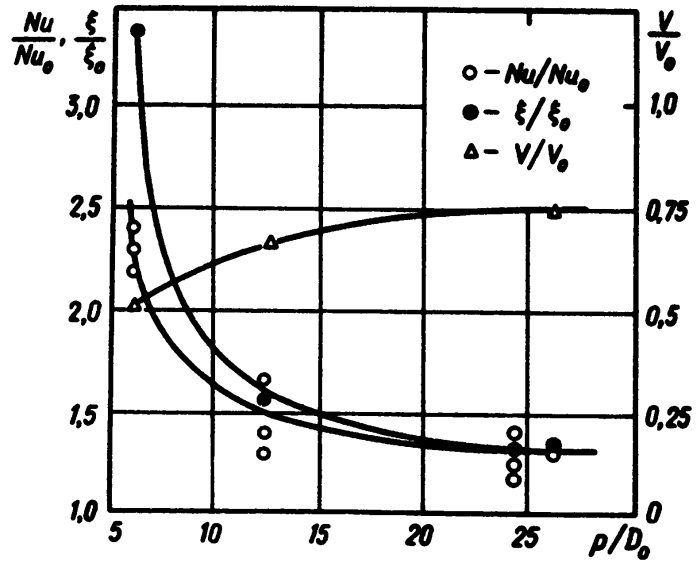


Рис. 4.41. Зависимости Nu/Nu_0, ξ/ξ_0 и V/V_0 от p/D_0 для теплообменников с продольным обтеканием пучка витых труб при $Re > 10^4$

4.4. ПОПЕРЕЧНО ОБТЕКАЕМЫЕ ПУЧКИ ВИТЫХ ТРУБ

Теплообмен и гидравлическое сопротивление

Экспериментальное исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в поперечно обтекаемых пучках витых труб (рис. 1.13) проводилось в интервалах $\mathrm{Re} = 10^3 - 3 \cdot 10^4$ и температурного фактора $\Psi = 1{,}1 - 1{,}5$ при шагах закрутки витых труб $p/D_0 = 12{,}2$ и 6,1 [213, 214]. При обобщении опытных данных за определяющую скорость принималась скорость $u = u_0/\epsilon$, где u_0 — скорость перед пучком, ϵ — пористость пучка по теплоносителю. За определяющую температуру принималась температура набегающего потока. В качестве определяющего размера использовался размер

$$d_p = 2\frac{\epsilon}{1-\epsilon}\frac{F_t}{s_2}, \tag{4.69}$$

где F_t — площадь поперечного сечения трубы, s_2 — продольный шаг размещения труб в пучке.

Исследовались два варианта размещения труб в пучках: с постоянной и переменной шириной канала между трубами по длине при одинаковых относительных шагах $a \times b = 1{,}0 \times 0{,}86$ ($D_0 = 12{,}3$ мм). Результаты исследования средней теплоотдачи и гидравлического сопротивления в поперечно обтекаемых пучках витых труб для обоих вариантов размещения представлены на рис. 4.42.

Опытные данные по средней теплоотдаче в пучках с постоянной шириной канала между трубами для $p/D_0 = 12{,}2$ и 6,1 обобщены зависимостями:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}74\mathrm{Re}^{0{,}58}, \tag{4.70}$$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}51\mathrm{Re}^{0{,}62}. \tag{4.71}$$

Гидравлическое сопротивление пучков с постоянной шириной канала между трубами обобщено следующими зависимостями:

для $p/D_0 = 12{,}2$ при $\mathrm{Re} = 10^3 - 4{,}7 \cdot 10^3$ –

$$\mathrm{Eu} = 1{,}9, \tag{4.72}$$

при $\mathrm{Re} = 4{,}7 \cdot 10^3 - 3 \cdot 10^4$ –

$$\mathrm{Eu} = 8\mathrm{Re}^{-0{,}17}, \tag{4.73}$$

для $p/D_0 = 6{,}1$ при $\mathrm{Re} = 10^3 - 3{,}7 \cdot 10^3$ –

$$\mathrm{Eu} = 2{,}0, \tag{4.74}$$

при $\mathrm{Re} = 3{,}7 \cdot 10^3 - 10^4$ –

$$\mathrm{Eu} = 5{,}78\mathrm{Re}^{-0{,}13}. \tag{4.75}$$

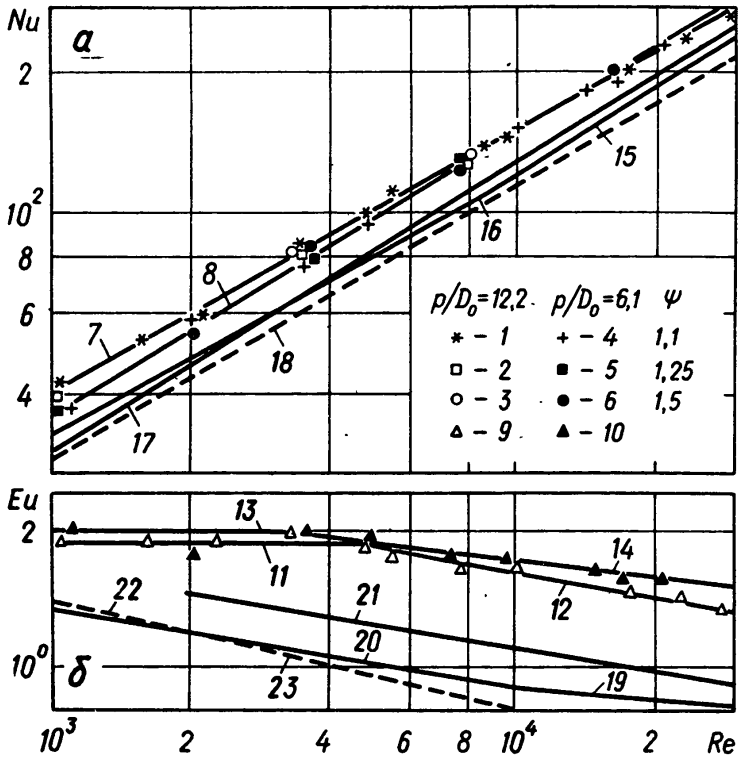


Рис. 4.42. Средняя теплоотдача (*а*) и гидравлическое сопротивление (*б*) при поперечном обтекании пучков витых труб. *1–3*, *4–6* – опытные данные по теплоотдаче для пучков с $p/D_0 = 12{,}2$ и 6,1 при разных значениях Ψ, *7* – по зависимости (4.70), *8* – (4.71), *9*, *10* – опытные данные по гидравлическому сопротивлению, *11* – по зависимости (4.72), *12* – (4.73), *13* – (4.74), *14* – (4.75), *15* – (4.77), *16* – (4.76), *17* – (4.78), *18* – (4.79) для гладкотрубного пучка, *19* – (4.81), *20* – (4.80), *21* – (4.84), *22*, *23* – (4.85) и (4.86) для гладкотрубного пучка

Как видно из зависимостей (4.70)–(4.75) и рис. 4.42, влияние шага закрутки труб p/D_0 на теплоотдачу и сопротивление в исследованном интервале параметров незначительное, а влияния температурного фактора не отмечается.

Опытные данные по средней теплоотдаче в пучках с переменной шириной канала между трубами обобщены зависимостями:

для $p/D_0 = 6{,}1$ при $\mathrm{Re} = 10^3 - 10^4$ –

$$\mathrm{Nu} = 0{,}538\mathrm{Re}^{0{,}59}, \qquad (4.76)$$

при $\mathrm{Re} = 10^4 - 3\cdot10^4$ –

$$\mathrm{Nu} = 0{,}232\mathrm{Re}^{0{,}68}, \qquad (4.77)$$

для $p/D_0 = 12{,}2$ при $\mathrm{Re} = 10^3 - 3\cdot10^4$ –

$$\mathrm{Nu} = 0{,}367\mathrm{Re}^{0{,}64}. \qquad (4.78)$$

В этом случае средняя теплоотдача на 25–33% меньше, чем в пучках витых труб с постоянной шириной канала между ними. При этом средняя теплоотдача в гладкотрубном пучке еще меньше:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}498\mathrm{Re}^{0{,}6}. \qquad (4.79)$$

Полученные результаты свидетельствуют о заметной интенсификации теплоотдачи при поперечном обтекании пучков витых труб с каналами постоянной ширины между ними.

Гидравлическое сопротивление пучков витых труб с переменной шириной канала между ними обобщено следующими зависимостями:

для $p/D_0 = 12{,}2$ при $Re = 10^3 - 10^4$ –

$$Eu = 3{,}86Re^{-0{,}156}, \quad (4.80)$$

при $Re = 10^4 - 3 \cdot 10^4$ –

$$Eu = 1{,}84Re^{-0{,}076}, \quad (4.81)$$

для $p/D_0 = 6{,}1$ при $Re = 10^3 - 10^4$ –

$$Eu = 1{,}665Re^{-0{,}06}, \quad (4.82)$$

при $Re = 10^4 - 3 \cdot 10^4$ –

$$Eu = 1{,}18Re^{-0{,}021}. \quad (4.83)$$

Для пучка с $p/D_0 = 14{,}2$ и шагами размещения труб $a \times b = 1{,}0 \times 1{,}0$ при $Re = 2 \cdot 10^3 - 3 \cdot 10^4$

$$Eu = 4{,}65\ Re^{-0{,}154}. \quad (4.84)$$

Для гладкотрубного пучка зависимости следующие:
при $Re = 10^3 - 4 \cdot 10^3$ –

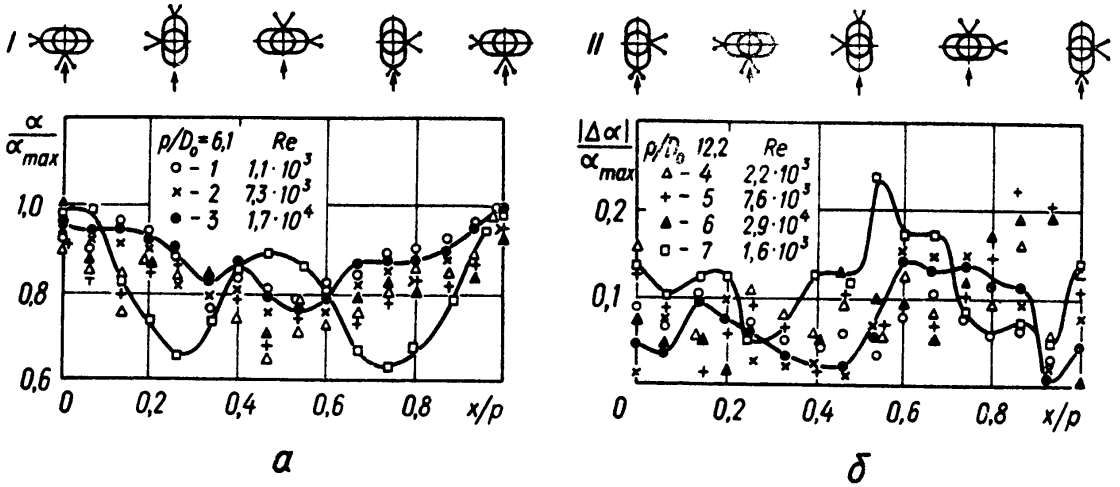
$$Eu = 3{,}84Re^{-0{,}15}, \quad (4.85)$$

при $Re = 4 \cdot 10^3 - 3 \cdot 10^4$ –

$$Eu = 11{,}2Re^{-0{,}29}. \quad (4.86)$$

Как видно из рис. 4.42, гидравлическое сопротивление пучков с переменной шириной канала между трубами заметно меньше, чем пучков с постоянной шириной канала.

Результаты исследования распределения локального коэффициента теплоотдачи по периметру витой трубы и по ее длине представлены на



а *б*

Рис. 4.43. Распределение относительного коэффициента теплоотдачи на середине боковой стороны овала (*а*) и относительной максимальной неравномерности коэффициента теплоотдачи в сечении (*б*) по длине витой трубы при $\Psi = 1{,}07 - 1{,}15$. *1–3*, *4–7* – опытные данные для пучков с $p/D_0 = 6{,}1$ и 12,2 при постоянной (*1–6*) и переменной (*7*) ширине щелевого зазора между трубами по длине. I — положения профиля трубы относительно потока для точек *1–6*, II – для точки *7*

рис. 4.43. Видно, что неравномерность коэффициента теплоотдачи α по периметру витой трубы уменьшается с уменьшением шага закрутки p/D_0 и становится в 2–3 раза меньше, чем в гладкотрубном пучке с шахматным расположением труб, при котором неравномерность теплоотдачи по периметру круглой трубы составляет примерно 45%.

Оценка эффективности интенсификации теплообмена

Эффективность интенсификации теплообмена путем закрутки потока в теплообменных аппаратах с поперечным обтеканием витых труб оценивалась также путем сравнения объемов гладкотрубного теплообменника и с витыми трубами при одинаковых тепловых мощностях и мощностях на прокачку теплоносителей (одинаковых расходах теплоносителей и потерях давления). При сравнении предполагалось, что коэффициент теплоотдачи внутри труб существенно выше, чем снаружи, а сравниваемые пучки имеют одинаковые продольные и поперечные шаги размещения труб и состоят из труб с одинаковым периметром ($П = П_0$). Используя установленные зависимости подобия, можно получить формулу соотношения объемов сравниваемых аппаратов:

$$\frac{V}{V_0} = \left[\frac{(\mathrm{Eu}/\mathrm{Eu}_0)^m_{\mathrm{Re}} (\epsilon/\epsilon_0)^{3+n-2m}}{(\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0)^{n+3}_{\mathrm{Re}}} \right]^{\frac{1}{3+n-m}}, \qquad (4.87)$$

где m и n – показатели степени при Re в степенных зависимостях Nu и Eu от Re.

Как видно из рис. 4.44, на котором приведены результаты расчета V/V_0 и соотношения $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0$, ξ/ξ_0 при разных Re для исследованных пучков, замена круглых труб на витые при $\mathrm{Re} \sim 10^3$ приводит к росту теплоотдачи в 1,35 раза при повышении гидравлического сопротивления в 1,4 раза, что позволяет уменьшить объем теплообменника на 25%. С увеличением Re эффективность таких аппаратов снижается.

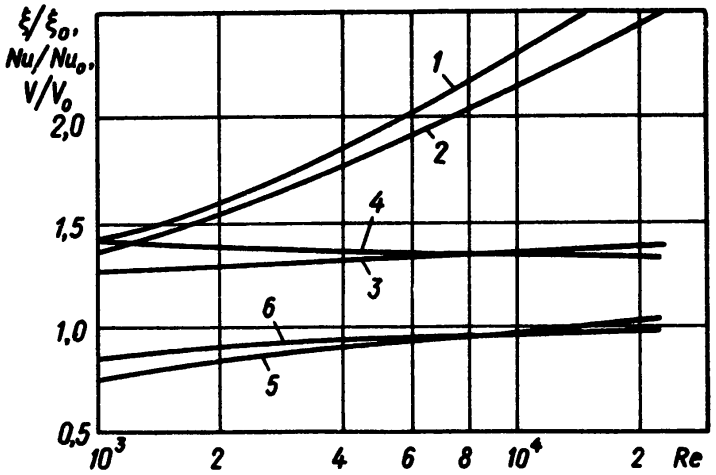


Рис. 4.44. Зависимости ξ/ξ_0 (*1*, *2*), $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0$ (*3*, *4*), V/V_0 (*5*, *6*) от Re для теплообменников с поперечным обтеканием пучка витых труб. *1*, *3*, *5* — p/D_0 = 6,1, *2*, *4*, *6* — p/D_0 = 12,2

ЛИТЕРАТУРА

1. **Бузник В. М.** Интенсификация теплообмена в судовых установках. – Л.: Судостроение, 1969. – 364 с.
2. **Галицейский Б. М., Рыжов Ю. А., Якуш Е. В.** Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. – М.: Машиностроение, 1977. – 256 с.
3. **Петровский Ю. В., Фастовский В. Г.** Современные эффективные теплообменники. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 256 с.
4. **Тихонов А. М.** Регенерация тепла в авиационных ГТД. – М.: Машиностроение, 1977. – 108 с.
5. **Щукин В. К.** Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. – М.: Машиностроение, 1970. – 332 с.; 1980. – 240 с.
6. **Антуфьев В. М.** Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. –Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
7. **Интенсификация теплообмена** в испарителях холодильных машин / А. А. Гоголин, Г. Н. Данилова, В. М. Азерсков, Н. М. Медникова. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 224 с.
8. **Жукаускас А. А.** Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
9. **Мигай В. К.** Повышение эффективности современных теплообменников. – Л.: Энергия, 1980. – 144 с.
10. **Пермяков В. А., Левин Е. С., Дивова Г. В.** Теплообменники вязких жидкостей, применяемые на электростанциях. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 176 с.
11. **Юдин В. Ф.** Теплообмен поперечно оребренных труб. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.
12. **Кэйс В. М., Лоидон А. Л.** Компактные теплообменники. – Перевод с англ. – М.: Энергия, 1967. – 224 с.
13. **Микулин Е. И., Шевич Ю. А.** Матричные теплообменные аппараты. – М.: Машиностроение, 1983. – 112 с.
14. **Григорьев В. А., Крохин Ю. И.** Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники. – М.: Энергоиздат, 1982. – 310 с.
15. **Керн Д., Краус А.** Развитые поверхности теплообмена. – Перевод с англ. – М.: Энергия, 1977. – 464 с.
16. **Юдаев Б. Н., Михайлов М. С., Савин В. К.** Теплообмен при взаимодействии струй с преградами. – М.: Машиностроение, 1977. – 248 с.
17. **Дыбан Е. П., Мазур А. И.** Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел. – Киев: Наукова думка, 1982. – 304 с.
18. **Исаченко В. П., Кушнырев В. И.** Струйное охлаждение. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 216 с.
19. **Лабейш В. Г.** Жидкостное охлаждение высокотемпературного металла. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1983. – 172 с.

20. Вопросы механики вращающихся потоков и интенсификации теплообмена в ЯЭУ / Ф. Т. Каменщиков, В. А. Решетов, А. И. Рябов и др. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 176 с.
21. Федоткин И. М., Линсман В. С. Интенсификация теплообмена в аппаратах пищевых производств. – М.: Пищевая промышленность, 1972. – 240 с.
22. Рассолов Б. К., Горшков В. В., Матвеев В. И. Интенсификация теплообмена в воздухоохладителях с помощью псевдоожиженного слоя. – М.: Пищевая промышленность, 1976. – 76 с.
23. Щукин В. К., Халатов А. А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. – М.: Машиностроение, 1982. – 200 с.
24. Устименко Б. П. Процессы турбулентного переноса во вращающихся течениях. – Алма-Ата: Наука, 1977. – 228 с.
25. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике. – М.: Машиностроение, 1969. – 184 с.
26. Мартынов А. В., Броденский В. М. Что такое вихревая труба? – М.: Энергия, 1976. – 152 с.
27. Вихревые аппараты /А. Д. Суслов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин, Ю. В. Чижиков. – М.: Машиностроение. 1985. – 256 с.
28. Ивановский М. Н., Сорокин В. П., Ягодкин И. В. Физические основы тепловых труб. – М.: Атомиздат, 1978. – 256 с.
29. Технологические основы тепловых труб / М. Н. Ивановский, В. П. Сорокин, Б. А. Чулков, И. В. Ягодкин. – М.: Атомиздат, 1980. – 160 с.
30. Дан П. Д., Рей Д. А. Тепловые трубы. – Перевод с англ. – М.: Энергия, 1979. – 272 с.
31. Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов / В. Г. Воронин, А. В. Ревякин, В. Я. Сосин, В. С. Тарасов.– М.: Машиностроение, 1976. – 200 с.
32. Эва В., Асакавичюс И., Гайгалис В. Низкотемпературные тепловые трубы. – Вильнюс: Мокслас, 1982. – 184 с.
33. Ерошенко В. М., Зайчик Л. И. Гидродинамика и тепломассообмен на проницаемых поверхностях. – М.: Наука, 1984. – 276 с.
34. Гольдштик М. А. Вихревые потоки. – Новосибирск: Наука, 1981. – 368 с.
35. Стасюлявичюс Ю., Скринска А. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков ребристых труб. – Вильнюс: Минтис, 1974. – 250 с.
36. Болога М. К., Гросу Ф. П., Кожухарь И. А. Электроконвекция и теплообмен. – Кишинев: Штиинца, 1977. – 320 с.
37. Исакеев А. И., Киселев И. Г., Филатов В. В. Эффективные способы охлаждения силовых полупроводниковых приборов. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 136 с.
38. Ройзен Л. И., Дулькин И. Н. Тепловой расчет оребренных поверхностей. – М.: Энергия, 1977. – 256 с.
39. Тепло- и массообмен в звуковом поле / В. Е. Накоряков, А. П. Бурдуков, А. М. Болдарев, П. Н. Тарлеев. – Новосибирск: Изд-во СО АН СССР, 1970. – 253 с.
40. Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.
41. Маслов А. М. Аппараты для термообработки высоковязких жидкостей. – Л.: Машиностроение, 1980. – 208 с.
42. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов / В. И. Локай, М. Н. Бодунов, В. В. Жуйков, А. В. Щукин. – М.: Машиностроение, 1985. – 216 с.
43. Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели / В. К. Мигай, В. С. Назаренко, И. Ф. Новожилов, Т. С. Добряков. – Л.: Энергия, 1971. – 168 с.
44. Краус А. Д. Охлаждение электронного оборудования. – Перевод с англ. – Л.: Энергия, 1971. – 248 с.

45. Сукомел А. С., Цветков Ф. Ф., Каримов Р. В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление при движении газовзвеси в трубах. – М.: Энергия, 1977. – 192 с.
46. Васильев Л. Л., Конев С. В., Хроленок В. В. Интенсификация теплообмена в тепловых трубах. – Минск: Наука и техника, 1983. – 151 с.
47. Васильев Л. Л. Теплообменники на тепловых трубах. – Минск: Наука и техника, 1981. – 143 с.
48. Хейфец Л. И., Неймарк А. В. Многофазные процессы в пористых средах. – М.: Химия, 1982. – 319 с.
49. Берглес А. Интенсификация теплообмена // Теплообмен. Достижения. Проблемы. Перспективы: Избранные труды 6-й Межд. конф. по теплообмену. – М., 1981. – С. 145–192.
50. Жукаускас А. А. Интенсификация теплоотдачи применением прерывистых поверхностей // Проблемы тепло- и массообмена: современное состояние и перспективы. – Минск, 1985. – С. 17–26.
51. Жукаускас А. А. Проблемы интенсификации конвективного теплообмена // Тепломассообмен-VII: Проблемные докл. VII Всесоюзн. конф. по тепломассообмену. – Минск, 1985. – Ч. 1. – С. 16–41.
52. Толубинский В. Ч., Михайленко Н. А. Методы интенсификации теплообмена при течении теплоносителей в каналах // Теплоперенос в жидкостях и газах. – Киев, 1984. – С. 135–157.
53. **Nakayma W.** Enhancement of heat transfer // Heat Transfer-1982: Proc. 7th Intern. Heat Transfer Conf. München. — New York, 1982. — V. 1. — P. 223—240.
54. **Žukauskas A.** Heat transfer augmentation in single-phase flow // Heat transfer-1986: Proc. 8th Intern. Heat Transfer Conf. San Francisco. — New York, 1986. — V. 1. — P. 47—57.
55. **Webb R. L., Eckert E. R. G., Goldstein R. J.** Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness // Int. J. Heat Mass Transfer. — 1971. — V. 14, N 4. — P. 601—617.
56. **Webb R. L.** Performance evaluation criteria for use of enchanced heat transfer surfaces in heat exchanger design // Ibid. — 1981. — V. 24, N 4. — P. 715—726.
57. **Dalle Donne M., Meyer L.** Turbulent convective heat transfer from rough surfaces with two-dimentional rectangular ribs // Ibid. — 1977. — V. 20, N 6. — P. 583—620.
58. **Shan R. K.** Advances in compact heat exchanger technology and design theory // Heat Transfer-1982: Proc. 7th Intern. Heat Transfer Conf. München. — New York, 1982. — V. 1. — P. 123—142.
59. Михайлов А. И., Борисов В. В., Калинин Э. К. Газотурбинные установки замкнутого цикла. – М.: Изд-во АН СССР, 1962. – 147 с.
60. Кошкин В. И., Калинин Э. К. Теплообменные аппараты и теплоносители. – М.: Машиностроение, 1971. – 200 с.
61. **Ievlev V. M., Dzyubenko B. V., Dreitser G. A., Vilemas J. V.** In-line and cross-flow helical tube heat exchangers // Int. J. Heat Mass Transfer. — 1982. — V. 25, N 3. — P. 317—323.
62. Дзюбенко Б. В. Гидравлическое сопротивление в теплообменнике с закруткой потока // Инженерно-физический журнал. – 1983. – Т. 44, № 3. – С. 357–362.
63. Дзюбенко Б. В. Влияние различных факторов на коэффициент гидравлического сопротивления в теплообменнике с закруткой потока // Современные проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной технике. – М., 1982. – Вып. 11. – С. 70–77.
64. **Bergles A. E., Fuller W. D., Hynek S. J.** Dispersed flow film boiling of nitrogen with swirl flow // Int. J. Heat Mass Transfer. — 1971. — V. 14, N 4. — P. 1343—1354.
65. Субботин В. И., Казновский С. П., Саленкевич А. П. Экспериментальное исследование способов повышения критической мощности парогенерирующих труб // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1974. – № 2. – С. 162–170.
66. Жуков В. М., Казаков Г. М., Ковалев С. А., Кузма-Кичта Ю. А. Теплообмен при

кипении жидкости на поверхностях с малотеплопроводными покрытиями // Теплообмен и физическая газодинамика. – М., 1974. – С. 116–129.
67. **Кошкин В. К., Калинин Э. К., Ярхо С. А. и др.** Исследование пленочного кипения при турбулентном течении недогретого жидкого азота в трубах // Тепломассоперенос. – Минск, 1968. – Т. 2. – С. 153–161.
68. **Shih Chien-Cheng, Westwater J. W.** Use of coating of low thermal conductivity to improve fins used in boiling liquid // Int. J. Heat Mass Transfer. — 1972. — V. 15, N 10. -- P. 1965—1968.
69. **Ковалев С. А., Соловьев С. Л.** Теплообмен при испарении и кипении жидкости на пористой поверхности // Тепломассообмен-VII: Проблемные докл. VII Всесоюзн. конф. по тепломассообмену. – Минск, 1985. – Ч. 2. – С. 3–12.
70. **Ковалев С. А., Соловьев С. Л., Оводков О. А.** Кипение жидкости на пористых поверхностях // Процессы тепло- и массообмена при фазовых превращениях и в двухфазных потоках: Материалы Межд. школы-семинара. – Минск, 1985. – С. 26–38.
71. **Стырикович М. А., Малышенко С. П., Андриянов А. Б., Талаев И. В.** Исследование процессов кипения на пористых поверхностях // Тепломассообмен-VII. — Минск, 1984. – Т. 6. – С. 3–8.
72. **Ковалев С. А., Деревянка Д. Н., Махалова М. В. и др.** Исследование кризиса теплообмена при кипении недогретой воды на ребристой поверхности в условиях вынужденного движения // Тепломассообмен-V. – Минск, 1976. – Т. 3, ч. 1. – С. 162–169.
73. **Shih Chien-Cheng, Westwater J. W.** Spheres, hemispheres and discs as high-performance fins for boiling heat transfer // Int. J. Heat Mass Transfer. — 1974. — V. 17, N 1. – P. 125–133.
74. **Исаченко В. П.** Некоторые актуальные вопросы развития теории теплообмена при конденсации пара // Теплоэнергетика. – 1977. – № 5. – С. 2–5.
75. **Мильман О. О., Шкловер Г. Г.** Интенсификация теплообмена при конденсации водяного пара // Теплообмен в элементах энергетических установок. – Л., 1977. – С. 297–300.
76. **Зозуля Н. В., Карху В. А., Боровков В. П.** Аналитическое и экспериментальное исследование теплообмена при конденсации пара на ребристых поверхностях // Тепломассообмен-V. — Минск, 1976. – Т. 3, ч. 2. – С. 105–110.
77. **Риферт В. Г., Барабаш П. А., Голубев А. Б.** Интенсивность теплообмена в конденсаторах с горизонтальными трубами, оребренными проволоками // Холодильная техника. – 1981. – № 4. – С. 23–25.
78. **Шкловер Г. Г., Буевич А. В.** О механизме течения пленки при конденсации пара в горизонтальных трубных пучках // Теплоэнергетика. – 1980. – № 4. – С. 62–65.
79. **Боголюбов Ю. Н., Лифшиц М. Н., Григорьев Г. В., Назаров В. В.** Результаты исследования и промышленного внедрения винтообразных профильных труб // Там же. – 1981. – № 7. – С. 48–50.
80. **Миропольский З. Л., Шнеерова Р. И., Трекутнев В. В.** Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при конденсации пара, движущегося вдоль оребренных поверхностей // Тепломассообмен-VI. – Минск, 1980. – Т. 4, ч. 2. – С. 26–31.
81. **Озерс А. П.** Конденсация водяных паров на поверхности горизонтально расположенных винтообразно профилированных труб // Изв. АН ЛатвССР. Сер. технических и энергетических наук. – 1976. – № 4. – С. 71–74.
82. **Мрежин Л. С., Заостровский Ф. П.** Гидродинамика ламинарного течения пленки конденсата по высоте вертикальной профилированной трубы // Теоретические основы химической технологии. – 1971. – Т. 5, № 2. – С. 70–76.
83. **Thomas D.** Enhancement of film condensation rate in vertical tubes by longitudinal fins // ASME J. — 1968. — V. 14, N 4. — P. 644—649.
84. **Слепян Е. Е.** Исследование теплоотдачи при конденсации фреона-12 на горизонтальной гладкой и ребристых трубах // Журнал технической физики. – 1952. – Т. 32, вып. 7. – С. 1109–1123.

85. **Бродов Ю. М.** Эффективность применения профильных витых труб в теплообменных аппаратах турбоустановок // Теплоэнергетика. – 1982. – № 12. – С. 36–40.
86. **Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярхо С. А.** Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение, 1972. – 220 с.; 1981. – 265 с.
87. **Откр. № 242 СССР.** Закономерность изменения теплоотдачи на стенках каналов с дискретной турбулизацией потока при вынужденной конвекции / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо и др. // Бюллетень изобретений. – 1981. – № 35.
88. **Иевлев В. М.** Турбулентное движение высокотемпературных сплошных сред. – М.: Наука, 1975. – 256 с.
89. **Ievlev V. M.** The methods of calculation of the turbulent boundary layer for a high-temperature gaseous flow // AIAA Paper. — 1971. — N 71—163. — P. 8—12.
90. **Иевлев В. М.** Уравнения для конечномерных распределений вероятностей пульсирующих величин в турбулентном потоке // Доклады АН СССР. – 1973. – Т. 208, № 5. – С. 1044–1047.
91. **Иевлев В. М.** Теплообмен, трение и диффузия в высокотемпературных турбулентных потоках // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1974. – № 3. – С. 57–80.
92. **Жукаускас А. А., Шланчяускас А. А.** Теплоотдача в турбулентном потоке жидкости. – Вильнюс: Минтис, 1973. – 328 с.
93. **Шланчяускас А. А., Пядишюс А. А., Зигмантас Г. П.** Теплоперенос в турбулентном пограничном слое при наличии возмущений и их релаксации // Тепломассообмен-VI. — Минск, 1980. – Т. 1, ч. 2. – С. 185–196.
94. **Шланчяускас А. А., Барткус С. И., Шляжас Р. Б.** Исследование турбулентного пограничного слоя в области прямоугольного выступа на пластине // Проблемы турбулентного переноса. – Минск, 1982. – С. 91–97.
95. **Шланчяускас А. А.** Структура турбулентного переноса тепла у стенки // Тепло- и массоперенос. – Минск, 1972. – Т. 1, ч. 1. – С. 8–17.
96. **Шланчяускас А. А., Вегите Н. Ю.** Пространственные корреляции температурного поля в турбулентном пограничном слое различных жидкостей (1. Корреляции в турбулентном ядре) // Тр. АН ЛитССР. Сер. Б. – 1976. – Т. 6 (97). – С. 41–47.
97. **Шланчяускас А. А., Вегите Н. Ю.** Пространственные корреляции температурного поля в турбулентном пограничном слое различных жидкостей (2. Корреляции в вязком подслое) // Там же. – 1977. – Т. 3 (100). – С. 75–80.
98. **Вайтекунас П. П., Шланчяускас А. А., Жукаускас А. А.** Влияние переменных физических свойств газов на трение и теплообмен пластины при развитом турбулентном течении // Там же. – 1975. – Т. 3 (88). – С. 113–126.
99. **Šlančiauskas A., Pedišius A.** Structure of turbulent heat transfer under the influence of flow acceleration // Heat Transfer-1974: Proc. 5th Intern. Heat Transfer Conf. Tokyo. — 1974. — V. 2. — P. 114—118.
100. **Пядишюс А. А., Жаляускас А. Б., Шланчяускас А. А.** Структура турбулентного пограничного слоя при ускорении потока // Тр. АН ЛитССР. Сер. Б. – 1975. – Т. 6 (91). – С. 93–103.
101. **Žukauskas A.** Heat Transfer from tubes in cross-flow // Advances in Heat Transfer. — New York, 1972. — V. 8. — P. 93—160.
102. **Сурвила В. Ю., Стасюлявичюс Ю. К.** Влияние поперечной кривизны цилиндра на его теплоотдачу при продольном обтекании // Тр. АН ЛитССР. Сер. Б. – 1969. – Т. 4 (59). – С. 179–189.
103. **Шланчяускас А. А., Пядишюс А. А.** Теплоотдача при повторном присоединении в релаксации турбулентного пограничного слоя // Пограничные слои в сложных условиях. – Новосибирск, 1984. – С. 86–92.
104. **Шланчяускас А. А., Дрижюс М.-Р. М.** Расчет теплообмена шероховатых поверхностей // Тепломассообмен-V. – Минск, 1976. – Т. 1, ч. 1. – С. 67–76.
105. **Voronin G. I., Dubrovsky Ye. V.** Highly effective heat-exchange surfaces // XIV Intern. Congress of Refrigeration. — M., 1975. — Rip. N E.1.29.

106. **Voronin G. I., Dubrovsky Ye. V.** Highly effective heat-exchange surfaces // Progress in Refrigeration Science and Technology. — M., 1978. — V. 4. — P. 763—778.
107. **Дубровский Е. В.** Метод относительного сравнения теплогидравлической эффективности теплообменных поверхностей // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1977. – № 6. – С. 118–128.
108. **Дубровский Е. В.** Интенсификация конвективного теплообмена в пластинчато-ребристых теплообменных поверхностях // Там же. – 1978. – № 6. – С. 116–127.
109. **Дубровский Е. В.** Экспериментальное исследование пластинчато-ребристых теплообменных поверхностей, образованных треугольными каналами с поперечными выступами и канавками // Тр. ЦИАМ им. Баранова. Теплообменные аппараты газотурбинных двигателей. – 1981. – № 905. – С. 109–125.
110. **Dubrovsky Ye. V.** Intensification of convective heat exchange in the channels having triangular and quandrangular cross-sections with transverse projections and grooves of plate-finned heat exchange surfaces // Int. Inst. of Refrigeration. Joint Meeting Commissions B1, B2, E1, E2. — Essen, 1981. — P. 2301—2313.
111. **Dubrovsky E. V.** Etude de l'intensification des echanges de chaleur par convection daus des canaux de section triangulaire et rectangulaire // Int. J. of Refrigeration. — 1984. — V. 7, N 5. — P. 285—290.
112. **Дубровский Е. В., Дунаев В. П., Кузин А. И., Мартынова Н. И.** Совершенствование конструкций теплообменников для тракторов и комбайнов // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 8. – С. 22–28.
113. **Воронин Г. И., Дубровский Е. В., Федотова А. И.** Экспериментальное исследование высокоэффективных пластинчато-ребристых теплообменных поверхностей // Техника низких температур: Материалы Республ. научно-техн. конф. – Л., 1971. – С. 258–261.
114. **Дубровский Е. В., Федотова А. И.** Исследование пластинчато-ребристых теплообменных поверхностей // Холодильная техника. – 1971. – № 12. – С. 31–33.
115. **Kalinin E. K., Dreitser G. A., Dubrovsky E. V.** Compact tube and plate-finned heat exchangers // Heat Transfer Engineering. — 1985. — V. 6, N 1. — P. 44—51.
116. **Закиров С. Г., Дрейцер Г. А., Туркменов Х. И., Фартушнов А. В.** Интенсификация теплообмена при поверхностном кипении воды в трубах с кольцевыми турбулизаторами // Инженерно-физический журнал. – 1984. – Т. 47, № 4. – С. 569–574.
117. **Игнатьев М. П., Ярхо С. А.** Методика экспериментального исследования теплогидравлических характеристик и структуры двухкомпонентных течений в горизонтальных трубах с дискретными турбулизаторами // Современные проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной технике. – М., 1984. – Вып. 13. – С. 102–109.
118. **Игнатьев М. П., Кащицкий Ю. А., Лазарук Е. Л., Ярхо С. А.** Постановка задачи разработки и создания эффективных аппаратов типа „газ-газ" применительно к газоконденсатным месторождениям // Там же. – М., 1984. – Вып. 13. – С. 98–102.
119. **Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Закиров С. Г.** и др. Комплексное исследование теоретических и практических проблем интенсификации теплообмена в аппаратах с однофазными и двухфазными теплоносителями // Тепломассообмен-VI. — Минск, 1980. – Т. 1, ч. 1. – С. 100–111.
120. **Improvement of heat transfer in tubular heat exchangers by the use of grooved tubes / E. K. Kalinin, G. A. Dreitser, S. G. Zakirov et al.** // Heat Transfer-Soviet Research. — 1981. — V. 13, N 4. — P. 30—40.
121. **Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Парамонов Н. В.** и др. Интенсификация теплообмена в трубных теплообменных аппаратах с однофазным и двухфазным теплоносителем // Тепломассообмен-VII. – Минск, 1984. – Т. 7, ч. 1. – С. 67–73.
122. **Закиров С. Г., Салимова Ш. Т., Агзамов Ш. К.** Пленочная конденсация пара экстракционного бензина на вертикальных трубах // Доклады АН УзбССР. – 1981. – № 6. – С. 48–51.

123. Закиров С. Г., Дрейцер Г. А., Агзамов Ш. К. Экспериментальное исследование интенсификации теплообмена при конденсации пара на наружной поверхности труб с кольцевыми турбулизаторами // Кипение и конденсация. – Рига, 1984. – С. 109–115.
124. Закиров С. Г., Дрейцер Г. А., Агзамов Ш. К. Интенсификация теплообмена при конденсации пара на наружной поверхности вертикальных труб с турбулизаторами // Инженерно-физический журнал. – 1984. – Т. 47, № 2. – С. 184–189.
125. Теплообмен и гидродинамика в каналах сложной формы / Ю. И. Данилов, Б. В. Дзюбенко, Г. А. Дрейцер, Л. А. Ашмантас.– М.: Машиностроение, 1986. – 200 с.
126. Иевлев В. М., Дзюбенко Б. В., Сегаль М. Д. Тепломассообмен в теплообменнике с закруткой потока // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1981. – № 5. – С. 104–112.
127. Дзюбенко Б. В., Вилемас Ю. В., Ашмантас Л. А. Перемешивание теплоносителя в теплообменнике с закруткой потока // Инженерно-физический журнал. – 1981. – Т. 40, № 5. – С. 773–779.
128. Калинин Э. К., Ярхо С. А. Влияние чисел Рейнольдса и Прандтля на эффективность интенсификации теплоотдачи в трубах // Там же. – 1966. – Т. 11, № 4. – С. 426–431.
129. Kalinin E. K., Dreitser G. A., Jarcho S. A. The experimental study of the heat transfer intensification under conditions of forced flow in channels // Proc. of JSME Semi-Int. Symp. Tokyo. — 1967. — V. 1. — P. 65—77.
130. Kalinin E. K., Dreitser G. A., Jarcho S. A., Kuzminov V. A. Local separation in turbulent flow in channels as a method of heat transfer intensification // Papers of Int. Symp. Herzag-Novi (Yugoslavia). — 1969. — P. 19—20.
131. Kalinin E. K., Dreitser G. A., Jarcho S. A., Kuzminov V. A. The experimental study of the heat transfer intensification under conditions of forced one- and two-phase flow in channels // Augmentation of Convective Heat Mass Transfer. — ASME, United Eng. Center, 1970. — P. 80—90.
132. Вилемас Ю. В., Чесна Б. А., Сурвила В. Ю. Теплоотдача в газоохлаждаемых кольцевых каналах. – Вильнюс: Мокслас, 1977. – 253 с.
133. Вилемас Ю. В., Нямира М. А., Шимонис В. М. Теплообмен в кольцевых каналах при турбулентном течении газа с переменными физическими свойствами (1. Экспериментальная установка, методика исследования и результаты наладочных опытов) // Тр. АН ЛитССР. Сер. Б. – 1977. – Т. 3 (100). – С. 81–89.
134. Барткус С. И., Шляжас Р. Б., Суторшин В. Н. Применение лазерных допплеровских измерителей скорости для измерений гидродинамических характеристик затопленной струи // Там же. – 1983. – Т. 2 (135). – С. 59–64.
135. Ярхо С. А., Статьев А. А. Методика инженерного расчета нестационарного охлаждения магистралей криогенными жидкостями в дисперсном режиме пленочного кипения // Научные труды. Гидравлика. – М., 1974. – Т. 10, вып. 3. – С. 63–75.
136. Ярхо С. А., Филин Н. В., Иньков А. П. Исследование местных гидравлических сопротивлений в двухфазных потоках криогенных жидкостей с учетом неравновесности / ЦИНТИ Химнефтемаш. – М., 1977. – Деп. № 356.
137. Ярхо С. А., Филин Н. В., Иньков А. П. Исследование потерь давления при внезапном расширении двухфазных неравновесных потоков азота / Там же. – М., 1977. – Деп. № 361.
138. Ярхо С. А., Филин Н. В., Иньков А. П. Исследование теплообмена двухфазных неравновесных потоков в каналах с внезапным изменением сечения // Тезисы докл. VI Всесоюзн. конф. по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах энергетических машин и аппаратов. – Л., 1978.
139. Ярхо С. А. Измерение паросодержания методом диффузионного индикатора // Теплофизика высоких температур. – 1978. – Т. 16, № 3. – С. 596–601.

140. Ярхо С. А. Теплообмен в дисперсном режиме пленочного кипения криогенных жидкостей // Инженерно-физический журнал. – 1978. – Т. 35, № 1. – С. 68–74.
141. Ярхо С. А. Интенсификация теплообмена неравновесных течений методом предварительного диспергирования жидкой фазы // Современные проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной технике. – М., 1982. – Вып. 11. – С. 35–41.
142. Ярхо С. А. Температура датчиков в неравновесных течениях водорода при пленочном кипении // Там же. – М., 1983. – Вып. 12. – С. 76–82.
143. Калинин Э. К., Берлин И. И., Костюк В. В., Кочелаев Ю. С. Интенсификация теплообмена при стержневом режиме пленочного кипения в трубе // Изв. АН БССР. Сер. физико-энергетических наук. – 1973. – № 2. – С. 67–71.
144. Калинин Э. К., Ярхо С. А., Кузьминов В. А., Дрейцер Г. А. Интенсификация теплообмена при вынужденном течении одно- и двухфазных теплоносителей в каналах // Тр. ОФТПЭ Уральского научного центра АН СССР. Гидродинамика и теплообмен в энергетических установках. – 1975. – С. 69–77.
145. Калинин Э. К., Хасаев Н. О., Дрейцер Г. А. Интенсификация теплообмена при пленочном кипении криогенных жидкостей в трубах // Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха: Материалы Всесоюзн. конф. – Ташкент, 1977. – С. 29–30.
146. Калинин Э. К., Хасаев Н. О., Дрейцер Г. А. Экспериментальное исследование интенсификации теплообмена при пленочном кипении криогенных жидкостей в трубах // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1978. – № 6. – С. 106–115.
147. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А. Современные проблемы интенсификации теплообмена при движении двухфазных потоков в каналах // Тезисы докл. VI Всесоюзн. конф. по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах энергетических машин и аппаратов. – Л., 1978.
148. Калинин Э. К., Хасаев Н. О., Дрейцер Г. А. и др. Исследование интенсификации теплообмена в трубах в дисперсном режиме пленочного кипения // Научные труды. Гидравлика. – М., 1975. – Т. 29, вып. 4. – С. 120–139.
149. Kalinin E. K., Dreitser G. A., Kostyuk V. V. Modern problems of heat transfer augmentation in single- and two-phase flows // Studies in Heat Transfer. A Festschrift for E. R. G.Eckert. — New York, 1979. — P. 457—474.
150. Нестационарный теплообмен / В. К. Кошкин, Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо. – М.: Машиностроение, 1973. – 328 с.
151. Закиров С. Г., Агзамов Ш. К. Экспериментальное исследование интенсификации теплообмена при конденсации пара на вертикальных трубах // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1980. – № 10. – С. 13–15.
152. Дрейцер Г. А., Гомон В. И., Аронов И. З. Сравнительные исследования влияния отложений в трубах с кольцевыми турбулизаторами и в гладких трубах кожухотрубчатых теплообменных аппаратов // Промышленная теплотехника. – 1981. – Т. 3, № 6. – С. 36–42.
153. Воронин Г. И., Дубровский Е. В. Эффективные теплообменники. – М.: Машиностроение, 1973. – 96 с.
154. Дубровский Е. В., Васильев В. Я. Эффективные рассеченные теплообменные поверхности // Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха: Материалы Всесоюзн. конф. – Ташкент, 1977. – С. 57–59.
155. Воронин Г. И., Дубровский Е. В. Термометр сопротивления для измерения среднеинтегральной температуры в мерном сечении // Энергомашиностроение. – 1972. – № 1. – С. 29–31.
156. Воронин Г. И., Дубровский Е. В. Совершенствование методов теплотехнических измерений // Авиационная промышленность. – 1971. – № 11. – С. 64–68.

157. Воронин Г. И., Дубровский Е. В. Узкопредельные многодиапазонные измерительные мосты градуировки № 21 и 23 // Тр. МВТУ им. Баумана. Глубокий холод и кондиционирование. – 1969. – № 132. – С. 256–263.
158. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А. Исследование интенсификации теплообмена в продольно омываемом воздухом тесном пучке // Инженерно-физический журнал. – 1968. – Т. 15, № 3. – С. 408–415.
159. Жукаускас А. А., Улинскас Р. В., Катинас В. И. Гидродинамика и вибрация обтекаемых пучков труб. – Вильнюс: Мокслас, 1984. – 310 с.
160. Жукаускас А. А., Жюгжда И. И. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости. – Вильнюс: Мокслас, 1979. – 240 с.
161. Дзюбенко Б. В., Дрейцер Г. А. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в теплообменном аппарате с закруткой потока // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1979. – № 5. – С. 163–171.
162. Дзюбенко Б. В. Исследование переносных свойств потока в теплообменнике с винтообразно закрученными трубами // Инженерно-физический журнал. – 1980. – Т. 38, № 6. – С. 965–971.
163. Вилемас Ю. В., Дзюбенко Б. В., Сакалаускас А. В. Структура потока и его переносные свойства в теплообменнике с винтообразно закрученными трубами // Современные проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной технике. – М., 1981. – Вып. 10. – С. 3–12.
164. Дзюбенко Б. В., Сакалаускас А. В., Вилемас Ю. В., Ашмантас Л. А. Местная теплоотдача в межтрубном пространстве теплообменника с витыми трубами // Инженерно-физический журнал. – 1981. – Т. 41, № 2. – С. 197–202.
165. Калинин Э. К., Ярхо С. А. О влиянии неизотермичности на коэффициент гидравлического сопротивления при турбулентном движении воды в трубах с искусственными турбулизаторами потока // Теплофизика высоких температур. – 1966. – Т. 4, № 5. – С. 736–738.
166. Калинин Э. К., Ярхо С. А. Перемежаемость течения и теплообмен в условиях искусственной турбулизации потока в трубах // Изв. АН БССР. Сер. физико-технических наук. – 1966. – № 2. – С. 62–64.
167. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Кузьмиов В. А., Неверов А. С. О влиянии высоты и шага размещения турбулизаторов на интенсификацию теплообмена в трубе // Там же. – 1971. – № 3. – С. 31–35.
168. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Кузьминов В. А., Неверов А. С. Эффективность интенсификации теплообмена в трубах при охлаждении // Изв. АН БССР. Сер. физико-энергетических наук. – 1971. – № 3. – С. 52–61.
169. Калинин Э. К., Ярхо С. А. Исследование интенсификации теплообмена при течении газов и капельных жидкостей в трубах // Инженерно-физический журнал. – 1971. – Т. 20, № 4. – С. 592–599.
170. Калинин Э. К. Выигрыш – миллионы рублей // Энергия: экономика, техника, экология. – 1984. – № 7. – С. 2–6.
171. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А. Современные проблемы интенсификации теплообмена при движении двухфазных потоков в каналах // Повышение эффективности теплообмена в энергетическом оборудовании. – М.–Л., 1981. – С. 5–21.
172. Лабунцов Д. А. Обобщенные зависимости для теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкостей // Теплоэнергетика. – 1960. – № 5. – С. 76–81.
173. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Кузьминов В. А. Исследование интенсификации теплообмена в кольцевых каналах // Инженерно-физический журнал. – 1972. – Т. 23, № 1. – С. 15–19.
174. Вилемас Ю. В., Шимонис В. М. Влияние переменности физических свойств газа на теплообмен в шероховатых кольцевых каналах // Проблемы турбулентного переноса. – Минск, 1979. – С. 143–150.
175. Вилемас Ю. В., Шимонис В. М., Врубляускас С. П. Теплообмен в газоохлаждаемых продольно обтекаемых пучках и в кольцевых каналах при больших

тепловых нагрузках // Тепломассообмен-VI. — Минск, 1980. – Т. 1, ч. 1. – С. 38–43.
176. Шимонис В. М., Вилемас Ю. В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление шероховатых кольцевых каналов при течении газа с переменными физическими свойствами // Тр. АН ЛитССР. Сер. Б. – 1984. – Т. 3 (142). – С. 47–56.
177. Vilemas J. V., Šimonis V. M. Heat transfer and friction of rough ducts carrying gas flow with variable physical properties // Int. J. Heat Mass Transfer. — 1985. — V. 28, N 1. — P. 59—68.
178. Užpuras E. V., Šimonis V. M., Vilemas J. V. Analysis of heat transfer in rough annuli // Heat Transfer-Soviet Research. — 1985. — V. 17, N 4. — P. 110—118.
179. Воронин Г. И., Дубровский Е. В. Экспериментальное исследование интенсификации теплообмена в каналах теплообменных поверхностей эффектом периодически образующегося граничного вихря в пристенном слое // Тр. МВТУ им. Баумана. Глубокий холод и кондиционирование. – 1969. – № 132. – С. 233–255.
180. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Козлов А. К. Интенсификация теплообмена в продольно омываемом пучке труб с поперечными ребрами // Изв. АН БССР. Сер. физико-технических наук. – 1966. – № 2. – С. 65–70.
181. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Козлов А. К. Исследование интенсификации теплообмена в продольно омываемых пучках труб с различными относительными шагами // Инженерно-физический журнал. – 1972. – Т. 22, № 2. – С. 242–247.
182. Жукаускас А. А., Макарявичюс В. И., Шланчяускас А. А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. – Вильнюс: Минтис, 1968. – 190 с.
183. Жукаускас А. А. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости // Теплоэнергетика. – 1954. – № 4. – С. 38–40.
184. Жукаускас А. А., Макарявичюс В. И., Шланчяускас А. А. Влияние продольного шага на теплоотдачу в шахматном пучке труб // Тр. АН ЛитССР. Сер. Б. – 1958. – Т. 4 (16). – С. 159–162.
185. Жукаускас А., Улинскас Р. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб. – Вильнюс: Мокслас, 1986. – 204 с.
186. Шланчяускас А. А., Жукаускас А. А. Сопротивление и эффективность теплоотдачи гладкотрубных шахматных пучков в поперечном потоке жидкости // Тр. АН ЛитССР. Сер. Б. – 1960. – Т. 3 (23). – С. 165–171.
187. Зданавичюс Г. Б., Сурвила В. Ю., Жукаускас А. А. Влияние степени турбулентности набегающего потока воздуха на местную теплоотдачу круглого цилиндра в критической области обтекания // Там же. – 1975. – Т. 4 (89). – С. 119–129.
188. Žukauskas A. Problems of heat transfer augmentation for tube banks in cross flow // Heat Exchangers. — New York, 1982. — P. 1—21.
189. Жукаускас А. А., Улинскас Р. В., Даукорас П. И. Теплообмен и гидродинамическое сопротивление пучков шероховатых труб в широком интервале Pr // Тр. АН ЛитССР. Сер. Б. – 1984. – Т. 3 (142). – С. 57–65.
190. Жукаускас А. А. Интенсификация конвективного теплообмена искусственной шероховатостью // Теплоэнергетика. – 1984. – № 3. – С. 10–13.
191. Скринска А. Ю., Жукаускас А. А., Стасюлявичюс Ю. К. Экспериментальное исследование локальных коэффициентов теплоотдачи спирально оребренных труб // Тр. АН ЛитССР. Сер. Б. – 1964. – Т. 4 (39). – С. 213–218.
192. Жукаускас А. А., Улинскас Р. В., Зинявичюс Ф. В. Теплоотдача и сопротивление поперечно обтекаемых шахматных пучков оребренных труб // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1983. – № 4. – С. 117–124.
193. Žukauskas A., Ulinskas R. Single-phase fluid flow. Banks of plain and finned tubes // Heat Exchangers Design Handbook. -- New York, 1983. — Pt. 2.2.4. — P. 1—17.
194. Дзюбенко Б. В., Сакалаускас А. В., Вилемас Ю. В. Распределение скоростей и статического давления в теплообменнике с закруткой потока // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1981. – № 4. – С. 112–118.

195. Дзюбенко Б. В., Сакалаускас А. В. Вихревая структура потока в теплообменнике с витыми трубами // Там же. – 1986. – № 3. – С. 125–133.
196. Дзюбенко Б. В. Исследование полей скорости и температуры в межтрубном пространстве теплообменного аппарата с закруткой потока // Современные проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной технике. – М., 1979. – Вып. 8. – С. 93–104.
197. Вилемас Ю. В., Дзюбенко Б. В., Сакалаускас А. В. Исследование структуры потока в теплообменнике с винтообразно закрученными трубами // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1980. – № 4. – С. 135–144.
198. Сакалаускас А. В., Дзюбенко Б. В., Вилемас Ю. В. и др. Некоторые особенности течения в межтрубном пространстве теплообменного аппарата с закруткой потока // Современные проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной технике. – М., 1983. – Вып. 12. – С. 94–100.
199. Дзюбенко Б. В., Сакалаускас А. В., Вилемас Ю. В. Энергетические спектры турбулентности в теплообменнике с закруткой потока // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1983. – № 4. – С. 125–133.
200. Дзюбенко Б. В., Иевлев В. М. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве теплообменника с закруткой потока // Там же. – 1980. – № 5. – С. 117–125.
201. Иевлев В. М., Данилов Ю. И., Дзюбенко Б. В. и др. Теплообмен и гидродинамика закрученных потоков в каналах сложной формы // Тепломассообмен-VI. – Минск, 1980. – Т. 1, ч. 1. – С. 88–99.
202. Ievlev V. M., Kalinin E. K., Danilov Yu. I. et al. Heat transfer in the turbulent swirling flow in a channel of complex shape // Heat Transfer-1982: Proc. 7th Intern. Heat Transfer Conf. München. — New York, 1982. — V. 3. — P. 171—176.
203. Дзюбенко Б. В. Теплообмен на начальном участке в теплообменнике с закруткой потока // Инженерно-физический журнал. – 1982. – Т. 42, № 2. – С. 230–235.
204. Иевлев В. М. Некоторые вопросы гидродинамической теории теплообмена при течении несжимаемой жидкости // Доклады АН СССР. – 1952. – Т. 86, № 6. – С. 1077–1080.
205. Иевлев В. М. Некоторые вопросы гидродинамической теории теплообмена при течении газа // Там же. – 1952. – Т. 87, № 1. – С. 21–24.
206. Дзюбенко Б. В. К вопросу о межканальном перемешивании теплоносителя в пучках оребренных стержней // Инженерно-физический журнал. – 1979. – Т. 37, № 5. – С. 777–783.
207. Дзюбенко Б. В., Ашмантас Л. А. Тепломассоперенос в закрученном пучке витых труб // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1985. – № 6. – С. 135–144.
208. Дзюбенко Б. В. Экспериментальное определение коэффициента структуры струи, распространяющейся в межтрубном пространстве теплообменника с закруткой потока // Инженерно-физический журнал. – 1980. – Т. 39, № 5. – С. 773–778.
209. Дзюбенко Б. В., Ашмантас Л. А. Тепломассообмен в пучках оребренных стержней // Там же. – 1984. – Т. 47, № 3. – С. 357–363.
210. Дзюбенко Б. В., Ашмантас Л. А. Взаимное влияние температурных и скоростных полей в пучке витых труб // Современные проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной технике. – М., 1984. – Вып. 13. – С. 80–86.
211. Дзюбенко Б. В., Урбонас П. А., Ашмантас Л. А. Межканальное перемешивание теплоносителя в пучке витых труб // Инженерно-физический журнал. – 1983. – Т. 45, № 1. – С. 26–31.
212. Дзюбенко Б. В., Вилемас Ю. В., Ашмантас Л. А., Урбоиас П. А. Влияние входной турбулентности и других параметров на перемешивание теплоносителя в теплообменном аппарате с закруткой потока // Современные проблемы

гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной технике. – М., 1980. – Вып. 9. – С. 80–89.
213. **Интенсификация теплообмена** в поперечно обтекаемых пучках витых труб / Л. А. Ашмантас, Ю. В. Вилемас, Б. В. Дзюбенко и др. // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1982. – № 6. – С. 120–127.
214. **Варшкявичюс Р. Р., Вилемас Ю. В., Пошкас П. С.** Гидравлическое сопротивление пучков профилированных винтообразных труб в поперечном потоке газа // Тр. АН ЛитССР. Сер. Б. – 1977. – Т. 6 (103). – С. 55–61.

УДК 536.24:536.423:532.5:621.565.9

Интенсификация теплообмена. Успехи теплопередачи,2 // Вильнюс: Мокслас, 1988. – 188 с.

Авторы: Ю. В. Вилемас, Г. И. Воронин, Б. В. Дзюбенко, Г. А. Дрейцер, Е. В. Дубровский, А. А. Жукаускас, С. Г. Закиров, В. М. Иевлев, Э. К. Калинин, В. М. Шимонис, А. А. Шланчяускас, С. А. Ярхо; Под ред. проф. А. А. Жукаускаса и проф. Э. К. Калинина

Книга посвящена современным проблемам интенсификации теплообмена в одно- и двухфазных потоках, снижения металлоемкости теплообменных аппаратов и создания высокоэффективных теплообменников.

Представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований интенсификации теплообмена, выполненных в ряде ведущих научно-исследовательских институтов СССР. Изучены возможности интенсификации теплообмена в трубах, кольцевых каналах, пластинчато-ребристых и трубчато-пластинчатых теплообменниках, в продольно и поперечно обтекаемых пучках труб методами искусственной турбулизации потока в пристенной зоне, закрутки потока и управляемого отрыва пограничного слоя.

Результаты исследований обобщены в виде универсальных зависимостей в широком интервале режимных и геометрических параметров. Даны практические рекомендации по тепловому и гидродинамическому расчету теплообменников.

Книга рассчитана на научных работников и конструкторов, занятых изучением и разработкой эффективных теплообменных аппаратов и энергетических установок.

Ил. 127, табл. 15, библиограф. 214 назв.

Научное издание

Институт физико-технических проблем энергетики АН ЛитССР
Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова АН БССР

УСПЕХИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ, 2
ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА

Под редакцией

проф. *Жукаускаса* Альгирдаса Альфонсовича
и проф. *Калинина* Эльвина Константиновича

Mokslinis leidinys
LTSR MA Fizikinių-techninių energetikos problemų institutas,
BTSR MA A. Lykovo šilumos ir masės mainų institutas

ŠILUMOS PERDAVIMO PASIEKIMAI, 2
ŠILUMOS MAINŲ INTENSYVINIMAS

Redaktoriai

prof. *Žukauskas* Algirdas ir prof. *Kalininas* Elvinas

Редактор Л. Буркой. Художник Э. Зулонас. Художественный редактор А. Ладига. Технический редактор П. Банцявичюс. Корректоры Н. Семенова, Н. Колпигина.

ИБ № 3215

Подписано в печать 21.04.88. ЛВ 08391. Формат 60x90 1/16. Бумага офсетная № 1. Гарнитура „Пресс-роман", 10 пунктов. Печать офсетная. Усл. печ. л. 11,75. Усл. кр.-отт. 12,12. Уч.-изд. л. 11,13. Тираж 1500 экз. Заказ 5788. Цена 2 р. 70 к. Издательство „Мокслас", 232050, Вильнюс, ул. Жвайгждю, 23. Отпечатано в типографии им. Мотеюса Шумаускаса, 232600, Вильнюс, ул. Страздялиса, 1.