П.И.БАЖАН
Г.Е.КАНЕВЕЦ
В.М.СЕЛИВЕРСТОВ

СПРАВОЧНИК ПО ТЕПЛООБМЕННЫМ АППАРАТАМ



Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1989

ББК 35.112-5я 2
Б16
УДК [621.565.93/.94:658.512.011.56] (035)

Рецензенты: *В.К. Мигай, В.А. Пермяков*

Бажан П.И. и др.

Б16 Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец. В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 00 с.: ил.
ISBN 5-217-00400-2

Систематизированы важнейшие сведения по теплообменным аппаратам (ТА) систем судовых, тепловозных, автомобильных и авиационных энергетических установок. Освещены современные конструкции теплообменных аппаратов, вопросы их проектирования и расчета средствами автоматизированного проектирования, методы анализа работы, даны программы расчета и обработки экспериментальных данных.

Для инженерно-технических работников институтов машиностроительных предприятий, занимающихся созданием и совершенствованием теплообменных аппаратов.

Б $\frac{2705100000-202}{038(01)-89}$ 202–89

ББК 35.112-5я 2

ISBN 5-217-00400-2

© Издательство "Машиностроение", 1989

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

c_p – удельная теплоемкость, кДж/(кг · К);

D – наружный диаметр круглых ребер, м;

$D_н$ и $D_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры кожуха, м;

D_0 – диаметр окружности, в которую вписан трубный пучок, м;

d – наружный диаметр гладкой трубы или диаметр трубы, несущей оребрение, м;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, м;

d_1 – наружный диаметр внутренней трубы биметаллической конструкции, м;

E_F – показатель энергетической эффективности;

E_p – коэффициент эффективности ребра;

F – площадь поверхности теплопередачи, м^2;

$F_{пр}$ – площадь проходного сечения корпуса ТА в той его части, которая не загромождена поверхностью теплообмена, м^2;

$F_{сж}$ – площадь проходного сечения, м^2;

g – ускорение свободного падения; g = 9,807 м^2/с;

G – массовый расход теплоносителя, кг/с;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2 · К);

k_m – коэффициент использования массы, Вт/(кг · К);

k_V – коэффициент использования объема, Вт/(м^3 · К);

k_{FV} – коэффициент компактности, м^2/м^3;

L – длина, м;

l – определяющий размер, м;

m – масса, кг;

P – мощность, Вт;

p – давление, МПа;

Q – тепловой поток, Вт;

$R_з$ – термическое сопротивление загрязнений, м^2 · К/Вт;

s_1 и s_2 – фронтальный и продольный шаги труб;

t, t' и t'' – температура теплоносителя соответственно промежуточная, на входе и выходе, °С;

W – полная теплоемкость массового расхода, Вт/К; $W = Gc_p \cdot 10^3$;

w – скорость теплоносителя, м/с;

V – объем, м^3;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 · К);

β_t – коэффициент объемного расширения;

Δp – потери давления, МПа;

Δt – температурный напор, °С;

δP – затраты мощности на прокачку теплоносителя, кВт;

τ – время;

δ – толщина, м;

ϵ_q – коэффициент, учитывающий снижение теплового потока вследствие потерь теплоты в окружающую среду;

ζ – гидравлическое сопротивление;

ω – пористость насадки;

η – тепловая эффективность;

λ – теплопроводность, Вт/(м · К);

μ – динамическая вязкость, Па · с;

ν – кинематическая вязкость, м^2/с;

ξ – коэффициент трения;

ρ – плотность, кг/м^3;

$\varphi_{ор}$ – коэффициент оребрения.

Комплексные числа, критерии:

$A = \dfrac{W_{\min}}{W_{\max}}$ – отношение полных теплоемкостей массовых расходов;

$A^0 = \dfrac{W_2}{W_1} = \dfrac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$ – то же;

$\mathrm{Eu} = \Delta p w^2 \rho$ – число Эйлера;

$\mathrm{Gr} = \beta \dfrac{g l^3 \Delta_t}{\nu^2}$ – число Грасгофа;

$\mathrm{Nu} = \dfrac{\alpha l}{\lambda}$ – число Нуссельта;

$R = \dfrac{W_{\max}}{W_{\min}}$ – отношение полных теплоемкостей массовых расходов;

$\mathrm{Pe} = \mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}$ – число Пекле;

Pr – число Прандтля;

$P = \dfrac{\Delta t_{\min}}{t_1' - t_2'}$ – комплекс эффективности;

$\mathrm{Ra} = \mathrm{Cr}\,\mathrm{Pr}$ – число Релея;

$\mathrm{Re} = \dfrac{wl}{\nu}$ – число Рейнольдса;

$S = \dfrac{kF}{W_{\min}}$ – число единиц переноса теплоты;

Sh – число Струхаля

$\mathrm{St} = \dfrac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}$ – число Стантона;

$Z = \dfrac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}$ – эффективность нагрева;

$\Phi = \dfrac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'}$ – эффективность охлаждения.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В принятом XXVII съездом КПСС постановлении "Об основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986–1990 годы и на период до 2000 года" указано, что основным условием повышения темпов экономического развития страны является всесторонняя и последовательная интенсификация производства на базе последних достижений науки и техники. Необходимость повышения качества и сокращения сроков проектирования и освоения нового оборудования промышленных предприятий и энергомашиностроения, в том числе теплообменных аппаратов, требует существенного совершенствования научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по его созданию.

При проектировании теплообменных аппаратов используют самые различные методы расчетов, в том числе и упрощенные, опирающиеся на условные величины (средний логарифмический напор и т. п.). Между тем теория ТА стремительно развивается и дальнейшее использование методов, не имеющих научного обоснования и тормозящих научно-технический прогресс в современных условиях проектирования, далее становится невозможным. Авторы справочника помимо описания конструкций ТА, широко используемых в промышленности и перспективных для внедрения, а также методов испытаний ТА сделали попытку систематизировать основные положения теории ТА (не теории тепломассообмена) и на их основе изложить строго обоснованные методы тепловых расчетов ТА. Поскольку ТА являются объектами, которые хорошо формализуются, наиболее эффективно использование системы автоматизированного проектирования (САПР). В справочнике дан материал, позволяющий инженеру ориентироваться на существующие требования, ограничения и структуру САПР, а также проектировать ТА на более высоком уровне благодаря широкому применению проектных исследований с помощью ЭВМ, в том числе и оптимизации ТА. Программы, приведенные в книге, существенно облегчат обработку данных вычислительных экспериментов, проведение которых является особенностью САПР.

Известно, что ориентация проектирования только на прототипы не может привести к созданию принципиально новых конструкций, превосходящих по своим параметрам существующие аналоги. Авторы вместо рекомендаций предпочли более широкое освещение существующих проблем, в том числе по теплообмену и гидродинамике. В книге не рассмотрены конструкции и особенности расчета теплоотдачи в каналах ТА из листового материала (кроме пластинчато-ребристых), а также ТА с изменени-

ем агрегатного состояния теплоносителей, хорошо освещенные в различных литературных источниках.

П.И. Бажаном написаны подразделы 1.5, 2.1 – 2.3, 2.5, 3.1 – 3.5, 4.2 – 4.6, 5.1, 5.4, 6.2 – 6.6; Г.Е. Каневцом – подразделы 2.4, 5.3 и совместно с П.И. Бажаном подразделы 4.1 и 5.2; В.М. Селиверстовым – подразд. 1.1 и совместно с П.И. Бажаном – подразделы 1.2 – 1.4 и 6.1.

1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТА

В ТА один теплоноситель (теплоотдающий) передает теплоту другому теплоносителю (тепловоспринимающему). Если передача теплоты происходит при изменении агрегатного состояния какого-либо теплоносителя (кипение, конденсация), то его температура в процессе теплопередачи остается постоянной. В остальных случаях температуры теплоносителей в ТА изменяются. ТА применяются как отдельные агрегаты или элементы оборудования, станков, технологических или энергетических установок в различных отраслях промышленности.

В основу классификации ТА могут быть положены различные признаки. Рассмотрим классификацию по функциональным и конструктивным признакам, а также по схемам тока теплоносителей.

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ПРИЗНАКИ

По принципу работы ТА делятся на поверхностные (рекуперативные и регенеративные) и контактные. В рекуперативных поверхностных ТА обменивающиеся теплотой среды *1* и *2* протекают одновременно и передача теплоты происходит через разделяющую их поверхность *3* (рис. 1.1, *а*). Рекуперативные ТА наиболее распространены, их используют в самых различных областях техники.

В регенеративных ТА (рис. 1.1, *б, в*) поверхность *3* теплообмена по очереди омывается то греющим *1*, то нагреваемым *2* теплоносителем. Такие ТА применяют главным образом для подогрева газообразных компонентов горения, а также в криогенной технике. В качестве поверхности теплообмена в регенеративном ТА используется теплоаккумулирующая насадка, элементы которой, например в виде шаров, решеток, колец, образуют каналы сложной формы для прохождения теплоносителей. Поверхность теплообмена регенеративного ТА может быть выполнена переключающейся (рис. 1.1, *б*) через определенный промежуток времени или вращающейся (рис. 1.1, *в*).

В контактных ТА передача теплоты от греющего теплоносителя к нагреваемому происходит при непосредственном их контакте. Контактные ТА делят на смесительные и барботажные. В аппаратах смесительного типа (рис. 1.1, *г*) нагреваемый *2* и греющий *1* теплоносители перемешиваются. В барботажных аппаратах греющий теплоноситель прокачивается через нагреваемый, или наоборот, не смешиваясь с ним. В барботажном ТА (рис. 1.1, *д*) горячий воздух *1* направляется в теплообменные элементы *4*,

по внутренней цилиндрической поверхности которых закрученным тонким слоем стекает вода *2*. Воздух, проходя через слой воды, разрывает ее поток на отдельные пленки и при непосредственном контакте с водой охлаждается.

По роду теплоносителей различают ТА: жидкость – жидкость; пар – жидкость; газ – жидкость; пар – пар; пар – газ; газ – газ.

В зависимости от изменения агрегатного состояния теплоносителей ТА делят: без изменения агрегатного состояния; с изменением агрегатного состояния одного теплоносителя; с изменением агрегатного состояния обоих теплоносителей.

В ТА могут протекать различные процессы теплообмена: нагрев; охлаждение; кипение; конденсация; вымораживание; ректификация и т.д. В зависимости от этих процессов ТА делят на подогреватели, охладители, испарители, конденсаторы и т.д.

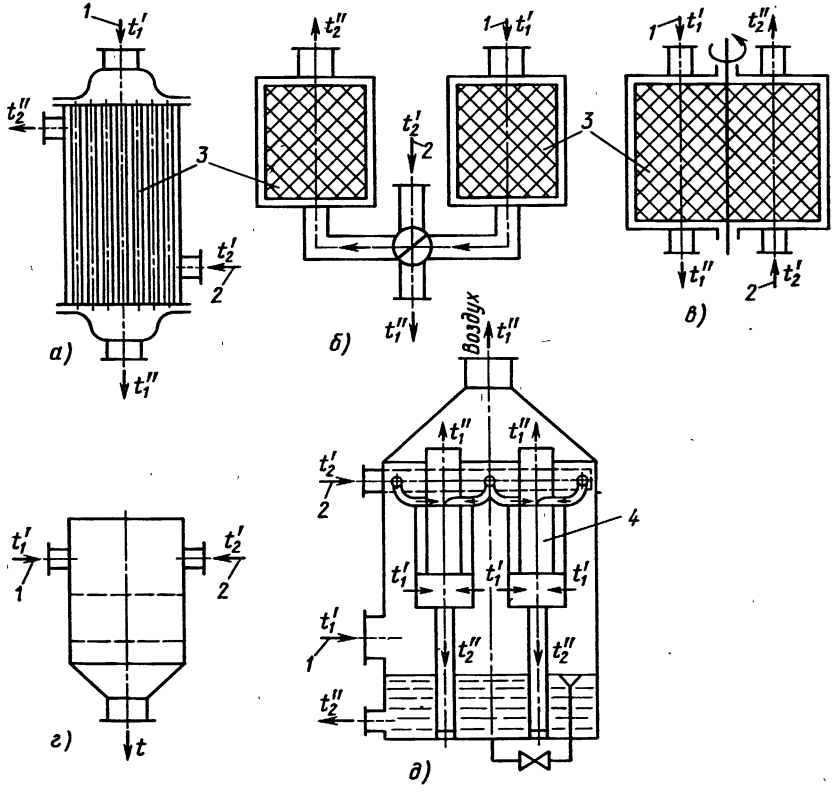


Рис. 1.1. Типы теплообменных аппаратов

По характеру движения теплоносителей относительно теплопередающей поверхности ТА делят на три типа: с естественной циркуляцией; с принудительной циркуляцией; с движением жидкости под действием сил гравитации. К ТА с естественной циркуляцией относятся испарители, выпарные аппараты, водогрейные и паровые котлы, у которых теплоноситель движется благодаря разности плотностей жидкости и образующейся парожидкостной смеси в опускных и подъемных трубах циркуляционного контура. К ТА с принудительной циркуляцией относятся, например, рекуперативные теплообменники, выпарные аппараты, испарители, а к аппаратам с движением жидкости под действием сил гравитации — конденсаторы, оросительные теплообменники.

По роду теплового режима ТА могут быть со стационарными и нестационарными процессами теплообмена. Рекуперативные ТА в основном работают в установившемся стационарном режиме, а регенеративные — в нестационарном режиме.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ПРИЗНАКИ

По виду (конфигурации) поверхности теплообмена рекуперативные ТА делят: кожухотрубные с прямыми гладкими трубами; кожухотрубные с U-образными трубами; кожухотрубные с оребренными трубами; секционные "труба в трубе"; змеевиковые; спиральные; пластинчатые; пластинчато-ребристые; ламельные.

Регенеративные ТА классифицируют по виду и форме насадки. При низких температурах в криогенных регенеративных ТА в качестве элементов насадки часто используется алюминиевая гофрированная лента (рис. 1.2, *а*). При намотке на диски двух лент образуются извилистые

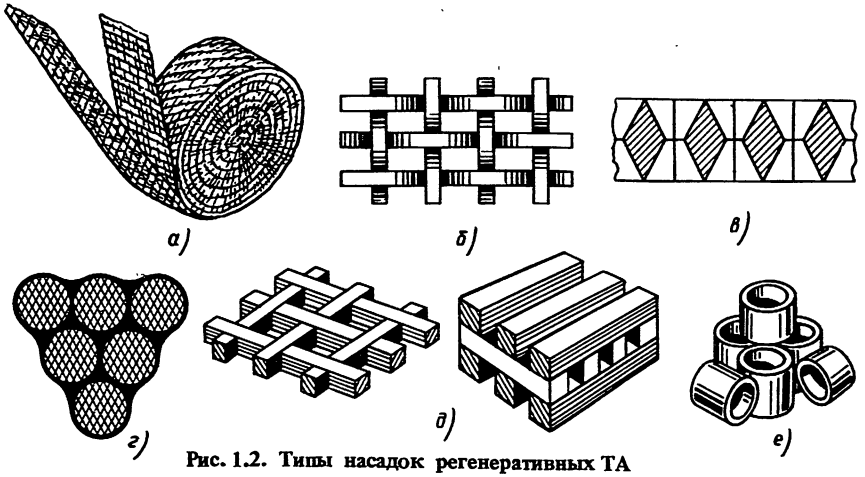


Рис. 1.2. Типы насадок регенеративных ТА

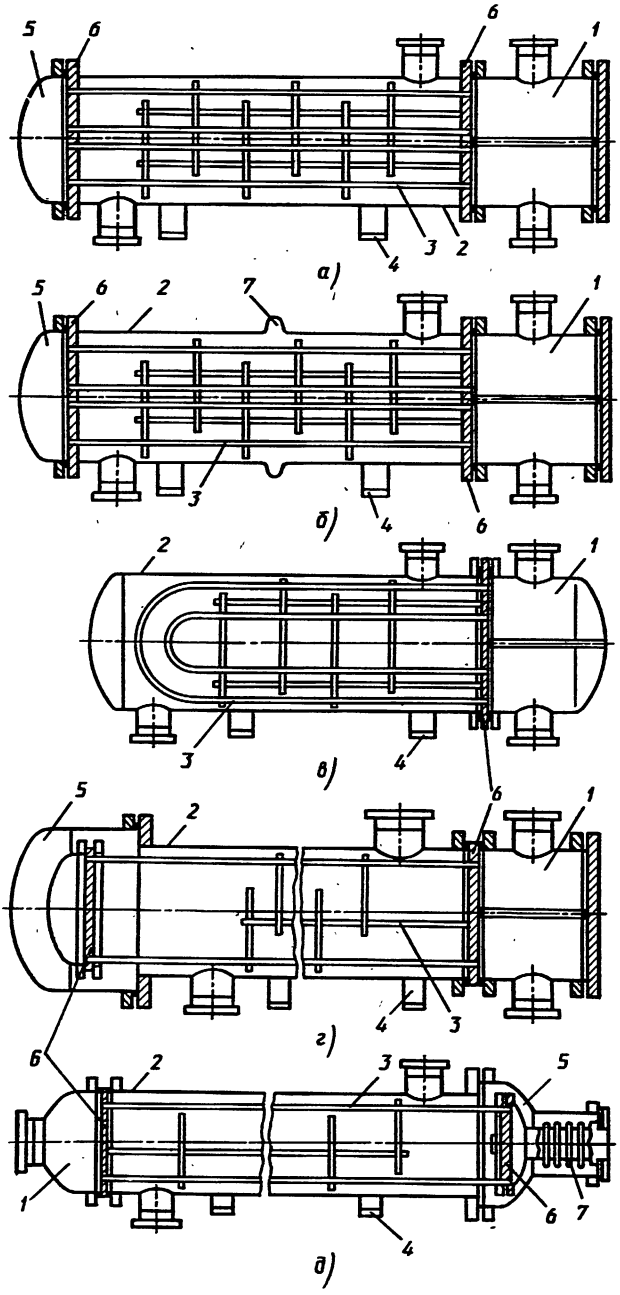


Рис. 1.3. Схемы рекуперативных ТА с различными способами компенсаций температурных удлинений:
1 – распределительная камера; *2* – кожух; *3* – теплообменные трубы; *4* – опора; *5* – задняя крышка; *6* – трубная решетка; *7* – компенсатор

каналы, конфигурация которых способствует интенсификации процессов теплообмена при течении по ним теплоносителей. При умеренных и низких температурах устанавливают сетчатую насадку (рис. 1.2, *б*) из материала с высокой теплопроводностью (медь, латунь). Для уменьшения гидравлического сопротивления в низкотемпературных регенеративных ТА применяется насадка (рис. 1.2, *в*), металлические пластины и каналы которой в виде усеченной пирамиды равномерно распределены по всему сечению. В криогенных и металлургических ТА используют насадку в виде шариков или гранул диаметром 6...12 мм (рис. 1.2, *г*), изготовленных из материала с большой теплоемкостью и обладающих повышенной жаростойкостью (оксиды алюминия, магния, кварцит и т.д.). В высокотемпературных регенеративных ТА насадка часто выполняется решетчатой из огнеупорного кирпича разной формы (рис. 1.2, *д*). В некоторых аппаратах насадку делают из колец Рашига (рис. 1.2, *е*).

По способу компенсации температурных удлинений рекуперативные ТА классифицируют: без компенсации (жесткая конструкция); с компенсацией упругим элементом (полужесткая конструкция); с компенсацией в результате свободных удлинений (нежесткая конструкция).

В ТА жесткой конструкции (рис. 1.3, *а*) теплообменные трубы *3* и кожух *2* соединены жестко с трубными решетками *6*. Для полужесткой конструкции (рис. 1.3, *б*) на кожухе *2* предусмотрены специальные компенсаторы температурных деформаций, выполненные в виде гофр. Такие аппараты применяют в тех случаях, когда возникающие температурные напряжения в трубах и кожухе вследствие разности температур не превышают допустимые. В ТА нежесткой конструкции (рис. 1.3, *в*) трубы и кожух могут свободно перемещаться относительно друг друга благодаря применению пучка U-образных труб *3* (рис. 1.3, *в*), подвижной (плавающей) трубной решетки *6* (рис. 1.3, *г*) и подвижной трубной решетки *6* и компенсатора *7* на ней (рис. 1.3, *д*).

По виду кожуха, ограничивающего теплопередающую поверхность, рекуперативные ТА делят следующим образом: с коробчатым кожухом; кожухотрубные; кожухотрубные с компенсатором на кожухе; не имеющие ограничивающего кожуха (оросительные аппараты).

По ориентации теплопередающей поверхности в пространстве аппараты могут быть вертикальными, горизонтальными и наклонными.

По принципу монтажа ТА разделяют на автономные, навешенные и встроенные. Если ТА состоит из нескольких аппаратов, то они или располагаются каждый на отдельном фундаменте, или находятся все в общем блоке.

По оборудованию и обвязке можно выделить аппараты: не имеющие оборудования и обвязки; покрытые изоляцией; оборудованные контрольно-измерительной аппаратурой и приборами автоматики; имеющие собственный фундамент и т.д.

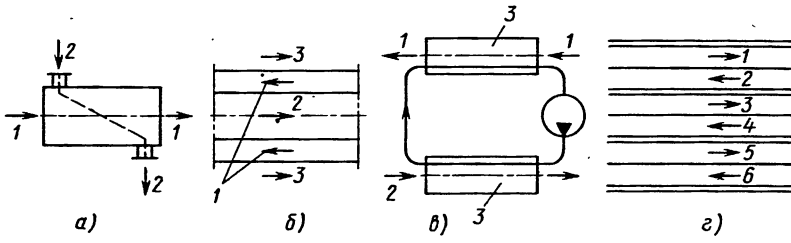


Рис. 1.4. Схемы ТА в зависимости от числа теплоносителей:
а – двухпоточный; *б* – трехпоточный; *в* – с промежуточным теплоносителем; *г* – многопоточный; *1 – 6* – потоки

По числу теплоносителей ТА классифицируют на двухпоточные, трехпоточные и многопоточные (рис. 1.4). В отдельных случаях к многопоточным ТА относят системы, состоящие из нескольких теплообменников обычного типа, соединенных циркулирующим промежуточным теплоносителем *3* (рис. 1.4, *в*). Многопоточные ТА имеют обычно чередующиеся слои компактной теплообменной поверхности (рис. 1.4, *г*). ТА с промежуточным теплоносителем используют в газотурбинных установках (ГТУ), так как им легко придать необходимую (по условиям компоновки ГТУ) форму. Многопоточные ТА распространены в криогенной технике. Распределение потоков в многопоточных ТА не может быть произвольным и зависит от полных теплоемкостей массовых расходов теплоносителей и их температур.

СХЕМЫ ТОКА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

По схемам тока теплоносителей рекуперативные ТА можно разделить на три группы: с постоянной температурой (t_1 и t_2) обоих теплоносителей, равной температуре t_{s1} и t_{s2} (рис. 1.5, *а*), например конденсаторы-испарители индивидуальных веществ; с постоянной температурой одного теплоносителя (рис. 1.5, *б, в*), например конденсаторы и испарители индивидуальных веществ; с переменной температурой обоих теплоносителей (рис. 1.5, *г, д*). В зависимости от взаимного направления потоков теплоносителей в последней, наиболее распространенной группе ТА, различают прямоток, противоток, перекрестный ток, смешанный ток, а также сложные схемы тока (табл. 1.1).

Схемы однократного и многократного перекрестного тока можно выделить в три группы в зависимости от наличия градиента температуры теплоносителя в сечениях ТА, нормальных к направлению движения теплоносителя. Если, например, жидкость протекает внутри труб, а газообразный теплоноситель движется перпендикулярно к трубному пучку и может

свободно перемешиваться в межтрубном пространстве, то его температура в сечении, нормальном к направлению движения газа, выравнивается. Поскольку жидкость проходит внутри труб отдельными не перемешиваемыми между собой потоками, в сечении пучка всегда имеет место градиент температур. В рассмотренном примере газообразный теплоноситель считается идеально перемешанным, а жидкость в трубах абсолютно не перемешанной. С этой точки зрения возможны следующие три случая: оба теплоносителя идеально перемешаны и градиенты их температур в поперечном сечении равны нулю; один из теплоносителей идеально перемешан, другой абсолютно не перемешан; оба теплоносителя абсолютно не перемешаны.

В ТА, работающих без изменения агрегатного состояния теплоносителей, наибольший тепловой поток при прочих равных условиях достигается в противоточной схеме, а наименьший в прямоточной. Остальные схемы тока по этому признаку являются промежуточными.

В регенеративных ТА, где греющий и нагреваемый теплоносители проходят через насадку поочередно, реализуются две схемы движения – пря-

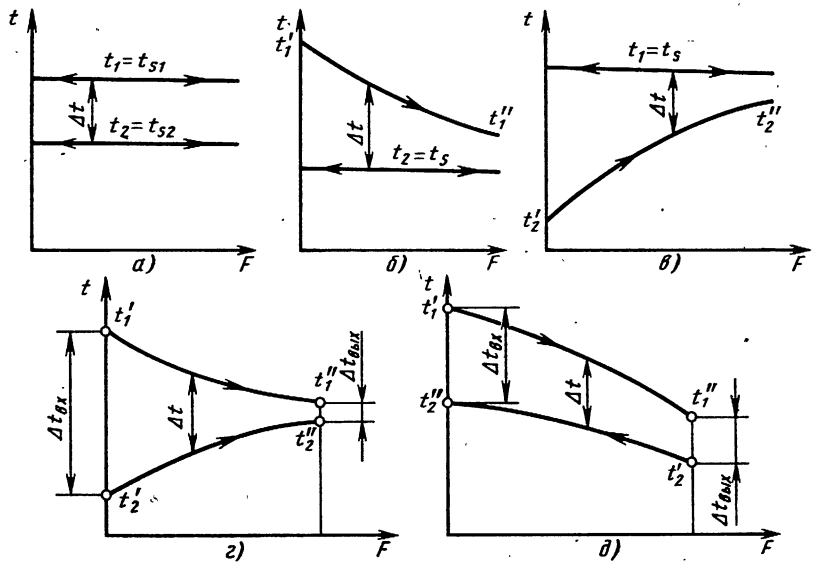
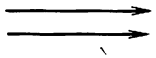
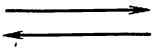
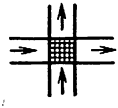
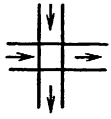
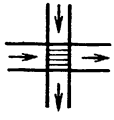
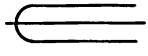
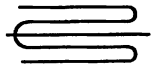
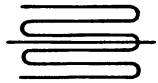
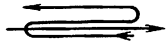
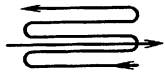
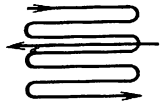
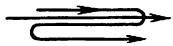
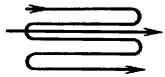
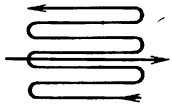


Рис. 1.5. Изменение температуры теплоносителей в рекуперативном ТА:
а – при фазовых превращениях обоих теплоносителей (конденсация одного, испарение другого); *б* – при испарении нагреваемого теплоносителя; *в* – при конденсации греющего теплоносителя; *г* – при прямоточном движении теплоносителей без фазовых превращений; *д* – при противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений

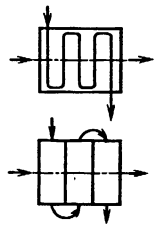
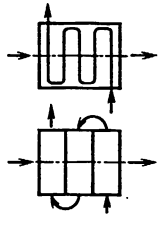
1.1. Схемы тока теплоносителей и значения индекса $p_э$ противоточности и коэффициента f_φ схемы тока в рекуперативных ТА

Характеристика	Схема	Направление движения теплоносителей	$p_э$	$p_{э\min}$	$p_{э\max}$	f_φ ($S \leqslant 2$)
		Прямоток				
		Параллельное однонаправленное	1	1	1	1
		Противоток				
		Параллельное противоположно направленное	0	0	0	0
		Однократный перекрестный ток				
Оба теплоносителя абсолютно не перемешаны		Взаимно перпендикулярное	0,760	0,637	0,860	–
Оба теплоносителя идеально перемешаны		–	0,496	0,491	0,500	–
Один теплоноситель идеально перемешан, другой абсолютно не перемешан:						
не перемешан греющий теплоноситель		–	0,595	0,513	0,700	–
не перемешан нагреваемый теплоноситель			0,570	0,500	0,640	–
		Смешанный ток при различном числе ходов				
Два хода, $B = 1$ (реверсивный ток)		Одно- и про-	0,500	0,500	0,500	0,398

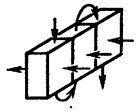
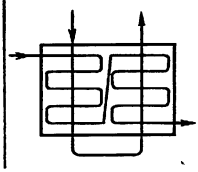
Продолжение табл. 1.1

Характеристика	Схема	Направление движения теплоносителей	$p_э$	$p_{эmin}$	$p_{эmax}$	f_φ ($S \leqslant 2$)
Четыре хода, $B = 1$		тивоположно направленное	0,497	0,490	0,500	0,394
Шесть ходов, $B = 1$			0,496	0,488	0,500	–
Четное бесконечное число ходов, $B = 1$			0,496	0,488	0,500	–
Три хода, $B = 2$			0,558	0,555	0,575	0,438
Пять ходов, $B = 1,5$			0,518	0,512	0,525	0,416
Семь ходов, $B = 1,33$			0,506	0,500	0,510	–
Пять ходов, $B = 1,25$			0,502	0,495	0,507	–
Нечетное бесконечное число ходов, $B \geqslant 1$			0,496	0,492	0,502	–
Три хода, $B = 0,5$			0,434	0,367	0,444	0,350
Пять ходов, $B = 0,67$			0,472	0,402	0,480	0,372
Семь ходов, $B = 0,75$			0,484	0,446	0,490	–
Нечетное бесконечное число ходов, $B \leqslant 1$			0,496	0,489	0,500	–

Продолжение табл. 1.1

Характеристика	Схема	Направление движения теплоносителей	$P_э$	$P_{эmin}$	$P_{эmax}$	f_φ ($S \leqslant 2$)
		Многократный перекрестный ток				
Прямоточное включение ходов:		Однонаправленное				
оба теплоносителя идеально перемешаны						
$n_X = 2$			0,124	–	–	–
$n_X = 3$			0,055	–	–	–
$n_X = 4$			0,032	–	–	–
$n_X = 5$			0,020	–	–	–
$n_X = 6$			0,014	–	–	–
$n_X = 7$			0,010	–	–	–
не перемешан греющий теплоноситель						
$n_X = 2$			0,127	–	–	–0,004
$n_X = 3$			0,056	–	–	0,029
$n_X = 4$			0,032	–	–	–
$n_X = 5$			0,020	–	–	–
$n_X = 6$			0,014	–	–	–
$n_X = 7$			0,010	–	–	0
не перемешан нагреваемый теплоноситель						
$n_X = 2$			0,126	–	–	–0,004
$n_X = 3$			0,056	–	–	0,029
$n_X = 4$			0,032	–	–	–
$n_X = 5$			0,020	–	–	–
$n_X = 6$			0,014	–	–	–
$n_X = 7$			0,010	–	–	0
Противоточное включение ходов:		Противоположно направленное				
оба теплоносителя идеально перемешаны						
$n_X = 2$			0,876	–	–	–
$n_X = 3$			0,946	–	–	–
$n_X = 4$			0,970	–	–	–
$n_X = 5$			0,981	–	–	–
$n_X = 6$			0,987	–	–	–
$n_X = 7$			0,990	–	–	–

Продолжение табл. 1.1

Характеристика	Схема	Направление движения теплоносителей	$p_э$	$p_{эmin}$	$p_{эmax}$	f_φ ($S \leqslant 2$
не перемешан греющий теплоноситель						
$n_x = 2$			0,881	–	–	0,660
$n_x = 3$			0,949	–	–	0,765
$n_x = 4$			0,971	–	–	–
$n_x = 5$			0,982	–	–	–
$n_x = 6$			0,987	–	–	–
$n_x = 7$			0,991	–	–	1,000
не перемешан нагреваемый теплоноситель						
$n_x = 2$			0,882	–	–	0,660
$n_x = 3$			0,949	–	–	0,765
$n_x = 4$			0,972	–	–	–
$n_x = 5$			0,982	–	–	–
$n_x = 6$			0,987	–	–	–
$n_x = 7$			0,991	–	–	1,000
Параллельное включение ходов		Взаимно перпендикулярное	–	–	–	–
		Сложная схема тока				
Произвольная комбинация прямотока, противотока, перекрестного и смешанного тока		Самое различное		–	–	–

Примечание. S – число единиц переноса теплоты; B – отношение площади поверхности противоточных ходов к площади поверхности прямоточных ходов; n_x – число ходов.

моток и противоток. Эффективность аппарата при противотоке теплоносителей выше, чем при прямотоке. Для некоторых специально оговариваемых условий эффективность противоточного регенеративного аппарата выше, чем рекуперативного.

1.2. КОЖУХОТРУБНЫЕ ТА

УСТРОЙСТВО КОЖУХОТРУБНЫХ ТА

Кожухотрубные аппараты изготовляют жесткой, полужесткой и нежесткой конструкции; одно- и многоходовыми; прямоточными, противоточными и поперечноточными; горизонтальными и вертикальными. Они просты по конструкции и, как правило, имеют невысокую стоимость.

Рекуперативные ТА состоят из пучка труб *3* (см. рис. 1.3), жестко закрепленных в трубных решетках *6*, кожуха *2*, крышек *5* с фланцами, образующими распределительные камеры, опор *4* и перегородок, расположенных в межтрубном пространстве. На кожухе и крышках установлены технологические патрубки и штуцера. В зависимости от назначения аппарата конструкция основных узлов и используемые материалы могут существенно отличаться.

Трубы. Наиболее компактные трубные пучки рекуперативных ТА изготовляют из гладких труб наружным диаметром d и толщиной стенки 6Х0,5; 8Х1; 10Х1; 12Х1 мм, однако очистка таких труб затруднена. Поэтому в ТА машиностроения химической и нефтехимической промышленности используют трубы 20Х2; 25Х2; 25Х2,5 мм, а в ТА энергомашиностроения – трубы 14Х1; 14Х1,5; 16Х0,75; 16Х1; 16Х1,5; 19Х1; 22Х2; 24Х1; 32Х4; 32Х5; 38Х2,5 мм и др. Оребренные трубы применяют в аппаратах воздушного охлаждения (АВО), в охладителях наддувочного воздуха (ОНВ) дизелей, в охладителях масла (ОМ) дизелей и газотурбинных двигателей (ГТД), в холодильных конденсаторах и аппаратах специального назначения.

Распространенные размеры диаметра ребра и внутреннего диаметра трубы (DХ$d_{вн}$) следующие: 14Х10,5; 16,6Х11,5; 20,5Х10; 21Х3,2; 22,5Х15; 25Х10; 29Х10; 29Х9; 43Х17; 56Х21 мм.

В табл. 1.2 приведены материалы, используемые для изготовления трубных пучков ТА.

Длину труб ТА и длину L^* их безопорных пролетов выбирают по результатам оценки вибростойкости труб и пучка. По данным ТЕМА (США), рекомендуются следующие значения L^* при различных значениях наружного диаметра d трубы:

d, мм	15,88	19,05	25,4	31,75
$L^*_{мм}$	1321	1524	1880	2235

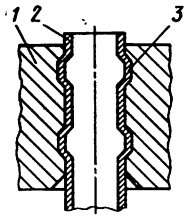
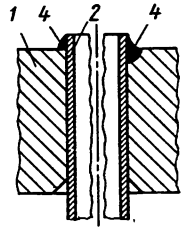
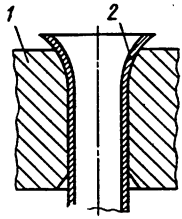
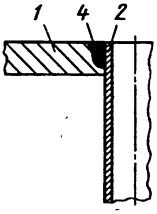
Для труб из алюминиевых сплавов, меди и ее сплавов, а также из сплавов титана максимальная длина безопорных участков должна составлять 0,865 L^*.

Закрепление концов труб (табл. 1.3). Наиболее распространенным способом закрепления труб *2* в отверстиях трубных решеток *1* является

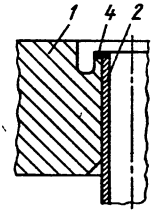
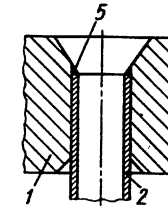
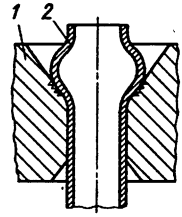
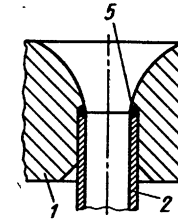
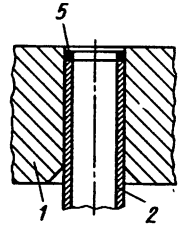
1.2. Материалы, используемые при изготовлении трубных пучков ТА

Материал	ГОСТ
Трубы холодильных ТА, ОНВ, ОМ, подогревателей и охладителей воды	
Медь М3	617–72*
Отожженная латунь: ЛО 70-1; ЛОМш70-1-0,05; Л68; ЛА77-2; ЛАМш77-2-0,05	21646–76*
Медно-никелевый сплав: МНЖ5–1	17217–79*
МНЖц30-1-1	10092–75*
Сталь ОХ18Н10Т	24030–80*
Сплав титана ВТ1-0	22897–86
Оребренные рубашки и ребра биметаллических труб	
Алюминий АД1	18475–82
Алюминиевый сплав АМцМ, АМг1	То же
Трубы ТА общего назначения	
Сталь: 15ХМ; 10; 20	8733–87
ОХ18Н10Т; 12Х18Н10Т; 10Х17М13М2Т; 08Х22Н6Т	9941–81*
Латунь ЛАМш77-2-0,05	21646–76*

1.3. Спобы закрепления концов труб в трубной решетке

Способ	Схема	Способ	Схема
Вальцовка при использовании двух кольцевых расширительных канавок в трубной решетке		Сварка: со швом, валиком и валиком с канавкой	
Коническая развальцовка входного участка трубы		со швом канавкой	

Продолжение табл. 1.3

Способ	Схема	Способ	Схема
с зубчатым швом		с конической разженковкой в трубной решетке с наружной стороны	
взрывом		с плавно очерченным входным участком	
Автоматическая сварка плотным швом: без раззенковки отверстия в трубной решетке с наружной стороны			

Вальцовка — прочноплотное соединение, образующееся в результате деформации трубы в радиальном направлении под действием силы, создаваемой вальцовочным инструментом. Для обеспечения осевой прочности пучка в отверстиях трубных решеток *1* выполняют как минимум две кольцевые расширительные канавки *3* шириной 2...3,5 мм и глубиной 0,4...1 мм. При конической развальцовке входного участка труб *2* снижается коэффициент местного сопротивления, а следовательно, вероятность эрозии на этом участке ввиду предотвращения отрыва потока на входной кромке.

Передовой технологией закрепления труб является их взрывное вальцевание, при котором взрывной заряд помещается внутри трубы в толще трубной решетки. С помощью детонатора заряд подрывается, энергия взрыва затрачивается на деформацию трубы в радиальном направлении, в результате чего даже толстостенные трубы образуют с трубной решеткой весьма прочное соединение, которое трудно получить обычной вальцовкой.

При этом требования к геометрии трубы и отверстия существенно снижаются, что позволяет использовать способ взрывного вальцевания при ремонте труб. Применяют также электрогидравлический способ развальцовки труб.

Если трубы подвержены вибрации, циклическому нагреву, большим перепадам давления или на концах труб может возникнуть тепловой удар, то концы труб следует приваривать к трубной решетке. Шов *4* может быть утопленным, валиком и валиком с канавкой, канавкой (применяется при тонких трубных решетках), а также зубчатым. Сваривать лучше толстостенные трубы или трубы аппаратов, работающих в напряженных условиях. В этих случаях рекомендуется сварка взрывом. Этот способ закрепления труб отличается от взрывной вальцовки мощностью заряда, требует конической раззенковки отверстия трубной решетки с наружной стороны и большой высоты выступающей части трубы над трубной решеткой. Хотя соединение получается исключительно прочное, в зазоре труба — коническое отверстие возможно возникновение щелевой коррозии.

Сварной шов любого типа постоянно находится под эрозионно-коррозионным воздействием, поэтому в процессе длительной эксплуатации может произойти разуплотнение трубы. В связи с этим на отечественных предприятиях освоен способ вальцовки с автоматической приваркой концов труб к трубным решеткам плотным швом *5*. Развальцовочные канавки при этом не выполняются. Соединение характеризуется высокой прочностью. Поскольку при развальцовке конца трубы перед сваркой шов пористый, сварку часто выполняют после вальцовки, шов при этом может быть торцовым или внутренним. Лучшее соединение получается, когда передняя часть трубы взрывом приваривается к трубной решетке, а остальная часть трубы развальцовывается взрывом по толщине трубной решетки.

Перегородки. В кожухотрубных ТА один теплоноситель течет внутри труб, другой — в межтрубном пространстве. При поперечном обтекании пучков труб достигается более интенсивная теплоотдача, чем при продольном. Для крепления труб с целью предотвращения их прогибов и вибраций, а также для организации поперечного обтекания труб в межтрубном пространстве и получения более высокой скорости жидкости внутри кожуха устанавливают поперечные перегородки.

Наиболее распространены односторонние сегментные перегородки *1* и *2* (рис. 1.6, *а*), перегородки типа диск — кольцо *3* и *4* (рис. 1.6, *б*) и двусторонние сегментные перегородки *5* и *6* (рис. 1.6, *в*). Кроме того, применяют перегородки, перекрывающие трубный пучок, сегментные перегородки тройного расположения и др. Двусторонние сегментные перегородки и сегментные перегородки тройного расположения применяют с целью уменьшения потерь давления, при этом может быть получено снижение Δp на 60...100 %.

Вырез в перегородке, через который теплоноситель перетекает из одного отсека в другой, называется окном перегородки. Отношение высо-

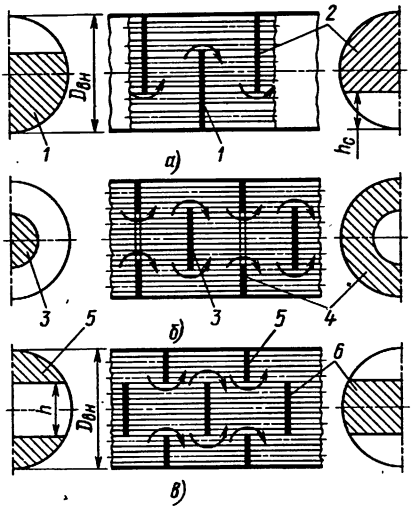


Рис. 1.6. Типы поперечных перегородок, используемых в кожухотрубных ТА

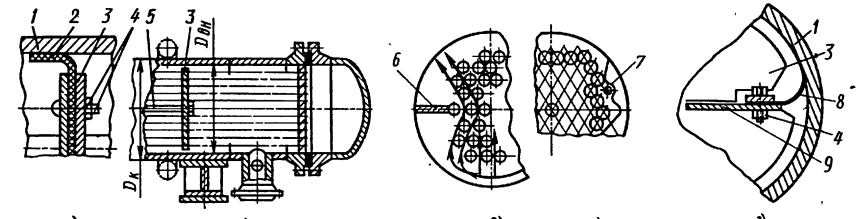


Рис. 1.7. Схемы уплотнения трубного пучка в кожухе ТА:
1 – кожух; *2* – пластиковый лист; *3* – поперечная перегородка; *4* – крепежные детали; *5* – стяжной стержень; *6* – уплотняющий лист; *7* – вытеснитель; *8* – пакет уплотняющих полос; *9* – продольная перегородка

ты h окна к внутреннему диаметру $D_{вн}$ кожуха для односторонних сегментных перегородок обычно $h/D_{вн} = 0{,}15...0{,}40$, для двусторонних сегментных перегородок $h/D_{вн} = 0{,}20...0{,}30$. В горизонтально ориентированных рекуперативных ТА края окон сегментных перегородок располагают горизонтально для случая течения чистых однофазных жидкостей и вертикально при загрязненных, конденсирующихся или кипящих средах.

Поперечные перегородки могут быть одинарными или собираться из нескольких тонких перфорированных листов толщиной $\delta = 1{,}5...2$ мм. Общая толщина перегородок $\Sigma\delta$ выбирается из технологических соображений, но минимальное значение зависит от внутреннего диаметра $D_{вн}$ кожуха и длины L^* безопорных пролетов труб. Ниже приведены значения общей толщины $\Sigma\delta$ перегородок в зависимости от значений $D_{вн}$ и L^*.

Внутренний диаметр кожуха $D_{вн}$, мм	< 355	< 355	< 355 (> 1550)	> 1550
Длина безопорных пролетов труб L^*, мм	< 610	610...1524	> 1524 (< 610)	> 1524

Общая толщина перегородок $\Sigma\delta$, мм.	3...4	4...9	9...10	19...20

Уплотнение трубного пучка в кожухе ТА осуществляют различными способами. Для предотвращения вредных протечек через радиальные зазоры кожух – поперечная перегородка, снижающих иногда перепад температур теплоносителя вдвое, по периферии перегородок наиболее часто устанавливают уплотнительные сегменты из упругодеформируемого материала, например из маслобензостойкого пластика. Толщина уплотняющего листа составляет 2...5 мм, напуск за пределы наружного диаметра – 10...15 мм. Один из вариантов крепления уплотнительных сегментов показан на рис. 1.7, *а*. При сборке ТА на операции надвигания кожуха *1* на трубный пучок края уплотнительного пластикового листа *2* оттибаются в соответствии с формой кожуха и уплотняют зазор. В случае применения уплотнения такого типа зазор кожух – перегородка можно увеличить до 4...5 мм, что существенно облегчает технологию сборки кожухотрубных ТА.

Для повышения жесткости трубного пучка и нужного дистанционирования поперечных перегородок используется система стяжных стержней *5* и распорок (рис. 1.7, *б*). Круглые металлические стяжные стержни *5* одним концом ввинчивают в неподвижную трубную решетку, а другим закрепляют на последней поперечной перегородке *3* контргайками. Между перегородками на каждый стяжной стержень надевают распорки, представляющие собой отрезки труб с внутренним диаметром, несколько превышающим диаметр стержня, и длиной, точно соответствующей требуемому расстоянию между перегородками.

Для предотвращения протечек между кожухом аппарата и трубным пучком в окружном направлении устанавливают закрепленные на перегородках уплотняющие листы *6* (рис. 1.7, *в*) или вытеснители *7* (рис. 1.7, *г*). Обычно уплотняющие листы или вытеснители устанавливают в том месте, где трубы пучка отстоят от кожуха на расстояние более 30 мм.

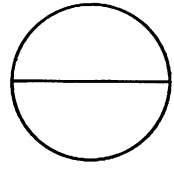
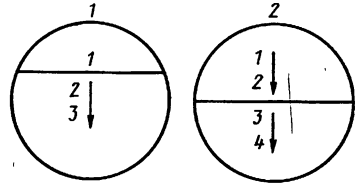
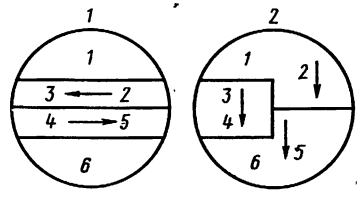
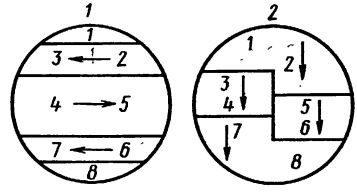
В некоторых ТА используют перегородки продольного типа, с помощью которых реализуется схема смешанного тока или, если число ходов в трубах совпадает с числом продольных ходов в межтрубном пространстве, схема противотока. При закрепленных трубных решетках продольную перегородку иногда приваривают к кожуху, но при использовании U-образных труб или подвижных трубных решеток продольную перегородку обычно приваривают к неподвижной трубной решетке. В этом случае зазоры между продольной перегородкой и кожухом необходимо тщательно уплотнять. Типичный пример такого уплотнения – пакет *8* уплотняющих полос из коррозионно-стойкой стали, толщина полосы примерно 0,2 мм (рис. 1.7, *д*).

Перегородки в полости крышек. Для повышения скорости теплоно-

сителя в трубах полости крышек ТА устанавливают перегородки. При этом создается большое число ходов – участков теплообменной поверхности, в пределах которых теплоноситель в трубах движется в одном и том же направлении от одной трубной решетки к другой (табл. 1.4).

В двухходовом ТА в полости крышки со стороны неподвижной трубной решетки выполняется одна перегородка, обеспечивающая течение жидкости через половину труб в одном направлении. Пройдя этот ход, жидкость поворачивает в полости противоположной крышки и возвращается обратно через другую половину труб к выходному патрубку,

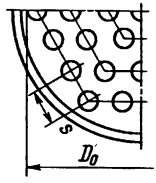
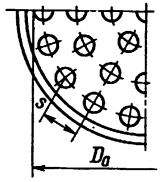
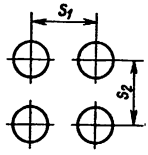
1.4. Схемы расположения перегородок в полости крышек

Перегородки	Схема	Число ходов
В полости передней крышки одна, в полости задней крышки отсутствует		Два
По одной перегородке в полости каждой крышки		Четыре
В полости передней крышки три, в полости задней крышки четыре		Шесть
В полости передней крышки четыре, в полости задней крышки пять		Восемь

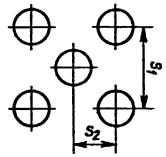
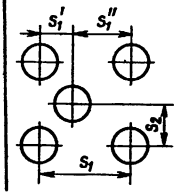
который так же, как и входной, расположен на крышке со стороны неподвижной трубной решетки. Изменяя число перегородок в полостях крышек ТА, можно получить требуемое число ходов теплоносителя в трубах. Толщина перегородок зависит от диаметра крышки. Для углеродистых и низколегированных сталей она составляет 9...16 мм, для сплавов меди и никеля — 6...13 мм. Материал перегородок и крышек выбирают одинаковым: стали ВСт, Ст3, 20 по ГОСТ 16523–70*; 3Сп по ГОСТ 82–70*, 16ГС, 20К по ГОСТ 5520–79*, 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т по ГОСТ 5582–75* и 7350–77*, бронза литейная по ГОСТ 493–79, отливки из серого чугуна по ГОСТ 1412–85, оловянная латунь по ГОСТ 15527–70*, сплав МНЖ5-1 по ГОСТ 492–73*. Перегородки или приваривают, или отливают как одно целое с крышками, при этом в примыкающей трубной решетке иногда выполняют направляющие пазы, в которые при сборке входят перегородки вместе с уплотняющими прокладками.

Компоновка труб. В кожухотрубных ТА трубы могут быть расположены по сторонам шестиугольников или, что одно и то же, равносторонних треугольников (треугольной) или по концентрическим окружностям (табл. 1.5).

1.5. Компоновка труб в трубном пучке

Компоновка	Схема	Характеристика
Треугольная		Число труб $n_{тр} = 3a_N(a_N + 1) + 1$, где $s_1 = s_2 = s = (1{,}2 \ldots 1{,}4)\,d$, но не менее $s = d + 6$ мм
По концентрическим окружностям		$s_1 = s_2 = s$
Коридорная		$s_1 = s_2$ и $s_1 \neq s_2$

Продолжение табл. 1.5

Компоновка	Схема	Характеристика
Шахматная: с равномерным поперечным шагом		$s = (1{,}3 \ldots 1{,}8)\,d$ при вальцовке и $s = (1{,}25 \ldots 1{,}3)\,d$ при сварке
с неравномерным поперечным шагом		$s_1' \neq s_1''$

Примечание: a_N – порядковый номер шестиугольника, считая от центра.

В ТА с кожухом коробчатого типа компоновка труб (см. табл. 1.5) может быть: коридорной; шахматной, частным случаем которой является треугольная. При такой компоновке труб при одном и том же шаге можно разместить наибольшее число труб на единице площади; с неравномерным поперечным шагом.

Трубные решетки. Площадь трубной решетки одноходового по трубам рекуперативного ТА, необходимая для размещения труб, при треугольной разбивке

$$F_{тр} = 0{,}866\, s^2\, n_{тр}. \qquad (1.1)$$

В многоходовых теплообменниках площадь трубной решетки больше рассчитанной по формуле (1.1) вследствие установки перегородок в крышках и наличия мест, где трубы не установлены по технологическим условиям. Это учитывается коэффициентом заполнения трубной решетки $\psi_з = 0{,}7...0{,}85$. Чем больше ходов в аппарате, тем меньше значение $\psi_з$. В аппаратах с U-образными трубами принимается $\psi_з = 0{,}6...0{,}65$. Внутренний диаметр кожуха многоходового аппарата

$$D_{вн} = 1{,}1\sqrt{F_{тр}/\psi_з}.$$

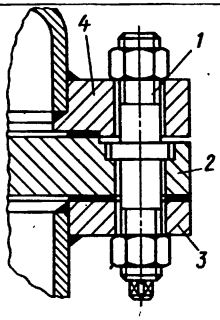
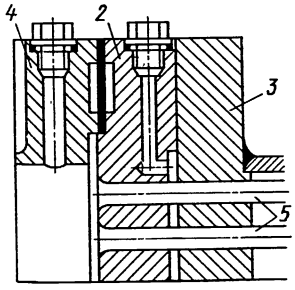
Толщина трубной решетки рассчитывается, но при вальцовке труб должна быть $\delta_{min} \geqslant 5 + 0{,}125d$ для стальной трубы и $\delta_{min} \geqslant 10 + 0{,}2d$

для медной. При иных способах закрепления труб из других материалов минимальная толщина трубной решетки должна быть равна диаметру труб с учетом допуска на коррозию. Материал трубных решеток и труб выбирают одновременно с точки зрения стойкости к контактной электрохимической коррозии. В случае применения сплавов меди особенно важно избежать образования гальванических пар.

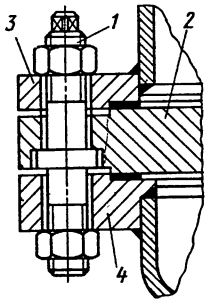
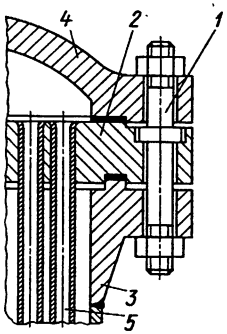
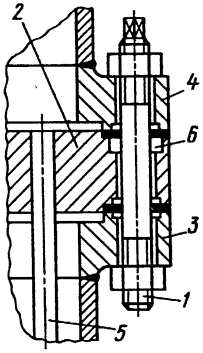
В последнее время получили распространение трубные решетки из углеродистой или низколегированной стали, покрытые плакирующим слоем требуемого металла со стороны межтрубного пространства или полости крышки и слоем из органического материала с противоположной стороны. Органические покрытия наносят прежде всего на поверхности, контактирующие с охлаждающей водой. Наиболее часто используют эпоксидную, спеченную феноловую или эпоксифеноловую смолы.

Типичные способы соединения неподвижных трубных решеток *2* с фланцем *3* кожуха показаны в табл. 1.6. Некоторые способы уплотнения подвижной трубной решетки приведены в табл. 1.7.

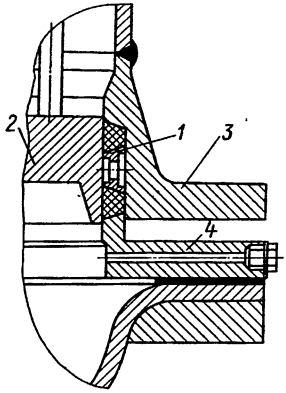
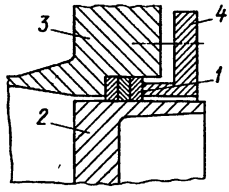
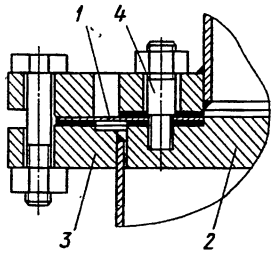
1.6. Типичные способы соединения неподвижных трубных решеток с фланцем кожуха

Схема соединения	Характеристика	Область применения
	Соединение типа выступ (в трубной решетке *2*) – впадина (во фланце *4* крышки) Уплотнение обеспечивается с помощью шпилек *1*	В рекуперативных ТА с давлением внутри кожуха менее 1 МПа
	Двойные трубные решетки. Трубы *5* развальцованы в обеих трубных решетках *2* и *3*. Нижняя трубная решетка *3* приварена к кожуху и является его фланцем	В рекуперативных ТА, в межтрубном пространстве которых циркулирует находящаяся под высоким давлением агрессивная или загрязняющая окружающую среду жидкость

Продолжение табл. 1.6

Схема соединения	Характеристика	Область применения
	Соединение типа выступ (с обеих сторон трубной решетки *2*) – впадина (во фланцах *3* кожуха и *4* крышки)	При предъявлении повышенных требований к надежности соединения
	Соединение типа шип – паз	То же
	Соединение типа выступ – впадина с кольцевой проточкой *6* во фланцах *3* и *4* и трубной решетке *2*	То же

1.7. Некоторые способы уплотнения подвижной трубной решетки

Схема	Характеристика	Область применения
	Уплотнение с помощью сальника. Узел уплотнения *1* трубной решетки *2* установлен в выточке фланца кожуха *3*. Уплотнительные кольца поджимаются специальной втулкой *4*. Если кольца резиновые, то места их стыка вулканизируют	При давлении в кожухе менее 2 МПа и температуре менее 300 °С
	То же	То же
	Уплотнение с помощью мембраны. Мембрана *1* помещена между фланцем крышки с одной стороны и фланцем кожуха *3* и подвижной трубной решеткой *2* – с другой. Закрепление мембраны осуществляется с помощью шпилек *4*	При высоких давлениях в кожухе и температуре свыше 300 °С

Направление течения теплоносителей. Вопрос о том, какой из теплоносителей направлять в трубы или в межтрубное пространство, должен решаться с точки зрения не только интенсификации теплообмена, но и надежности работы ТА. Если теплоноситель вызывает коррозию или механическое повреждение труб, то лучше его пропустить внутрь труб, так как экономичнее выполнить трубы из материала высокой стоимости, чем кожух. В трубы целесообразно направлять теплоноситель под большим давлением, чем в межтрубном пространстве, чтобы не делать толстостенный кожух, а также более загрязненный, поскольку трубы очистить легче, чем межтрубное пространство. Например, дымовые газы обычно проходят в трубах, что уменьшает засорение аппарата золой и сажей, а пар и воздух — в межтрубном пространстве.

СКОРОСТЬ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В МЕЖТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВЕ И ВИБРАЦИЯ ТРУБ

Скорость w движения теплоносителя в межтрубном пространстве трубчатых ТА оказывает существенное влияние на теплоотдачу, потери давления, загрязняемость и вибрацию труб. Для различных течений характерны следующие соотношения: для ламинарного $\alpha \sim w^{0,3}$; $\Delta p \sim w$; $\alpha \sim \Delta p^{0,3}$; для турбулентного $\alpha \sim w^{0,6...0,8}$; $\Delta p \sim w^{1,6...1,8}$; $\alpha \sim \Delta p^{0,4}$.

Ориентировочные значения скорости теплоносителей, рекомендуемые на основе опыта эксплуатации рекуперативных ТА различного назначения и технико-экономических расчетов, приведены в табл. 1.8.

1.8. Рекомендуемые значения скорости w теплоносителей при вынужденном течении в каналах ТА

Среда	Условия движения	w, м/с
Маловязкая жидкость (вода, бензин, керосин и т.д.)	Нагнетательная линия	1...3
	Всасывающая линия	0,8...1,2
Вязкая жидкость (легкие и тяжелые масла, растворы солей и т.п.)	Нагнетательная линия	0,5...1,0
	Всасывающая линия	0,2...0,8
Маловязкая и вязкая жидкости	Самотек	0,1...0,5
Газ при большом напоре	Нагнетательная линия компрессоров	15...30
Газ при небольшом напоре	Нагнетательная линия вентилятора, газоход	5...15
Незапыленный газ при атмосферном давлении	Газоход	12...16
Запыленный газ при атмосферном давлении	Газоход	6...10

Продолжение табл. 1.8

Среда	Условия движения	w, м/с
Газ при естественной тяге	Газоход	2...4
Водяной пар:		
перегретый	–	30...75
сухой насыщенный разреженный (в конденсаторах)	–	100...200
Пары насыщенные (углеводороды и др.)	Давление, МПа:	
	0,005...0,02	60...75
	0,02...0,05	40...60
	0,05...0,1	20...40
	0,1	10...25

Для повышения теплоотдачи и уменьшения загрязнений скорость w нужно увеличивать, а для снижения потерь давления и предотвращения нежелательных последствий вибрации труб – уменьшать.

При омывании потоком теплоносителя одиночных труб, рядов и пучков труб возникают нестационарные гидродинамические силы, которые возбуждают вибрацию труб.

Вихревое возбуждение. При поперечном обтекании труб или при обтекании их под некоторым углом атаки $\psi_A = 10...90°$ на кормовой части поверхности трубы под действием положительного градиента давления возникает обратное течение и формируются вихри, которые сначала вытягиваются ($Re = 5...40$), а при $Re = 40...100$ начинают отрываться от трубы поочередно то с одной, то с другой стороны. На трубу начинает действовать периодическая гидродинамическая сила, способная раскачать упругую систему, которой является труба, зафиксированная в трубных решетках, даже при наличии промежуточных опор – поперечных перегородок – или дистанционирующих устройств. Периодичность отрыва вихрей определяется числом Струхаля

$$Sh = fd/\bar{w},$$

где f – частота отрыва вихрей с одной стороны трубы; $\bar{w}$ – осредненная скорость потока, для пучков это скорость в узком сечении.

Для одиночных труб отрыв вихрей определяется числом $Sh \approx 0{,}2$. Вихри возникают при $Re = 100...5 \cdot 10^5$, а также при $Re > 2 \cdot 10^6$. В диапазоне $Re = 5 \cdot 10^5...2 \cdot 10^6$ отрывающаяся часть пограничного слоя, формировавшегося на поверхности трубы, рассеивается в следе в виде мелких турбулентных вихрей, которые создают интенсивную пульсацию скорости. При поперечном обтекании пучков труб число Sh зависит от расположения труб и шага между ними.

Возбуждение турбулентными пульсациями. После вихревого возбуждения амплитуда вибраций труб при их поперечном обтекании увеличива-

ется только вследствие турбулентных пульсаций давления потока, причиной появления которых является турбулентно-вихревое отрывное течение в следе трубы. Возбуждение труб турбулентными пульсациями давления потока происходит практически во всем диапазоне реального изменения скорости w. Возбуждающая гидродинамическая сила имеет широкополосный частотный спектр, но возбуждение трубы связано лишь с той частью спектра, частота которой распределена вокруг частоты собственных колебаний трубы.

Турбулентные пульсации являются основной причиной вибрации труб при их продольном омывании. Турбулентные вихри, инициированные потоком, движутся параллельно трубам и возбуждают вибрацию труб на собственных частотах колебаний.

Гидроупругое возбуждение. При поперечном обтекании пучка возбуждение труб посредством турбулентных пульсаций наблюдается в первых их рядах до значений безразмерной скорости

$$\bar{w}/(f_n d) \approx 1,$$

где f_n — собственная частота колебаний труб.

В глубине ряда это возбуждение происходит до появления гидроупругих вибраций, определяемых свойствами затухания (демпфирования) системы.

Если прекращается подвод энергии к вихрям, определяющим возникновение нестационарных гидродинамических сил, то амплитуда вибрации уменьшается во времени. Темп затухания (гидродинамического демпфирования) вибраций имеет экспоненциальную зависимость во времени. Логарифмический декремент $\lambda_л$ затухания является основной характеристикой затухания. Чем выше значение $\lambda_л$, тем сильнее затухание. Трубчатые ТА — системы со слабым гидродинамическим демпфированием ($\lambda_л$ = = 0,01...0,17).

Затухание вибраций трубы в пучке определяется дополнительно конструкционным демпфированием и демпфированием в материале трубы. Суммарное демпфирование характеризуется логарифмическим декрементом λ_Σ = 0,2...0,3, при этом гидродинамическое демпфирование обычно составляет примерно 50 % суммарного и зависит от конфигурации пучка:

$$\lambda_\Sigma = c_\delta \lambda_л,$$

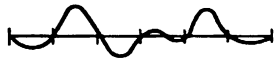
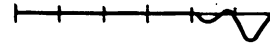
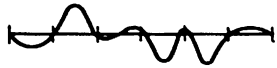
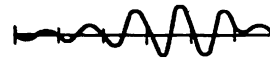
где c_δ — эмпирический коэффициент.

Ниже приведены значения c_δ в зависимости от s_1/d.

c_δ	2,84	2,2	1,72	1,6	1,45	1,36
s_1/d	1,15	1,2	1,4	1,6	1,8	2

При гидроупругом возбуждении колебаний трубы перемещаются в

1.9. Моды колебаний

Номер моды	Форма колебаний	Номер моды	Форма колебаний
1		5	
2		6	
3		7	
4			

продольном и поперечном направлениях с собственными частотами колебаний.

Акустическое возбуждение. Этот вид возбуждения вибрации возможен только в газообразной среде. Акустические частоты вибрации, сопровождаемые высоким уровнем шума, могут быть инициированы отрывающимися вихрями или турбулентными пульсациями. Значение акустической частоты зависит от номера моды (формы колебаний). Самая низкая частота (основной тон) характерна для первой моды, более высокие частоты (обертона) – для второй, третьей и четвертой мод (табл. 1.9). Третий, четвертый и т.д. обертоны в ТА встречаются редко.

Собственная частота колебаний. Трубы в ТА вибрируют на дискретных частотах, причем каждому виду возбуждения соответствует определенный диапазон скоростей теплоносителя. Самая низкая частота, на которой вибрируют трубы, – основная собственная частота, или первая мода. Более высокие собственные частоты колебаний называют второй модой, третьей и т.д.

Вибрация характеризуется также виброперемещением трубы. Наибольшее виброперемещение оси трубы (наибольшая амплитуда) имеет место в середине пролета между опорами (перегородками).

Основная собственная частота колебаний

$$f_n = \frac{C_n}{2\pi L^*} = \sqrt{\frac{EJ}{m_\Sigma}}, \qquad (1.2)$$

где C_n — коэффициент, зависящий от способа закрепления труб в опорах (табл. 1.10); E — модуль упругости материала трубы, Па; J — момент инерции сечения, м^4: $J = \frac{\pi}{64}(d^4 - d_{вн}^4)$; m_Σ — расчетная масса трубы на единицу ее длины, кг/м; $m_\Sigma = m_т + m_п + m_ж$; $m_т$ — масса трубы, отнесенная к ее длине; $m_п$ — присоединенная к трубе масса жидкости; $m_п = c_m \rho \pi d^2/4$; c_m — коэффициент инерции, зависящий от способа компоновки труб в пучках, для шахматных и коридорных пучков ниже приведены значения c_m при различных отношениях s_1/d; $m_ж$ — масса жидкости, находящейся в трубе, отнесенная к длине трубы.

c_m	2,3	2,05	1,32	1,12	1,08	1,06
s_1/d.	1,15	1,2	1,4	1,6	1,8	2

В том случае, когда трубы не имеют промежуточных опор, значение L^* принимается равным длине L трубы.

Для определения коэффициента C_n многопролетных труб пользуются специальной таблицей [34]. При числе пролетов больше четырех различие между первой и более высокими модами уменьшается. При проектировании трубчатых ТА необходимо учитывать лишь самые низкие собственные частоты колебаний труб.

В том случае, когда известна аксиальная сила F_a, сжимающая или растягивающая трубы в пучке в зависимости от способа их закрепления в трубных решетках, полей температуры и давления, собственная частота колебаний

$$f_{ns} = f_n \left(1 + \frac{F_a L^2}{EJ\pi^2}\right)^{0,5}. \qquad (1.3)$$

При сжатии труб уменьшается собственная частота колебаний, поэтому сила F_a должна иметь знак минус. При растяжении сила F_a подставляется со знаком плюс. Недоучет аксиальной силы может привести к погрешности в определении значения f_n до 40 %.

1.10. Значения коэффициента C_n для определения собственных частот колебаний труб при разных видах их закрепления (однопролетная система) и различных модах

Закрепление концов трубы	1	2	3	4	5
Оба заделаны	22,37	61,67	120,91	199,86	298,56
Один заделан, а другой опирается	15,42	49,97	104,24	178,28	272,02
Один заделан, а другой свободен	3,51	22,03	61,68	120,90	199,86
Оба опираются	9,87	39,48	88,83	157,90	246,74

В случае использования оребренных труб частоту f_n находят с помощью уравнений (1.2) и (1.3), но при расчете момента инерции сечения толщину стенки вычисляют не по наружному диаметру ребер или несущему диаметру, а по эффективному диаметру, который близок к определяющему размеру [см. уравнение (3.122)]. Для низкооребренных труб в качестве эффективного используют несущий диаметр, увеличенный на 8 %.

1.11. Определение длины безопорных пролетов

Материал трубы	d, мм	L^*, мм
Конструкционная и легированная сталь	6...19	$68d + 228$
	19...51	$52d + 532$
Медные и алюминиевые сплавы	6...19	$60d + 177$
	19...51	$46d + 436$

Очень сильное влияние на собственную частоту колебаний труб оказывает длина L^* безопорных пролетов. Экспериментально установлено, что максимальная длина безопорных пролетов труб не должна превышать значений L^*, рассчитанных по формулам табл. 1.11.

При этом необходимо учитывать, что в кожухотрубных рекуперативных ТА самые длинные безопорные пролеты проходят через окна в перегородках или наблюдаются в концевых отсеках. Рекомендуется, чтобы промежуточные опоры были распределены равномерно, а расстояние между трубными решетками и ближайшими к ним перегородками было в 1,25 раза больше расстояния между перегородками в средней части пучка. Ширина перегородки и зазор между трубой и отверстием перегородки оказывают несущественное влияние на f_n.

Методика оценки вибрации труб в рекуперативном ТА. Вычисления делают отдельно для входного участка, его средней части и выходного участка.

При вихревом возбуждении труб последовательность расчета следующая.

1. Оценивают число Струхаля. Для гладких труб коридорных пучков и одиночных рядов

$$\mathrm{Sh} = 0{,}2 + \exp[-1{,}2(s_1/d)^{1{,}8}].$$

Для труб шахматных пучков:

оребренных

$$\mathrm{Sh} = 0{,}37 - 0{,}1(s_1/d);$$

гладких

$$\mathrm{Sh} = \kappa\left\{0{,}2 + \exp[-0{,}44(s_1/d)^{1{,}8}]\right\},$$

где $\kappa = 0{,}9\,s_1/s_2$ при $s_1/s_2 > 1$ и $\kappa = 0{,}9(s_1/s_2)^{1{,}7}$ при $s_1/s_2 \leqslant 1$.

2. Рассчитывают собственную частоту колебаний труб f_n или f_{ns} (да-

лее f_n) по уравнению (1.2) или (1.3) и частоту срыва вихрей $f_s = \mathrm{Sh}\bar{w}/d$. Должно выполняться соотношение $f_s \leqslant 0{,}8\ f_n$. Если $f_s > 0{,}8 f_n$, то нужно или уменьшать осредненную скорость $\bar{w}$ теплоносителя или увеличивать ее, чтобы соблюдалось соотношение $f_s \geqslant 1{,}2 f_n$. Таким образом, разность между скоростью $\bar{w}$ потока и скоростью $\bar{w}_\mathrm{p} = f_n d/\mathrm{Sh}$, при которой происходит совпадение собственной частоты колебаний труб с частотой отрыва вихрей, должна составлять не менее 20 %.

3. Если $f_s \leqslant 0{,}8\ f_n$ или $f_s \geqslant 1{,}2\ f_n$, то дополнительно оценивают среднюю квадратическую амплитуду колебаний трубы по j-й моде:

$$\bar{A}_{\mathrm{в}j} = \mathrm{h}_\mathrm{в}/\sqrt{(\omega_s^2 - p_\mathrm{в}^2)^2 + 4n_\mathrm{в}^2 p_\mathrm{в}^2},$$

где $h_\mathrm{в} = \bar{c}_y\, d\rho w^2/(2m_\Sigma)$; ω_s – угловая частота срыва вихрей, $\omega_s = 2\pi f_s$; $\bar{c}_y$ – коэффициент подъемной гидродинамической силы. Ниже приведены значения c_y для различных случаев.

Первые ряды пучка	0,04...0,06
Одиночная труба при Re = (6...60) · 10^3	0,61
Трубы одиночного поперечно омываемого ряда при Re = (6...100) · 10^3	0,14

$p_\mathrm{в} = 2\pi\,(\bar{w}/d)\ 0{,}9\,\mathrm{Sh}$; $n_\mathrm{в} = \zeta_s\ \omega_n$; ω_n – угловая собственная частота колебаний труб; $\omega_n = 2\pi f_n$; ζ_s – фактор демпфирования, $\zeta_s = 0{,}5\,\lambda_\Sigma/\pi$.

Если значение амплитуды достигает половины зазора между соседними трубами, то необходимо принимать меры по увеличению собственной частоты колебаний труб. Наиболее эффективным способом повышения f_n является укорачивание безопорного пролета (расстояния между перегородками, перегородками и трубными решетками). Уменьшение длины безопорного пролета на 20 % приводит к увеличению собственной частоты колебаний более чем на 50 %.

В заключение проверяют, могут ли перерезаться трубы перегородками при данной амплитуде колебаний. Если такая опасность существует, нужно уменьшить зазоры между трубами и перегородкой и увеличить толщину последних. Повреждение труб можно избежать также применением перегородок из более мягкого материала.

При возбуждении турбулентными пульсациями методика оценки вибрации следующая.

1. В случае течения в межтрубном пространстве газа или пара (поперечное обтекание труб) основную частоту колебаний, вызванных турбулентными пульсациями, рассчитывают по эмпирической формуле

$$f_\mathrm{т} = \frac{\bar{w}d}{s_1 s_2}\, 3{,}05\left(1 - \frac{d}{s_1}\right)^2 + 0{,}28. \qquad (1.4)$$

Причем должно быть $(f_n - 9) > f_т > (f_n + 9)$.

2. Рассчитывают акустическую частоту колебаний кожуха

$$f_a = 0{,}5ja/D_{вн}, \qquad (1.5)$$

где j – номер моды – безразмерный множитель, принимают $j = 1$, иногда $j = 2$; a – скорость звука в среде теплоносителя (газа или пара).

Для предотвращения возникновения акустической вибрации необходимо сравнить частоты f_n, f_s и $f_т$ с частотой f_a. Разность значений в каждом случае должна быть не менее 20 %.

Уравнения (1.4) и (1.5) не применимы, если теплоносителем является капельная жидкость.

3. Если известны среднее квадратическое значение пульсаций скорости $\sqrt{\overline{w'^2}}$ потока и нормированная безразмерная форма спектра $G(\xi)$ поверхностных пульсаций, то среднее квадратическое значение амплитуды $\sqrt{\overline{A_j^2}}$ вибрации при возбуждении труб турбулентными пульсациями рассчитывают по следующей формуле:

$$\frac{\sqrt{\overline{A_j^2}}}{d} = \left(\frac{C_D^2}{2^6\pi^3\,\mathrm{Sh}}\right)^{0,5}\left(\frac{\rho d^2}{m_\Sigma}\right)\left(\frac{\bar{w}}{f_n d}\right)^{1,5}\left(\frac{\sqrt{\overline{w'^2}}}{\bar{w}}\right)\left(\frac{1}{\xi}\right)^{0,5}\times$$

$$\times\left(\frac{L_c}{L^*}\right)^{0,5}[G(\xi)]^{0,5}\frac{\varphi_j(z)}{(1/L^*)\int_0^1 \varphi_j(z)dz}, \qquad (1.6)$$

где C_D – коэффициент полного сопротивления трубы.

Ниже даны рекомендации по определению C_D.

$s_1/d < 2$ и $\mathrm{Re} = 10^3...10^4$	0,7
$\mathrm{Re} = 10^4...5\cdot10^4$	$296\mathrm{Re}^{-0,65}$
$\mathrm{Re} > 5\cdot10^4$	0,26

L_c – корреляционная длина воздействия потока на трубу, $L_c/d = 3...4$ для труб первых рядов; $L_c/d = 0{,}5...0{,}7$ для труб глубинных рядов при $\mathrm{Re} = 2\cdot10^4...2\cdot10^5$, $\xi = f_т d/(\mathrm{Sh}\bar{w})$; $\varphi_j(z)$ – нормальная функция, определяющая форму колебания трубы (моду) и зависящая от способа крепления трубы. При шарнирном креплении концов трубы кривая изгиба при ее колебаниях представляет собой синусоиду с различным числом полуволн: $\varphi_j(z) = \sin(j\pi z/L)$, $j = 1, 2, 3...$ и т.д. При других видах крепления концов трубы кривая изгиба будет описываться другой функцией [9].

Отношение $\sqrt{\overline{w'^2}}/\bar{w} = 0{,}15...0{,}35$ в глубинных рядах пучка. Уравнение (1.6) используют для оценки амплитуды вибраций как при поперечном, так и при продольном обтекании труб в пучке.

При гидроупругом возбуждении во избежание уравнивания нестационарной гидродинамической силы силами демпфирования, вследствие чего амплитуда вибрирующих труб резко возрастает, необходимо выполнить проверку на достижение критической скорости, при которой появляются гидроупругие вибрации:

$$\bar{w}_{кр} = dK_в f_n [m\lambda_\Sigma/(\rho d^2)]^{0,5}. \quad (1.7)$$

Здесь для треугольных и квадратных упаковок пучков

$$K_в = 0,8 + 1,7(s_1/d). \quad (1.8)$$

Допустимая скорость теплоносителя $\bar{w} \leqslant w_{кр}$. Из уравнения (1.7) следует, что для роста $w_{кр}$ нужно увеличивать частоту f_n, например, повышением жесткости трубы или уменьшением длины безопорного пролета. В случае применения оребренных труб значения $K_в$ следует принимать на 20...30 % меньше значений $K_в$, рассчитанных по уравнению (1.8).

При оценке результатов расчета необходимо учитывать следующее. Вибрация труб имеет место в большинстве эксплуатируемых ТА. Тем не менее разрушения труб в этих ТА не наблюдается. Скорость теплоносителя в межтрубном пространстве такая, что выполняются изложенные выше условия, а жесткость конструкции трубного пучка достаточно велика.

Повреждения труб являются следствием соударения труб между собой, труб и кожуха, перерезания труб перегородками при больших зазорах между отверстием в перегородке и трубой и малой толщине перегородок, а также могут иметь усталостный характер, обусловленный многоцикловым нагружением труб при достаточно больших наряжениях в них, вызванных периодическими изгибами труб. Последний тип повреждений может быть ускорен коррозией и эрозией.

Вибрация поперечно обтекаемых труб и труб с углом атаки потока 25...90°, инициированная турбулентными пульсациями, менее опасна, чем возбуждаемая срывом вихрей и гидроупругими силами. Особенно опасна гидроупругая вибрация, возникающая при большой скорости потока.

Наибольшие амплитуды колебаний труб, вызванные отрывом вихрей, при низкой турбулентности набегающего потока отмечены на трубах первых рядов шахматных и коридорных пучков. Кроме того, трубы первых рядов воспринимают ударное воздействие потока, входящего в межтрубное пространство через входной патрубок, причем тем больше, чем выше плотность теплоносителя. Массовая скорость в этой зоне ТА должна отвечать соотношению $\rho w^2 \leqslant 6000$ кг/(м · с^2). Для снижения ρw^2 рекомендуется увеличивать диаметр патрубка и устанавливать приспособления, воспринимающие удар потока, например сплошную или перфорированную пластину, решетку из прутьев и т.д. Отражательные пластины или решетки необходимы, если массовая скорость течения теплоносителя в патрубке

$\rho w^2 > 2230$ кг/(м·с^2) для однофазных потоков и некоррозионных неабразивных жидкостей и $\rho w^2 > 744$ кг/(м·с^2) для двухфазных потоков и агрессивных жидкостей.

Необходимо также оценить скорость потоков обводных течений на выходе из ТА и в областях поворота потока вблизи окон перегородок. Опыт эксплуатации показывает, что именно в тех зонах межтрубного пространства, где скорость выше, чем в основном потоке, поперечно обтекающем пучок в средних отсеках, в несколько раз, наиболее часто наблюдаются разрушения труб.

Для предотвращения акустической вибрации рекомендуется устанавливать специальные расстраивающие пластины, расположенные в кожухе параллельно направлению поперечного обтекания труб.

Защита от электрохимической коррозии и коррозионной эрозии. Электрохимическая коррозия возникает в случае применения материалов с различными значениями электрохимического потенциала, работающих на морской воде, и разделяется на сплошную, коррозию пятнами, язвенную межкристаллитную и подповерхностную. Морская вода выступает в качестве электролита металлов с разными потенциалами. При электрохимической реакции происходят окисление металла и восстановление водорода или кислорода, выделение металлов из раствора и т.п.

В случае разрушения защитной пленки на поверхности металла вследствие поперечных касательных напряжений, возникающих при большой скорости течения, а также на входе в трубы при существенной турбулизации потока (воздействие на конец трубы) проявляется коррозионная эрозия в виде язвин. Для защиты от коррозии и кавитационной эрозии помимо поддержания требуемых температуры и скорости потока применяют протекторы, которые при электрохимическом контакте двух различных металлов являются анодом, а защищаемые металлы — катодом. Материал анода должен иметь более низкий электрический потенциал, чем материал, из которого изготовлены крышки, трубы и трубные решетки, тогда анод растворяется в электролите (разрушается) быстрее, насыщая электролит (в данном случае морскую воду) соединениями, замедляющими коррозию и эрозию. Воздействие на концы медных, латунных и мельхиоровых труб и их коррозионная эрозия меньше в случае использования анодов из мягкой стали, например Ст3.. Разрушение бронзы, углеродистой и низколегированной стали можно предотвратить установкой цинковых анодов пластинчатого или пальчикового типа, однако цинковые протекторы быстро поляризуются.

КОНСТРУКЦИИ КОЖУХОТРУБНЫХ ТА

Аппараты общепромышленного назначения. Ниже приведена классификация ТА по назначению и конструкции.

По назначению

Теплообменники	Т
Охладители	Х
Конденсаторы	К
Испарители	И

По конструкции

С неподвижными трубными решетками	Н
С температурным компенсатором на кожухе	К
С плавающей головкой (узел подвижной трубной доски с крышкой в сборе)	П
С U-образными трубками	У

ТА типов П и У применяют при значительной разности температур стенок кожуха и труб, а также в случае необходимости механической чистки трубного пучка снаружи.

В табл. 1.12 дана характеристика, а в табл. 1.13 – основные конструктивные признаки этих ТА.

Элементы конструкции стандартных ТА существенно зависят от диаметра кожуха. Конструктивные схемы стандартных рекуперативных ТА приведены на рис. 1.3.

1.12. Характеристика ТА общепромышленного назначения

Название	Обозначение	Температура теплоносителей, °С	Область применения
Теплообменник	ТН и ТК	–30...350	Для нагрева и охлаждения
	ТП и ТУ	–30...450	
Охладитель	Х, ХН и ХК	0...+300	Для охлаждения жидких и
	ХП и ХУ	0...+400	газообразных сред пресной, мор-
		–20...+60	ской водой или хладагентами
Конденсатор	КН и КК	Конденсируемого	Для конденсации и охлажде-
	КП и КУ	0...+300	ния парообразных сред пресной,
		0...+400	морской водой или хладагентами
		охлаждающего	
		–20...+60	
Испаритель	ИН и ИК	–30...+350	Для нагрева и испарения раз-
	ИП и ИУ	–30...+450	личных жидких сред
Холодильный конденсатор	КТ	0...+100 (конденсации хладагента); охлаждающего –20...+50	Для сжижения хладагентов в аммиачных и углеводородных (пропан, пропилен) холодильных установках
Холодильный испаритель	ИТ	–40...+40 (насыщения)	Для охлаждения воды и растворов давлением до 0,6 МПа в аммиачных и углеводородных холодильных установках
		+40...–60	Для охлаждения жидких технологических сред под давлением 1...2,5 МПа

1.13. Основные конструктивные признаки ТА общепромышленного назначения

Характеристика	Н	К	П	У
Расположение:				
вертикальное	+	+	+	
горизонтальное	+	+	+	+
Число ходов в трубном пространстве:				
один	+	+		
два	+	+	+	+
четыре	+	+	+	
шесть	+	+	+	
Компоновка:				
одинарная	+	+	+	+
сдвоенная	+	+	+	+
Материал основных элементов:				
углеродистая и коррозионно-стойкая сталь	+	+	+	+
латунь, алюминиево-магниевый сплав	+	+	+	+
Разбивка труб по вершинам:				
равносторонних треугольников	+	+	+	+
квадрата			+	+

Кожухотрубные ТА для вязких жидкостей. Рассмотренные рекуперативные ТА (табл. 1.14) могут служить также для нагрева и охлаждения вязких жидкостей. Для этих целей могут применяться и другие теплообменники. Так, для установок гидротурбин и других энергетических установок используют кожухотрубные ОМ типа МБ и МБМ, выпускаемые заводом "Красный гидропресс". Эти аппараты изготовляют четырех типоразмеров с расходом масла 30...90 $м^3/ч$. Все они имеют вертикальную компоновку. Основные их характеристики приведены в табл. 1.15. Общий вид маслоохладителя МБ-63-90 показан на рис. 1.8. Отличительной особенностью охладителей паровых и газовых турбин является традиционное использование перегородок типа диска и кольца. Аппараты типа МБ рассчитаны на использование пресной охлаждающей воды с массовой концентрацией солей до 5000 мг/л, а аппараты типа МБМ – морской воды с массовой концентрацией солей свыше 5000 мг/л. Конструктивно они выполнены одинаково. Отличаются лишь тем, что в водяных камерах аппаратов МБМ установлены протекторы и часть деталей изготовлена из материалов, обеспечивающих надежную работу на морской воде. Выпускаются следующие марки охладителей: МБ-20-30; МБ-25-37; МБ-40-60; МБ-63-90; МБМ-20-30; МБМ-25-37; МБМ-40-60; МБМ-63-90.

Охладители, рассчитанные на больший расход масла, выпускает ПО "Харьковский турбинный завод" (ХТГЗ) им. С.М. Кирова: МБ-50-75;

1.14. Техническая характеристика ТА по ГОСТам 15122–79*, 15120–79*, 15121–79*, 14246–79*, 15119–79*, 14244–79*

Основные параметры	Н	К	П	У	ПК
Площадь поверхности теплообмена, м²	1...5000	1...5000	10...1250	10...1400	178...1866
Условное давление в трубном или межтрубном пространстве, МПа	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 8,0	0,6; 1,0; 1,6; 2,5	1,0; 1,6 8,0; 10,0	0,6; 2,5; 6,3; 12,5; 16,0	5,0; 6,3; 8,0; 10,0
Диаметр кожуха, мм:					
наружный (при изготовлении из труб)	159; 273; 325; 426; 530; 630		530; 630; 325; 426		–
внутренний (при изготовлении из листовой стали)	400; 500; 600; 800; 1000; 1200; 1600; 1800; 2000; 2800 2200; 2400; 2600; 3000		400; 500; 600; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2200; 2400; 2600; 2800		800; 1000 1100; 1200 1300; 1500; 1600; 1800
Наружный диаметр и толщина стенки теплообменных труб, мм	16Х1,5; 20Х2; 25Х1,5; 25Х2; 25Х2,5; 38Х2; 57Х3		20Х2; 25Х2; 25Х2,5 (38Х3)		20Х2; 25Х2; 25Х2,5
Длина теплообменных труб, мм	1000; 1500; 2000; 3000; 4000; 6000; 9000		3000; 4000; 6000; 9000		6000; 9000

1.15. Техническая характеристика маслоохладителей паровых турбин типа МБ

Основные параметры	20-30	25-37	40-60	63-90	50-70	63-90	90-135	190-250	380-500
Площадь поверхности теплообмена, м²	20,0	25,0	40,0	63,0	52,6	63,0	93,7	193,6	380,0
Рабочее давление, МПа:									
масла	–	–	–	–	0,55	0,55	0,55	0,55	0,45
воды	–	–	–	–	0,07...0,70	0,07...0,70	0,10...0,70	0,10...0,70	0,50
Температура воды на входе, °С	33	33	33	33	33	33	33	33	33
Номинальный расход масла, т/ч	30,0	32,4	52,5	78,8	79,5	78,8	118,2	219,0	438,0
Габаритные размеры, м:									
высота	2,23	2,48	2,20	2,93	2,65	2,93	2,90	4,20	4,50
диаметр	0,53	0,53	0,72	0,72	0,68	0,72	0,82	1,02	1,13
Сухая масса, кг	866	915	1130	1630	1735	1630	2458	4580	8265

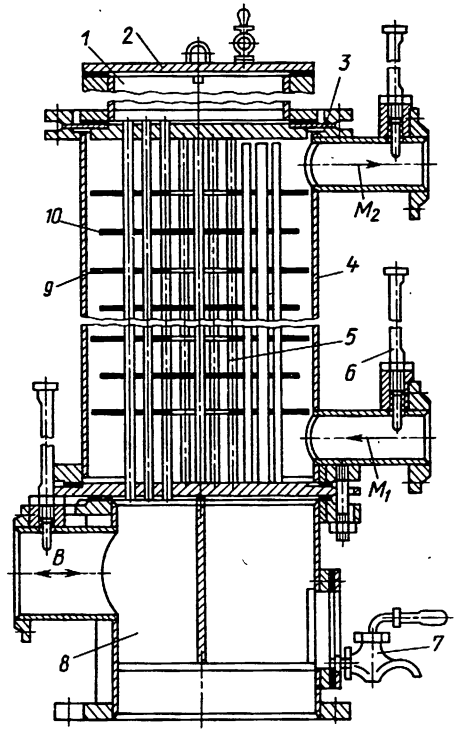


Рис. 1.8. Маслоохладитель МБ-63-90: *1* – верхняя водяная камера; *2* – крышка; *3* – мембрана; *4* – кожух; *5* – теплообменные трубы; *6* – гильза для термометра; *7* – кран; *8* – нижняя водяная камера; *9* – перегородка типа кольца; *10* – перегородка типа диска; M_1 – вход масла; M_2 – выход масла; *B* – вход и выход воды

МБ-90-135; МБ-190-250; МБ-380-500; МБМ-50-75; МБМ-90-135; МБМ-190-250; МБМ-380-500. Отличительной особенностью этих ОМ является применение в них "плавающей" верхней головки. На охладителях завода "Красный гидропресс" уплотнение трубной решетки мембранное. Поперечное движение масла обеспечивается перегородками типа диска и кольца. Техническая характеристика ОМ приведена в табл. 1.15. Все охладители выполнены четырехходовыми, за исключением МБ-190-250 (двухходовой).

Для охлаждения масла, используемого в подшипниках, редукторных передачах и других элементах компрессорных машин завод "Энергомаш" выпускает серию маслоохладителей типа МА, техническая характеристика которых приведена ниже.

Площадь поверхности охлаждения, м^2	9,5	35	6,3	8	16
Номинальный расход масла, м^3/ч	15,9	42	30	15	24
Номинальный расход воды, м^3/ч	30	30	9,2	10,02	15
Номинальная температура масла, °С:					
на входе	55	55	62	55	55
на выходе	45	45	50	45	45
Номинальная температура воды на входе, °С	30	30	25	30	30
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:					

воды	0,07	0,21	0,12	0,087	0,035
масла	0,105	0,166	0,13	0,093	0,095
Общее число труб	332	252	78	112	242
Диаметр и толщина стенки труб, мм	10X1	14X1,5	14X1,5	14X1,5	14X1,5
Полная высота аппарата, мм	1243	2220	1465	1250	1230
Наружный диаметр корпуса, мм	325	377	219	245	377
Сухая масса, кг	269	585	180	160	384

Все охладители имеют вертикальное исполнение и состоят из кожуха, трубной системы из прямых труб и верхней съемной крышки. Вода движется внутри труб, масло — в межтрубном пространстве, в котором установлены сегментные перегородки. Завод поставляет маслоохладители типов МА и МАМ, так же как и МБ и МБМ, рассчитанные на использование пресной и морской воды.

Для паровых турбин небольшой мощности ПО "Калужский турбинный завод" (КТЗ) изготовляет маслоохладители МО-2, МО-10, МО-16 и МО-20. Маслоохладитель МО-2 имеет горизонтальную компоновку, остальные — вертикальную. Направленное движение масла обеспечивается сегментными перегородками. Трубный пучок этих аппаратов собран из труб диаметром и толщиной стенки 12X1 мм. Характеристика маслоохладителей КТЗ приведена в табл. 1.16. Охлаждающая вода в трубах имеет два хода. Для компенсации температурных расширений трубного пучка по отношению к кожуху в верхней части установлена гибкая мембрана.

1.16. Техническая характеристика маслоохладителей типа МО

Основные параметры	2	10	16	20
Площадь поверхности теплообмена, $м^2$	1,49	10	16	20
Номинальный расход, $м^3/ч$:				
масла	3,1	16,6	14,8	40,7
воды	15	20	30	60
Номинальная температура масла, °С:				
на входе	45	52	59	54,3
на выходе	37	45	45	45
Число труб	64	384	384	384
Высота аппарата, мм	890 (длина)	1213	1617	1955
Наружный диаметр кожуха, мм	159	426	426	426
Масса, кг	62	395	458	625

ПО "Невский завод им. В.И. Ленина" (НЗЛ) разработал охладители масла с трубами, оребренными винтовой накаткой. ПО НЗЛ выпускает пять унифицированных маслоохладителей с накатанными трубами: МРУ-3; МРУ-6; МРУ-10; МРУ-19 и МРУ-30 (рис. 1.9). Основные характеристики этих аппаратов приведены в табл. 1.17. В аппаратах МРУ применены низкооребренные трубы диаметром и высотой ребра 14Х1,5 мм, ребра выполнены накаткой, обеспечивающей коэффициент оребрения 2,26. Трубы изготовлены из латуни или сплава МНЖ5-1. Аппараты двухходовые по воде.

Отличительной особенностью аппаратов МРУ является применение комбинированных двухслойных перегородок *5* типа диска и кольца. Уплотнительный элемент *6* комбинированной перегородки представляет

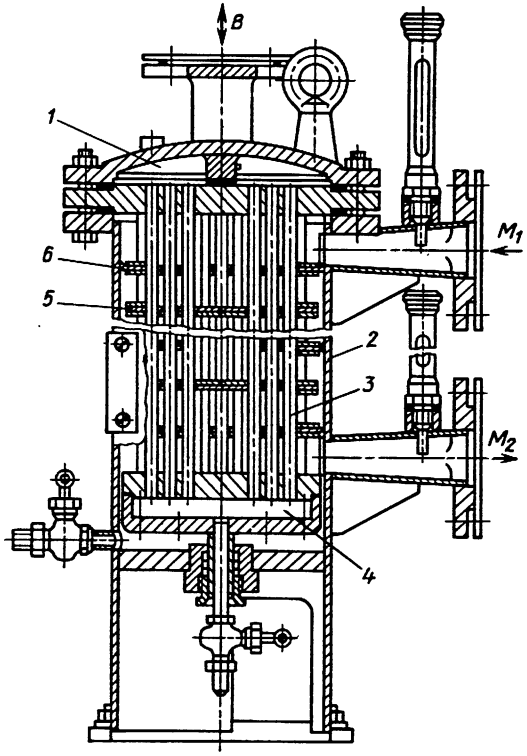


Рис. 1.9. Маслоохладитель МРУ-6:
1 – верхняя водяная камера; *2* – кожух; *3* – теплообменные трубы; *4* – нижняя водяная камера; *5* – перегородка; *6* – уплотнительный элемент перегородки; M_1 – вход масла; M_2 – выход масла; *B* – вход и выход воды

1.17. Техническая характеристика оребренных маслоохладителей типа МРУ

Основные параметры	3	6	10	19	30
Площадь поверхности теплообмена, $м^2$	3,2	6,4	10,4	19,6	34,0
Номинальный расход, $м^3/ч$:					
масла	8,4	15,0	29,6	45,0	86,6
воды	22,0	22,0	54,0	54,0	122,0
Число ходов по маслу	22	24	18	20	12
Общее число оребренных труб	78	78	150	150	294
Длина труб между трубными решетками, м	0,498	1,0	0,85	1,6	1,42
Высота аппарата, м	0,92	1,42	–	–	1,44
Диаметр аппарата (наружный), мм	219	219	295	295	426
Масса, кг	127	153	262	364	617

собой лист пластифицированной полихлоридной смолы толщиной 2 мм, закрепленной между стальными листами толщиной 1,5 мм и разъемными металлическими кольцами. На кольцевых перегородках наружный диаметр листа пластика равен $(1{,}05...1{,}06)D_{вн}$. При помещении пучка труб в кожух наружные кромки уплотняющих пластиковых листов в этих перегородках отгибаются и прижимаются к внутренней поверхности кожуха, закрывая зазоры между кожухом и перегородкой. Благодаря такому уплотнению отпадает необходимость в проточке внутренней поверхности кожуха.

Одновременно уплотняются зазоры между трубами и отверстиями в перегородках. При наружном диаметре труб $d = 14^{+0,1}_{-0,2}$ мм и диаметре отверстий в перегородках $(15^{-0,2})$ мм диаметр отверстий в пластиковых листах принят $(13{,}5\pm0{,}1)$ мм. Перспективные ОМ из низкооребренных труб спроектированы Научно-производственным объединением по исследованию и проектированию энергетического оборудования им И.И. Ползунова (НПО ЦКТИ) на основе опыта ПО НЗЛ [23].

НПО ЦКТИ совместно с Институтом технической теплофизики АН УССР разработал охладители типа МБРГ (рис. 1.10). Поверхность охлаждения этих охладителей набрана из элементов "труба в трубе". К наружной поверхности внутренней трубы *10* приварены продольные ребра *12* из стальной ленты в форме желоба. При монтаже трубной системы между наружными *9* и внутренними *10* трубами с оребрением образуются кольцевые каналы, в которых движется масло. Благодаря наличию перегородок в водяной камере *7* и масляной камере *13* потоки воды и масла имеют два

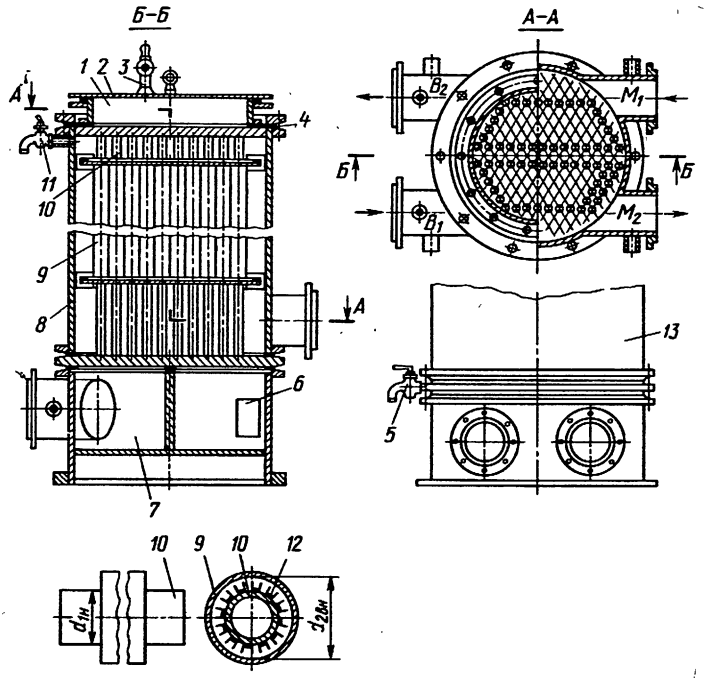


Рис. 1.10. Маслоохладитель МБРГ-42–150:
1 – верхняя водяная камера; *2* – крышка; *3, 11* – краны-воздушники; *4* – мембрана; *5* – кран слива масла; *6* – лаз; *7* – нижняя водяная камера; *8* – корпус; *9* – наружные трубы теплообменных элементов; *10* – внутренние трубы: *12* – ребро; *13* – масляная камера; B_1 и B_2 – вход и выход воды; M_1 и M_2 – вход и выход масла

хода. Для интенсификации теплообмена продольные ребра *12* рассечены с шагом 50 и 200 мм, а концы их в местах разрезки отогнуты. Техническая характеристика охладителей типа МБРГ приведена в табл. 1.18.

Центральный научно-исследовательский дизельный институт (ЦНИДИ) и Бериславский машиностроительный завод (БМЗ) им. 60-летия Великой Октябрьской социалистической революции разработали для отрасли дизелестроения типоразмерные ряды охладителей дизелей на базе труб с винтовым накатным оребрением и D/d =25/15 мм. Общий вид охладителя 20М.000 показан на рис. 1.11. Техническая характеристика охладителей масла БМЗ представлена в табл. 1.19.

Кроме рассмотренных выпускаются другие ОМ для различных отраслей промышленности. Так, производятся кожухотрубные ОМ с прямыми и U-образными трубами. В охладителях типов ОКН (с неподвижными трубными

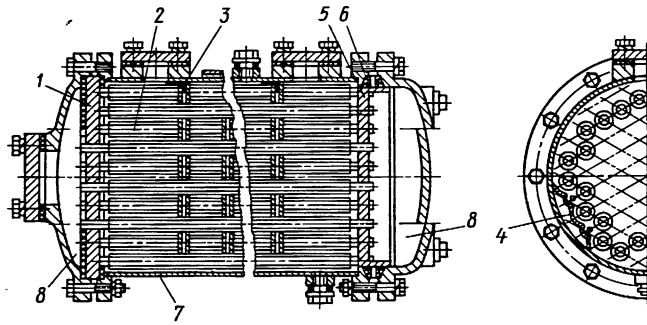


Рис. 1.11. Общий вид охладителя типа 20М.000:
1 – решетка трубная неподвижная; *2* – трубная система; *3* – уплотнение зазора кожух – перегородка; *4* – уплотняющий лист; *5* – трубная подвижная решетка; *6* – узел уплотнения; *7* – кожух; *8* – водяные камеры

1.18. Техническая характеристика охладителей масла типа МБРГ

Основные параметры	200	320	400	500	600	800
Номинальный расход масла, $м^3/ч$	200	320	400	500	600	800
Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	210	336	420	526	631	840
Гидравлическое сопротивление по воде, МПа	0,0064	0,0065	0,0065	0,0066	0,0066	0,0065
Полная высота аппарата, мм	4300	4400	4500	4550	4600	4700
Наружный диаметр кожуха, мм	1220	1420	1420	1620	1732	2000
Общее число элементов "труба в трубе" в пучке	272	436	544	678	816	1088

1.19. Техническая характеристика охладителей масла БМЗ (трубы, оребренные винтовой накаткой, $D = 25$ мм)

Тип охладителя	$n_{тр}$	n_1	L, мм	F, $м^2$	m, кг
10М.030:	22				
00; 20		3	260	1,4	35
01; 21		5	322	1,65	–
02; 22		11	446	2,3	–

Продолжение табл. 1.19

Тип охладителя	$n_{тр}$	n_1	L, мм	F, м^2	m, кг
03; 23		13	508	2,6	55
04; 24		13	568	3,4	–
05; 25		17	712	4,25	82
06; 26		23	928	5,5	–
20М.000:	60				
01; 11; 21; 31		3	318	4,8	79
02; 12; 22; 32		5	430	6	96
03; 13; 23; 33		7	542	7,6	115
04; 14; 24; 34		9	654	9	128
05; 15; 25; 35		11	766	10,6	144
06; 16; 26; 36		13	878	12,2	159
07; 17; 27; 37		15	990	13,8	175
18; 38		21	1326	18,7	240
20М.10.000	60	18	–	9,1/9,1	260
30М.000:	148				
00; 10		2	462	16,8	–
02; 12		3	618	22,5	230
03; 13		4	774	28,3	–
04; 14		5	930	33,7	266
05; 15		6	1086	39,7	–
06; 16		7	1188	44	298
07; 17		8	1398	51,1	–
08; 18		9	1548	56,3	338
09		5	888	32,5	207
20; 30		7	1188	32,5	313
40М.000:	244				
00; 10; 20; 30		1	492	30,2	372
01; 11; 21; 31		5	990	60,7	575
02; 12; 22; 32		5	1488	91	778
03; 13; 23; 33		7	1636	99,7	816
04; 14; 24; 34		7	1986	121	990
40М01.000	244	10	–	100	670

Примечания: 1. $n_{тр}$ – число труб; n_1 – число перегородок в межтрубном пространстве; L – рабочая длина труб; F – площадь поверхности охлаждения; m – масса.

2. Охладители 10М.000-00...-06; 20М.000-01...-07; 20М.000-11...-18; 30М.000-00...-09, 30М.000-10...-18; 40М.00-00...-04, 40М.000-10...-14 предназначены для работы на пресной воде, остальные – на морской воде.

3. У охладителей 10М.000...-06, -20...-26, 20М.000-01...07, -21...-27, 30М.000-00...-09, 40М.000-00...-04, -20...-24 один трубный ход, у остальных охладителей два трубных хода.

1.20. Техническая характеристика подогревателей мазута типа ПМ

Основные параметры	40-15	40-30	10-60	10-120
Площадь поверхности теплообмена, $м^2$	30	100	200	400
Расход мазута, т/ч	15	30	60	120
Давление мазута, МПа	4	4	1	1
Давление греющего пара, МПа	1	1	1	1
Температура греющего пара, °С	200	200	200	200
Температура мазута 100, °С:				
на входе	70	70	60	60
на выходе	95	95	115	115
Масса аппарата с водой, кг	2730	7730	12500	26800

решетками) и ОКП (с подвижной трубной решеткой) применяют трубы 10Х1,2 мм, они рассчитаны на температуру масла на входе до 70 °С (ОКН) и 130 °С (ОКП).

Для подогрева мазута на тепловых электростанциях широко используют гладкотрубные подогреватели типа ПМ, характеристика которых приведена в табл. 1.20. В качестве греющего теплоносителя обычно применяется пар из отборов турбин или котла. Подогреватели ПМ выполнены горизонтальными, поверхность теплообмена набрана из прямых гладких труб с наружным диаметром $d = 38$ мм. Трубные решетки в аппарате закреплены жестко, трубки развальцованы. Мазут движется внутри труб, совершая 12 ходов, пар – в межтрубном пространстве.

Для подогрева вязких топлив (мазутов) применяют подогреватели с U-образными трубками. Греющий пар проходит внутри труб, а мазут – в межтрубном пространстве. Подогреватели этого типа выпускают в соответствии с ГОСТ 14245–79*. Поперечное обтекание мазутом пучка труб обеспечивается с помощью сегментных перегородок.

Более совершенными подогревателями являются кожухотрубные аппараты блочно-элементного типа с оребренными трубками, созданные НПО ЦКТИ и ПО "Красный котельщик". В подогревателях (подогреватель мазута с поверхностью из оребренных труб) типа ПМР применена схема с двусторонним обогревом вязкой жидкости, протекающей в кольцевых каналах, которые образованы коаксиальными трубами диаметром $d = 16...48$ и $d = 45...80$ мм с толщиной стенки $\delta = 1,5...4,5$ мм. Общий вид подогревателя мазута ПМР-13-120 показан на рис. 1.12. Основными узлами аппарата являются: паровая камера *1*, трубная решетка *2* паровой камеры, мазутная камера *3*, перегородка *4* мазутной камеры, блок-корпус *5* ап-

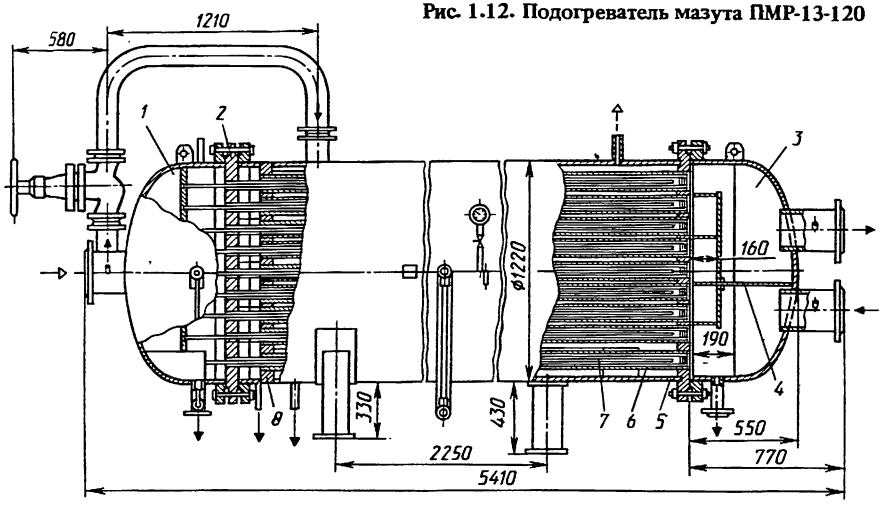


Рис. 1.12. Подогреватель мазута ПМР-13-120

парата, наружная труба *6* нагревательных элементов, внутренняя продольно оребренная труба *7* нагревательных элементов, дополнительная паровая труба, трубная решетка блока-корпуса. С целью интенсификации теплообмена в кольцевом канале на внутренней трубе установлены продольные ребра. Мазутная камера разделена перегородками, обеспечивающими восемь ходов мазуту. В табл. 1.21. приведена характеристика подогревателей мазута типа ПМР. Для всех марок подогревателей давление пара 1,6 МПа, температура греющего пара 300 °С. На расчетном режиме подогрев мазута происходит от 70 до 135 °С (за исключением подогревателя ПМР-13-400). Аппараты типа ПМР могут быть использованы для подогрева

1.21. Техническая характеристика подогревателей мазута типа ПМР

Основные параметры	64-15	64-30	64-60	13-60	13-120	13-240	13-400
Расход топлива, т/ч	15	30	60	60	120	240	400
Давление мазута, МПа	6,4	6,4	6,4	1,3	1.3	1,3	1,3
Число нагревательных элементов	9	18	39	39	76	157	154
Габаритные размеры, м:							
диаметр	0,426	0,630	0,820	0,820	1,220	1,832	1,832
высота	0,855	1,200	1,400	1,400	1,850	2,460	2,460
длина	5,105	5,160	5,380	4,985	5,345	5,655	5,655
Масса, т	1,91	3,98	6,54	5,21	9,67	21,47	21,5

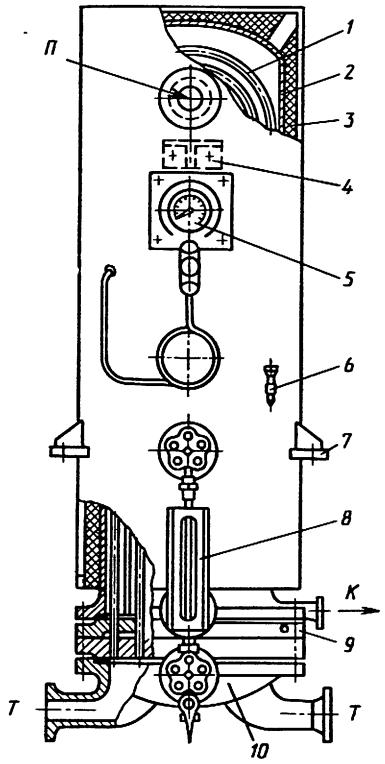
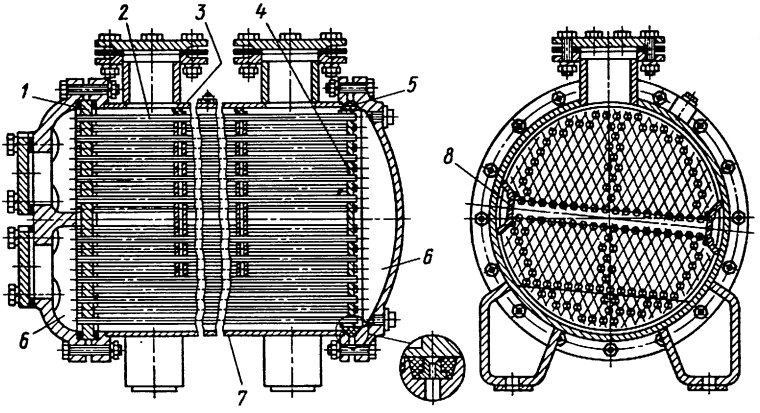


Рис. 1.13. Подогреватель топлива типа ПТК с U-образными трубами вертикального исполнения:
1 – U-образные трубы; *2* – кожух; *3* – изоляция; *4* – подвижная опора; *5* – манометр; *6* – клапан для выпуска воздуха; *7* – неподвижная опора; *8* – указательная колонка; *9* – трубная решетка; *10* – крышка; *Т* – вход и выход топлива; *П* – вход пара; *К* – выход конденсата

Рис. 1.14. Общий вид кожухотрубного охладителя воды типа БМЗ:
1 – неподвижная трубная решетка; *2* – трубная система; *3* – уплотнение зазора кожух – перегородка; *4* – подвижная трубная решетка; *5* – узел уплотнения; *6* – камеры охлаждающей воды; *7* – кожух; *8* – уплотнение зазора кожух – трубный пучок



1.22. Техническая характеристика паровых подогревателей топлива типа ПТК

Основные параметры	58	108	10Г	20В
Площадь поверхности теплообмена, м^2	5	10	10	20
Расход подогреваемого топлива, т/ч	0,95...6,75	2...14	2...14	3...20
Габаритные размеры, м:				
длина	1,43	1,66	1,66	2,14
диаметр	0,43	0,52	0,52	0,57
ширина	0,62	0,72	0,79	0,77
Масса, кг	370	630	635	990

любых нефтепродуктов, причем греющим теплоносителем может быть горячая вода.

Моторные топлива подогревают в кожухотрубных паровых топливоподогревателях с U-образными трубками (ПТК), находящимися в горизонтальном и вертикальном положениях; расход топлива составляет 1...20 т/ч. На рис. 1.13 показан подогреватель типа ПТК в вертикальном исполнении, а в табл. 1.22 приведена характеристика аппаратов этого типа. В отличие от подогревателей воды в подогревателях топлива устанавливают сдвоенные трубные решетки, исключающие попадание топлива в паровую полость при нарушении вальцовки труб.

Кожухотрубные ТА находят применение для тепловой обработки вязких пищевых продуктов. В этом случае к ним дополнительно предъявляют ряд требований, не характерных для аппаратов других отраслей промышленности, например требования санитарной инспекции, согласно которым должна быть исключена возможность размножения и образования в них различных микроорганизмов. Поскольку аппараты необходимо часто и тщательно очищать, длина трубных пучков не должна превышать 1...1,2 м, а крышки должны легко открываться.

На предприятиях молочной промышленности широко используются кожухотрубные теплообменники типов ПТ и ПТУ. Их собирают из нескольких секций. Каждая секция состоит из кожуха и трубного пучка (30 труб) диаметром 25 мм. Внутренний диаметр кожуха 315 мм, длина труб 1 м. Площадь поверхности теплообмена секции 2,25 м^2. Секции собирают последовательно: одна секция в аппарате ПТ-1; две в ПТ-2; две в ПТУ-5М; четыре в ПТУ-10.

Кожухотрубные ТА используют в системах охлаждения стационарных, тепловозных и судовых двигателей внутреннего сгорания. На рис. 1.14 показан общий вид кожухотрубного двухходового охладителя воды

(ОВ) БМЗ, а в табл. 1.23 приведена техническая характеристика типоразмерного ряда ОВ.

1.23. Техническая характеристика ОВ, изготовленных БМЗ

Тип охладителя	$n_{тр}$	n_1	L, мм	F, м^2	m, кг
10В.000:	62				
01; 11		4	322	0,75	14
02; 12		6	446	1,04	17
04; 14		6	568	1,32	23
05; 15		8	784	1,83	24
06; 16		12	928	2,17	27
20В.000:	164				
00; 10; 20; 30; 40; 50		3	438	2,72	87
01; 11; 21; 31; 41; 51		5	650	4,06	105
02; 12; 22; 32; 42; 52		7	862	5,40	122
03; 13; 23; 33; 43; 53		9	1074	6,74	140
30В.000:	416				
00; 10; 20; 30		2	482	7,6	193
02; 12; 22; 32		3	638	10,1	226
03; 13; 23; 33		4	794	12,6	260
04; 14; 24; 34		5	950	15,1	290
05; 15; 25; 35		7	1106	17,6	324
06; 16; 26; 36		7	1208	19,1	350
07; 17; 27; 37		8	1418	22,4	390
08; 18; 28; 38		9	1574	24,9	410
40В.000:	716				
00		1	694	18,7	420
01		3	1212	27,2	584
40В.01.000	716	2	–	15,6	390

Примечания: 1. Величины $n_{тр}$, n_1, L, F и m те же, что в табл. 1.19.

2. Охладители 10В.000-01...-06 предназначены для работы на пресной воде, 10В.000-11...-16 – на морской воде. Для них указана масса m трубного пучка в сборе с трубными решетками и перегородками. Два трубных хода.

3. Охладители 20В.000-00...-03; -10...-13; -40...-43; -50...-53 предназначены для работы на морской воде, остальные охладители этого типоразмерного ряда – на пресной воде. Охладители 20В.000-00...-03; -10...-13; -20...-23 имеют два трубных хода, остальные охладители этого типоразмерного ряда – один.

4. Охладители 30В.000-00...-08, -20...-28 имеют два трубных хода, остальные охладители этого типоразмерного ряда – один. Охладители 30В.000-00...-08, -10...-18 предназначены для работы на пресной воде, остальные охладители этого типоразмерного ряда – на морской воде.

5. У охладителей 40В.000 два трубных хода.

1.3. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТА ДРУГОЙ КОНСТРУКЦИИ

СЕКЦИОННЫЕ ТА И АППАРАТЫ "ТРУБА В ТРУБЕ"

Секционные теплообменники состоят из нескольких последовательно соединенных секций (рис. 1.15, *а*), представляющих собой небольшой трубный пучок *2*, размещенный в кожухе *1*, выполненном из трубы большего диаметра. При малых тепловых нагрузках секция может выполняться не из пучка труб, а из одной трубы *2*, т.е. по типу "труба в трубе" (рис. 1.15, *б*).

Секционные аппараты типа "труба в трубе" могут быть разборными и неразборными, одно-, двух- и многопоточными. Аппараты типа "труба в трубе" делятся на аппараты жесткой конструкции, полужесткой с линзовыми компенсаторами, с сальниками на одном или обоих концах труб. Внутренние трубы могут иметь продольные ребра или поперечную винтовую накатку. Аппараты такого типа используются обычно для нагревания или охлаждения газообразных сред. Основные параметры и размеры ТА "труба в трубе" регламентированы ОСТ 2602-2033-80. Их изготовляют следующих типов: разборные одно- и двухпоточные малогабаритные (к малогабаритным типам относятся аппараты с площадью проходного сечения внутренней трубы до 35 см^2); неразборные однопоточные малогабаритные; разборные однопоточные; неразборные однопоточные; разборные многопоточные.

Техническая характеристика ТА типа "труба в трубе" жесткой конструкции приведена в табл. 1.24.

Разборные одно- и многопоточные секционные аппараты типа "труба в трубе" находят широкое применение в различных отраслях промышленности при температуре $-40...+450$ °С и давлении 1,6...10 МПа. Путем последовательного или параллельного соединения отдельных секций можно получить ТА с различной площадью поверхности теплообмена. К недостаткам рассматриваемых ТА относятся их относительно высокая стои-

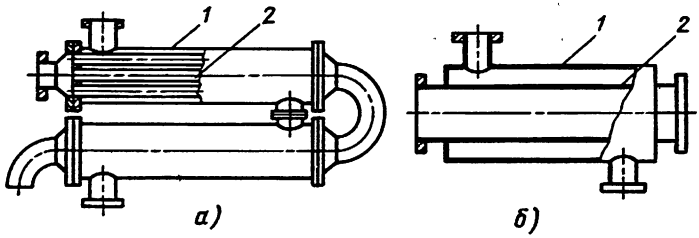


Рис. 1.15. Схема теплообменника:
а – секционного; *б* – типа "труба в трубе"

1.24. Техническая характеристика ТА типа "труба в трубе"

Основные параметры	Разборный одно-, двухпоточный малогабаритный	Неразборный однопоточный малогабаритный	Разборный однопоточный	Неразборный однопоточный	Разборный многопоточный
Наружный диаметр теплообменных труб, мм	25; 38	48; 57	76; 89; 108;	133; 159	38; 48; 57
Наружный диаметр кожуховых труб, мм	57; 76	89; 108	108; 133; 159;	219	89; 108
Длина кожуховых труб, м	1,5; 3,0; 6,0	4,5	4,5; 6,0; 9,0	6,0; 9,0; 12,0	3,0; 6,0; 9,0
Площадь поверхности теплообмена, $м^2$	0,5...5,0	0,1...1,0	5,0...18,0	1,5...6,0	5,0...93,0
Площадь проходных сечений, $м^2$:					
внутри теплообменных труб	0,25...3,5	0,25...17,5	5,0...17,0	4,5...17,0	3,5...40,0
снаружи теплообменных труб	0,6...10,0	0,6...6	5,0...19,5	5,0...19,5	15,0...100,0
Условное давление, МПа:					
внутри теплообменных труб	6,4; 10,0; 16,0	6,4; 10,0; 16,0	1,6; 4,0	1,6; 4,0; 6,4; 10,0; 16,0	1,6; 4,0
снаружи теплообменных труб	1,6; 4,0; 6,4	1,6; 4,0; 6,4; 10,0	1,6; 4,0	1,6; 4,0; 6,4; 10,0	1,6; 4,0

1.25. Техническая характеристика секционных водоподогревателей

Типо подогревателя	$D_к$, мм	$n_{тр}$	$F_{1с}$, м^2	$F_{сж}$, м^2	L, мм
01	57	4	0,37	0,00116	2000
02	57	4	0,75	0,00116	4000
03	76	7	0,65	0,00233	2000
04	76	7	1,31	0,00233	4000
05	89	12	1,11	0,00287	2000
06	89	12	2,24	0,00287	4000
07	114	19	1,76	0,00500	2000
08	114	19	3,54	0,00500	4000
09	168	37	3,40	0,01220	2000
10	168	37	6,9	0,01220	4000
11	219	64	5,89	0,02079	2000
12	219	64	12,0	0,02079	4000
13	273	109	10,0	0,03077	2000
14	273	109	20,3	0,03077	4000
15	325	151	13,8	0,04464	2000
16	325	151	28,0	0,04464	4000

Примечание. $D_к$ – диаметр корпуса; $F_{1с}$ – площадь поверхности нагрева одной секции; $F_{сж}$ – площадь живого сечения межтрубного пространства.

мость и большой расход металла на единицу площади поверхности теплообмена.

Для систем отопления и горячего водоснабжения выпускают водоводяные секционные подогреватели. Подогреватели для систем отопления изготовляют с линзовым компенсатором, а для систем горячего водоснабжения – без компенсаторов. Их можно использовать при давлении до 1 МПа и температуре горячей воды 180 °С.

Техническая характеристика секций секционных водоподогревателей приведена в табл. 1.25. Каждая секция состоит из кожуха с приваренными трубными решетками, в которых развальцованы латунные трубы диаметром 16Х1 мм. Отдельные секции могут быть соединены между собой "калачами". Нагреваемая вода проходит внутри труб, а греющая – в кожухе.

Секционные теплообменники и аппараты типа "труба в рубе" применяют также для подогрева жидкого топлива с небольшим расходом. Они удобны для размещения, из них легко можно скомпоновать аппарат требуемой поверхности теплообмена.

В секционном подогревателе жидкого топлива типа ПТС греющей средой является пар, поступающий во внутреннюю трубу и конденсирующийся в ней. Техническая характеристика секционных подогревателей топлива приведена в табл. 1.26. Подогреватели типа "труба в трубе" в за-

1.26. Техническая характеристика секционных паровых подогревателей топлива типа ПТС

Основные параметры	1/1	1/2	1/3	2/1	2/2	2/3	3/1	3/2
Длина оребренной U-образной трубы (одной секции), м	1	1	1	2	2	2	3	3
Число секций	1	2	3	1	2	3	1	2
Длина аппарата, м	0,905	0,942	–	1,405	1,442	–	1,905	1,942
Масса, кг	63	115	168	79	146	–	95	178

висимости от числа секций имеют одно-, двух- и трехсекционное исполнение. Максимальная температура пара 230 °С, давление 2,5 МПа.

ЗМЕЕВИКОВЫЕ ТА

Конструкция змеевикового теплообменника показана на рис. 1.16. Аппарат имеет корпус *1*, в котором размещен змеевик *3* или система змеевиков. Витки змеевика ориентированы по винтовой линии. При большой площади поверхности теплообмена змеевики по длине набирают из нескольких секций. Во избежание прогибов труб при большом числе витков и большом диаметре навивки каждый виток закрепляют болтами на стойках.

Пар вводится в верхнюю часть корпуса через вход $П_1$ со скоростью до 50 м/с, выходит снизу через выход $П_2$. Охлаждающая жидкость поступает в змеевик снизу через вход $В_1$ и движется в нем со скоростью до 2 м/с, выходит через выход $В_2$. Разность давлений теплоносителей в змеевиковых аппаратах может достигать 10 МПа.

Диаметр змеевика в зависимости от размеров корпуса принимается $D_{зм}$ = 200...2000 мм, а диаметр труб d = 20...75 мм.Зная из теплового расчета площадь F поверхности теплообмена, диаметры $D_{зм}$ змеевика и d трубы, легко определить длину труб змеевиков

$$L = F/(\pi d)$$

и число витков

$$n_в = L/(\pi D_{зм}).$$

Задавшись шагом между витками $t_s = (1{,}5...2)d$, можно найти высоту змеевика

$$H_{зм} = n_в d + (n_в + 1)t_s + 2a,$$

где a – расстояние от змеевика до нижней и верхней части кожуха, принимается a = 100...300 мм.

Основные размеры змеевиковых теплообменников общепромышленного назначения приведены ниже.

Площадь поверхности теплообмена, м^2	1	2	3	5	7	10	13	15
Диаметр змеевика мм	32	32	32	32	44,5	44,5	44,5	44,5
Длина трубы, м	11,4	22,4	32,4	54,5	53,8	75,8	98,5	113,5
Диаметр витка, м	0,35	0,50	0,60	0,75	0,85	1,00	1,15	1,20
Шаг витков, мм	50	50	50	50	65	65	65	65
Число витков	10	14	17	23	20	24	27	30
Диаметр обечайки, м	0,45	0,60	0,70	0,85	1,00	1,15	1,30	1,35
Высота обечайки, м	0,705	0,905	1,050	1,300	1,550	1,800	2,000	2,200
Масса змеевика, кг	20,7	40,7	59	99	139	195	255	294

Змеевиковые теплообменники используют так же, как водоподогреватели. Змеевиковый водоподогреватель (рис. 1.17) состоит из змеевика *1*, расположенного в корпусе *2*, и крышки *4*, к которой прикреплен змеевик. Характеристика этих подогревателей приведена в табл. 1.27.

Рис. 1.16. Змеевиковый теплообменник:
1 – корпус (сосуд); *2* – стакан; *3* – змеевик из трубы

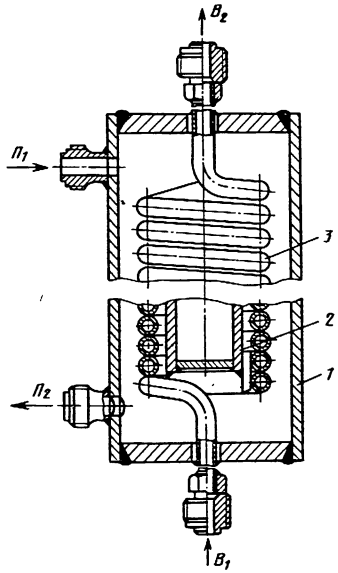
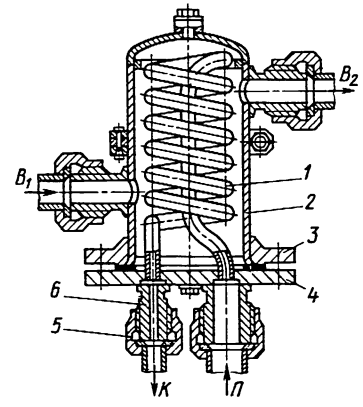


Рис. 1.17. Змеевиковый подогреватель:
1 – змеевик; *2* – корпус; *3* – фланец корпуса; *4* – крышка; *5* – накидная гайка; *6* – штуцер; B_1 и B_2 – вход и выход воды; П – вход пара; К – выход конденсата



1.27. Характеристика змеевиковых водоподогревателей типа ВД

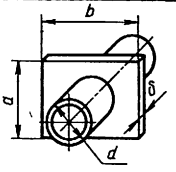
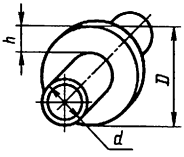
Основные параметры	100/250	250/500	500/1000	1000/2600
Расход воды, л/ч	100...250	250...500	500...1000	1000/2600
Температура воды, °С:				
на входе	10	10	10	10
на выходе	70	70	70	70
Расход пара, кг/ч	20...40	40...70	70...140	140...350

ТРУБЧАТЫЕ ТА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА И ОХЛАЖДАЕМЫЕ ВОЗДУХОМ

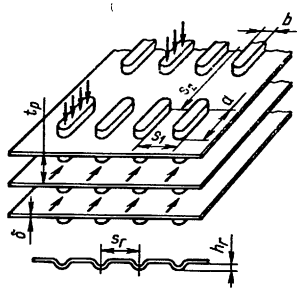
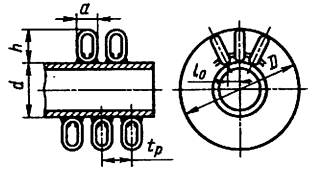
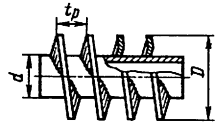
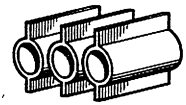
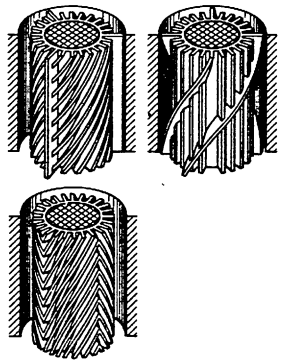
К этой группе ТА могут быть отнесены ОНВ дизелей, радиаторы транспортных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), радиаторно-вентиляторные установки (РВУ) для охлаждения компримируемого газа, масла и воды газомотокомпрессоров, АВО трансформаторных подстанций, химических и нефтехимических производств, бытовые и промышленные кондиционеры и другие аппараты, трубные пучки которых скомпонованы из труб с высокими, соизмеримыми с радиусом трубы, ребрами. Благодаря оребрению площадь теплообменной поверхности, контактирующей с воздухом, может быть увеличена в 7...20 раз и больше, что компенсирует относительно невысокие коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха. Трубные пучки рассматриваемых ТА чаще всего имеют прямоугольную форму, воздух направляется в развитое наружным оребрением труб межтрубное пространство.

Наружные ребра круглых или овальных труб могут иметь различную конфигурацию (табл. 1.28).

1.28. Схема оребрения труб ТА

Оребрение	Труба	Схема	Область применения
Поперечными квадратными ребрами	Круглая		ОНВ, воздухоохладители установок кондиционирования воздуха
Круглыми ребрами	"		ОНВ, АВО, воздухоохладители установок кондиционирования воздуха, калориферы

Продолжение табл. 1.28

Оребрение	Труба	Схема	Область применения
Коллективное	Круглая или овальная		Радиаторы транспортных двигателей
Проволочное	То же		ОНВ, охладители масла силовых трансформаторов
Винтовая накатка или непрерывное спиральное	Круглая		ОНВ, АВО, РВУ, радиаторы, калориферы
Плавниковыми ребрами	”		Трубы паровых котлов
Полизональными ребрами	”		ТА специального назначения
	”		

В современных конструкциях ОНВ применяют моно- и биметаллические трубы (рис. 1.18) диаметром $D = 25...29$ мм, а также биметаллические трубы с разрезными ребрами. Продольные разрезы на ребрах с последующим отгибом лепестков обеспечивают многократное разрушение пограничного слоя, формирующегося на ребрах, и способствуют выравниванию поля коэффициента теплоотдачи по поверхности ребра. По результатам анализа экспериментальных данных выявлено, что размер, радиус и направление отгиба лепестков мало влияют на интенсификацию теплообмена. Число разрезов целесообразно принимать не более 20, а их глубину – меньше 3...4 мм. Экспериментально установлено увеличение значений коэффициентов теплоотдачи в пучках с разрезными ребрами на 20...35 %, а аэродинамического сопротивления – на 20...90 % по сравнению со значениями в пучках из таких же труб с неразрезными ребрами. Разрезы (вид А) типа "интеграл" и "полуинтеграл" дают наибольшее увеличение сопротивления, разрезы по винтовой линии – самое низкое (14...35 %). Необходимо отметить, что разрезание ребер оправдано только в том случае, когда в аппарате используется незагрязненный воздух. В противном случае разрезы ребер задерживают пыль, сажу, масло, золу и другие загрязняющие вещества, в результате межреберные щели труб быстро заполняются асфальтоподобной массой, которую трудно удалить даже с помощью современных химических средств очистки, например препарата "Чистра", ТУ 31-1015-81.

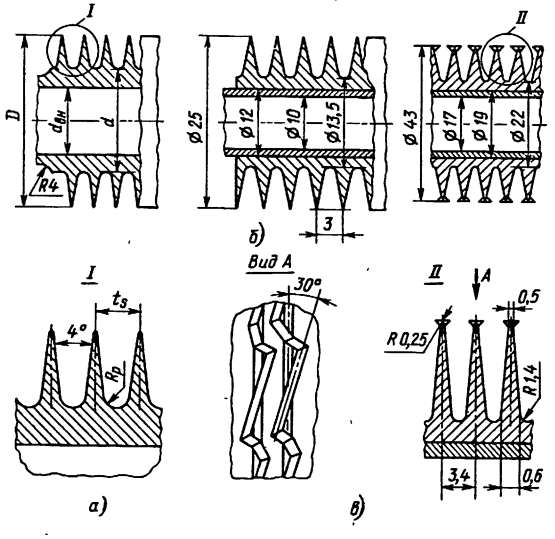


Рис. 1.18. Трубы, оребренные винтовой накаткой:
а – монометаллическая; *б* – биметаллическая; *в* – биметаллическая с разрезными ребрами

В РВУ и АВО чаще используются биметаллические трубы диаметром $D = 43$, 49 и 56 мм. Это связано с тем, что рассматриваемые аппараты имеют большое фронтальное сечение и экономически целесообразно развивать площадь поверхности межтрубного пространства (увеличивать коэффициент φ_{op} оребрения), что можно достичь применением ребер большой высоты.

Следует отметить, что с ростом высоты ребра значения коэффициента теплоотдачи на поверхности ребер снижается. Так, увеличение значения коэффициента оребрения на 40 % при $\varphi_{op} > 15$ сопровождается уменьшением значения коэффициента теплопередачи на 12 %. Однако интенсивность роста площади поверхности теплопередачи при повышениии φ_{op} выше, чем снижения коэффициента теплопередачи, что в итоге улучшает характеристику аппарата. Оптимальная высота ребер составляет $(0{,}4...0{,}8)d$, причем меньшие значения рекомендованы для труб с $d > 15$ мм. Оптимальный шаг ребер $t_p = (0{,}2...0{,}4)d$, однако при накатке такой шаг не всегда может быть получен. Обычно $t_p = 3...4$ мм. Уменьшение шага ребер приводит к снижению конвективной теплоотдачи, так как у основания ребер образуются зоны со слабой циркуляцией потока.

На интенсивность теплообмена в межтрубном пространстве значительное влияние оказывают материал и толщина ребра. Чем выше теплопроводность материала ребра, тем больше коэффициент теплоотдачи. При достижении значения теплопроводности сплавов алюминия $\lambda_p = 140$ Вт/(м·К) темп роста α при увеличении λ_p замедляется. Поэтому применение биметаллических труб с оребренной рубашкой из сплавов АМцМ или АД-1 оправдано с точки зрения теплообмена и улучшения массовых характеристик аппарата. При высоте ребра $h_p = 5...16$ мм оптимальная его толщина 0,5 мм. Увеличение числа заходов винтовой линии накатных ребер от одного до трех не влияет на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление пучков. Объясняется это малыми углами наклона винтовой линии накатных ребер, что обеспечивает практически одинаковую теплоотдачу труб с шайбовым и накатным оребрением.

Технология изготовления биметаллических труб существенным образом влияет на термическое сопротивление R_{KT} в месте контакта двух металлов, которое необходимо учитывать в тепловом расчете. Установлено, что не следует добиваться большого уменьшения высоты неровностей сопрягаемых поверхностей, поскольку существенное влияние оказывает усилие выпрессовки, которое должно составлять $(4...7)10^3$ Н. Снижение термического сопротивления R_{KT} может быть достигнуто применением прокладок из медной, свинцовой или оловянной фольги толщиной 0,1... 0,2 мм.

Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве $\alpha_1 = 20...$ 300 Вт/(м^2·К), а в трубах он зависит от физических свойств прокачиваемых теплоносителей. В тех случаях, когда воздух охлаждается водой,

циркулирующей в трубах, коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к воде $\alpha_2 = 7...8$ кВт/(м^2 · К). При коэффициенте оребрения $\varphi_{0р} > 7$ термическое сопротивление теплоотдачи в трубах и в межтрубном пространстве становится соизмеримым, следовательно, соотношение скоростей потоков теплоносителей в трубах и межтрубном пространстве не может быть принято произвольным. При циркуляции в трубах более вязких и менее теплопроводных жидкостей оптимизацию скоростей следует производить при коэффициенте оребрения $\varphi_{ор} > 4$.

Для типоразмерного ряда ОНВ, изготовленных БМЗ, получено следующее соотношение между скоростью w_2 охлаждающей воды в трубах и массовой скоростью $\rho_1 w_1$ воздуха в межтрубном пространстве:

$$w_2 = 0{,}669(\rho_1 w_1)^{0{,}273}.$$

Техническая характеристика ОНВ, изготовленных БМЗ, приведена в табл. 1.29, а схема теплообменного элемента одного из ОНВ показана на рис. 1.19. Воздух движется в межтрубном пространстве перпендикулярно к осям труб *3*. Охлаждающая вода поступает в переднюю водяную камеру. Благодаря наличию перегородки *5* вода движется внутри труб первого хода, поворачивает в полости задней водяной камеры *1* и возвращается по трубам второго хода в полость передней водяной камеры. Теплообменный элемент крепится в корпусе ОНВ посредством шпилек, соединяющих неподвижную трубную решетку *4* с фланцем корпуса (на рисунке не показан). Для предотвращения утечек воздуха подвижную трубную решетку *2* и трубный пучок необходимо уплотнять. Для этого со стороны боковых стенок *4* корпуса аппарата устанавливают вытеснители *3* (рис. 1.20), штам-

1.29. Техническая характеристика ОНВ, изготовленных БМЗ (пучок скомпонован из оребренных труб диаметром $D = 25$ мм)

Тип охладителя	$n_{тр}$	B, мм	n_1	n_{2x}
ОНВ.000	49	150	9	1
10НВ.000	76	225	9	2
20НВ.000	102	225	12	5
30НВ.000	172	300	15	2,5
40НВ.000	232	400	15	2
50НВ.000	297	450	17	2
60НВ.000	348	525	17	2
70НВ.000	399	600	17	2

Примечания: 1. B – ширина фронтального сечения; n_{2x} – число трубных ходов.

2. Поверхность охлаждения и масса охладителей зависят от рабочей длины труб L равна 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600, 700 мм и т.д.

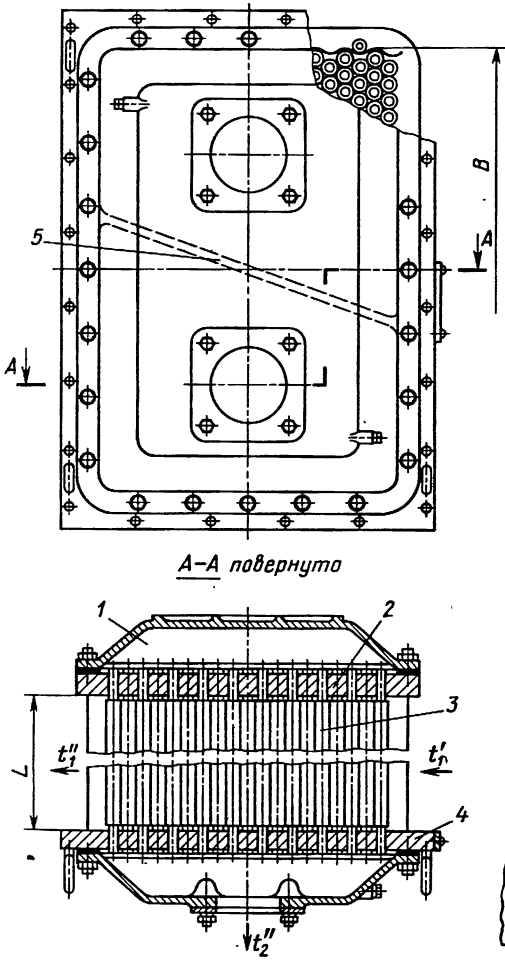


Рис. 1.19. Схема элемента ОНВ с двукратным перекрестным током:
1 – задняя водяная камера; *2* – подвижная трубная решетка; *3* – теплообменная труба; *4* – трубная решетка; *5* – перегородка передней водяной камеры

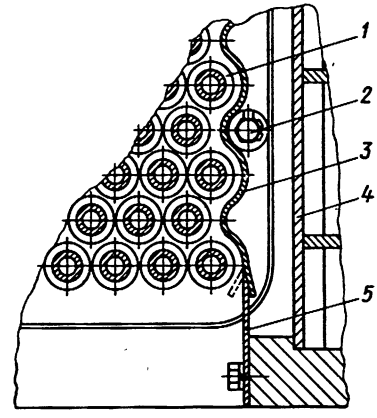


Рис. 1.20. Установка вытеснителей для предотвращения холостых протечек воздуха в ОНВ:
1 – теплопередающая труба; *2* – штифт для закрепления вытеснителя; *3* – вытеснитель; *4* – боковая стенка корпуса аппарата; *5* – распорная планка

пованные из стальных пластин, гофры которых повторяют очертания трубного пучка. Вытеснители *3* закрепляют с помощью штифтов *2*, устанавливаемых на трубных решетках.

РВУ (рис. 1.21) состоит из нескольких секций, установленных на несущей конструкции *3* таким образом, чтобы воздух от вентилятора *1* равномерно поступал к каждой секции. В РВУ установлены секции охлаждения масла, воды, прокачиваемой через ОНВ, воды внутреннего контура двигателя, компримируемого газа после первой и второй ступеней сжатия.

В одной секции РВУ (охлаждения газа) (рис. 1.22) газ поступает в переднюю камеру через патрубок *1*, движется по трубам первого хода, поворачивает в полости задней камеры, по трубам второго хода возвращается в переднюю камеру и отводится через патрубок *11*. Трубы *7* биметаллические, внутренняя труба стальная, а оребренная рубашка изготовлена из алюминия АД-1. Ребра выполнены винтовой накаткой. Трубные решетки *5* и *8* неподвижные. Для осмотра и очистки каждой трубы в крышках *4* и *10* предусмотрены лючки, закрытые при эксплуатации заглушками *3*.

АВО и РВУ по расположению вентилятора в теплообменной поверхности могут быть выполнены одинаково, но АВО чаще предназначены для охлаждения одного вещества.

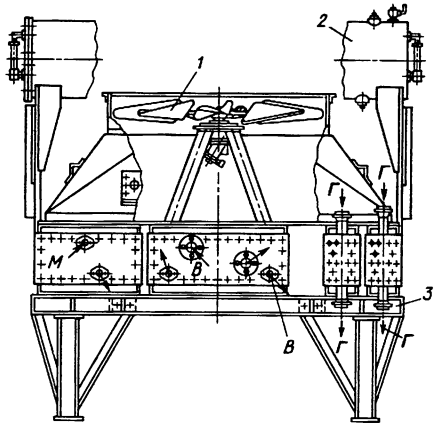
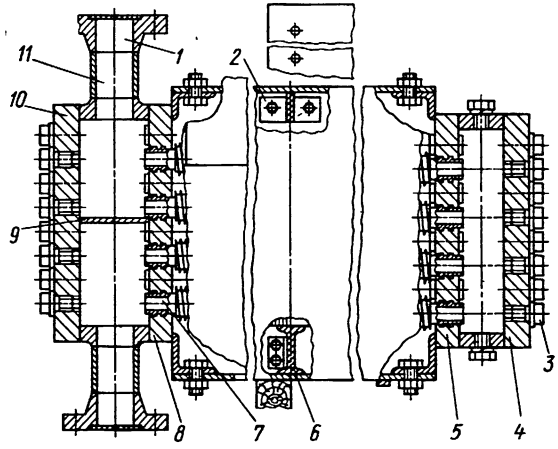


Рис. 1.21. Расположение секций РВУ: *1* – вентилятор; *2* – водомасляный бак; *3* – несущая конструкция; *В, Г* и *М* – вход или выход соответственно воды, газа и масла

Рис. 1.22. Схема одной секции РВУ: *1* – патрубок подвода компримируемого газа; *2* – стяжка; *3* – заглушка лючка для осмотра и очистки трубы; *4* – задняя крышка; *5* – задняя трубная решетка; *6* – опора; *7* – теплообменная труба; *8* – передняя трубная решетка; *9* – перегородка в полости приемной камеры; *10* – передняя крышка; *11* – патрубок отвода охлажденного газа



Техническая характеристика АВО общего назначения приведена в табл. 1.30.

В ТА установок кондиционирования воздуха часто применяют трубы с коллективным оребрением. Собирающие пластины для интенсификации теплообмена штампуют с зигзагами или волнами, перпендикулярными к потоку воздуха. Используют также перфорированные пластины и пластины с просечками, в которых наличие просеченных участков пластины, смещенных относительно ее поверхности, приводит к разрушению образующегося пограничного слоя.

В бытовых кондиционерах типа БК одиночные ребра из алюминия прямоугольной формы толщиной 0,2 мм с выштампованными воротниками надеты с натягом на медные трубы.

В более мощных установках нередко применяют трубы, оребренные спиральной гофрированной лентой. Если не принять мер по уменьшению термического сопротивления в месте контакта труб с ребрами, то эффективность оребренных поверхностей может снизиться в 1,5 – 2 раза. Исследование теплоотдачи медно-алюминиевых трубчато-ребристых ТА с насадными ребрами позволило установить следующее. Для уменьшения контактного термического сопротивления труб технология изготовления должна предусматривать закрепление ребер с воротниками путем увеличения внутреннего диаметра несущей трубы. При этом должен быть обеспечен гарантированный натяг 0,28...0,32 мм в соединении труба – ребро с предварительным гальваническим покрытием медных труб цинком или оловом (толщиной слоя 18...21 мкм). Расширение несущей трубы целесообразно осуществлять не гидравлическим, а механическим способом путем протяжки через трубу калиброванного дорна (шарика), поскольку теплоотдача на ребрах при этом способе расширения трубы на 6...9 % больше, чем при гидравлической раздаче.

Для нагрева воздуха в системах воздушного отопления и приточной вентиляции применяют калориферы с трубными пучками различной конструкции. Греющим теплоносителем является горячая вода или пар. Отечественной промышленностью выпускаются калориферы из биметаллических труб с винтовыми накатными ребрами (КСк-3, КСк-4) и калориферы из стальных труб с коллективным оребрением пластинами – пластинчатые из листовой стали толщиной 0,5 мм и шагом 5 мм (рис. 1.23). Стальные пластинчатые калориферы изготовляются одноходовыми по воде (КФМ – малая модель, КФС – средняя модель, КФБ – большая модель) и многоходовыми (КВС и КВБ). Калориферы КФМ, КФБ и КФС имеют коридорное, а калориферы КВС и КВБ – шахматное расположение труб. Техническая характеристика калориферов КФМ, КФС, КФБ и КВБ приведена в табл. 1.31. Значения площади $F_{сж}$ проходного сечения по воздуху приведены для правильного выбора производительности вентилятора; массовую скорость воздуха рекомендуется принимать ρw = 8...11 кг/(м^2 · с). Кало-

1.30. Техническая характеристика АВО общего назначения

Основные параметры	АВМ (малопоточный)			АЗГ (горизонтальный)			АВЗ (зигзагообразный)		
Число рядов труб n_{1x}	4	6	8	4	6	8	4	6	8
Число ходов в трубах n_{2x}	1; 2; 4	1; 2; 3; 6	1; 2; 4; 8	1; 2; 4	1; 2; 3; 6	1; 2; 4; 8	1; 2; 4; 8	1; 2; 4; 8	1; 2; 4; 8
Площадь, м², поверхности теплообмена при разной длине труб, м:									
1,5	105 / 150	160 / 225	210 / 300	–	–	–	–	–	–
3	220 / 310	325 / 465	440 / 600	–	–	–	–	–	–
4	–	–	–	875 / 1250	1320 / 1870	1740 / 2500	–	–	–
6	–	–	–	–	–	–	2650 / 3750	4000 / 5650	5300 / 7500
8	–	–	–	1770 / 2500	2640 / 3800	3500 / 5100	–	–	–
Отношение расхода воздуха к площади поверхности теплообмена, м/ч	228 / 146	136 / 84	95 / 55	286 / 188	170 / 110	118 / 112	272 / 176	164 / 97	110 / 65

Примечание. В числителе даны значения при коэффициенте оребрения $\varphi_{op} = 9$, а в знаменателе – при $\varphi_{op} = 14$.

1.31. Техническая характеристика промышленных калориферов

Тип калорифера	F, м^2	$n_с$	$n_{тр}$	$F_{сж}$, м^2	L, мм	B, мм
КФМ-1	4,1	2	8	0,08	510	240
КФМ-2	6,4	3	12	0,115	560	360
КФМ-3	8,5	4	16	0,154	560	480
КФМ-4	10,8	4	16	0,195	710	480
КФМ-5	14	5	20	0,244	710	600
КФМ-6	20	6	24	0,354	860	720
КВБ-2, КФС-2	9,9	3	18	0,115	560	360
КВБ-3, КФС-3	13,2	4	24	0,154	560	480
КВБ-4, КФС-4	16,7	4	24	0,195	710	480
КВБ-5, КФС-5	20,9	5	30	0,244	710	600
КВБ-6, КФС-6	25,3	5	30	0,295	860	600
КВБ-7, КФС-7	30,4	6	36	0,354	860	720
КВБ-8, КФС-8	35,7	6	36	0,416	1010	720
КВБ-9, КФС-9	41,6	7	42	0,486	1010	840
КВБ-10, КФС-10	47,8	7	42	0,558	1160	840
КВБ-11, КФС-11	54,2	8	48	0,638	1160	960
КФБ-2	12,7	3	24	0,115	560	360
КФБ-3	16,9	4	32	0,154	560	480
КФБ-4	21,4	4	32	0,195	710	480
КФБ-5	26,8	5	40	0,244	710	600
КФБ-6	32,4	5	40	0,295	860	600
КФБ-7	38,9	6	48	0,354	860	720
КФБ-8	45,7	6	48	0,416	1010	720
КФБ-9	53,3	7	56	0,484	1010	840
КФБ-10	61,2	7	56	0,558	1160	840
КФБ-11	69,9	8	64	0,638	1160	960

Примечание. $n_с$ – число секций; B – ширина.

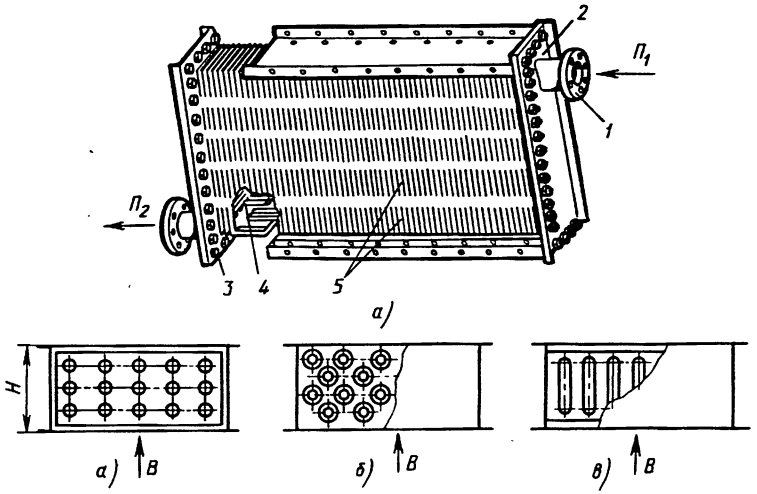


Рис. 1.23. Калориферы различной конструкции:
а – из круглых труб с коллективным оребрением; *б* – из труб с винтовым накатным оребрением; *в* – из плоских труб с коллективным оребрением; *1* – патрубок подвода греющего теплоносителя; *2* – корпус; *3* – сборный коллектор; *4* – трубы; *5* – пластины коллективного оребрения; *В* – воздух; $П_1$ и $П_2$ – вход и выход пара или воды

риферы модели КФМ по направлению движения воздуха имеют два ряда труб *4*, калориферы модели КФС – три, калориферы модели КФБ – четыре ряда труб. Калорифер набирают по ширине из нескольких секций. В каждой секции два продольных ряда стальных труб с $d/d_{вн}$ = 22/18 мм. Скорость воды обычно назначают 0,01...1,0 м/с.

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Следствием интенсификации процессов теплообмена является увеличение коэффициента теплопередачи, который при чистых поверхностях теплобмена определяется коэффициентами теплотдачи со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей. Во многих случаях физико-химические свойства применяемых теплоносителей существенно различаются, не одинаковы их давление и температура, коэффициенты теплоотдачи. Так, значение коэффициента теплоотдачи со стороны воды α = 2000...7000 Вт/(м^2 · К), со стороны газового теплоносителя $\alpha \leqslant 200$ Вт/(м^2 · К), для вязких жидкостей α = 100...600 Вт/(м^2 · К). Очевидно, что интенсификация теплоотдачи должна осуществляться со стороны теплоносителя, имеющего малое значение коэффициента теплоотдачи. При одинаковом порядке значений

коэффициентов теплоотдачи теплоносителей интенсификация теплоотдачи может осуществляться с обеих сторон поверхности теплообмена, но с учетом эксплуатационных и технических возможностей.

Обычно интенсификация теплоотдачи связана с ростом затрат энергии на преодоление увеличивающихся гидравлических сопротивлений. Поэтому одним из главных показателей, характеризующих целесообразность интенсификации теплоотдачи в теплообменниках, является ее энергетическая эффективность. Повышение интенсивности теплоотдачи должно быть соизмеримо с увеличением гидравлических сопротивлений.

Применяют следующие основные способы интенсификации теплообмена:

конструирование шероховатых поверхностей и поверхностей сложной формы, способствующих турбулизации потока в пристенном слое;

использование турбулизирующих вставок в каналах;

увеличение площади поверхности теплообмена путем оребрения;

воздействие на поток теплоносителя электрическим, магнитным, и ультразвуковым полями;

турбулизацию пристенного слоя путем организации пульсаций скорости набегающего потока и его закрутки;

механическое воздействие на поверхность теплообмена путем ее вращения и вибрации;

применение зернистой насадки как в неподвижном, так и в псевдоожиженном состоянии;

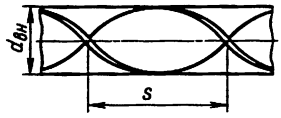
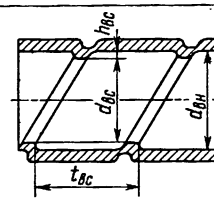
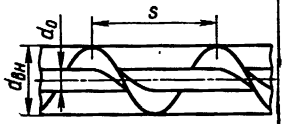
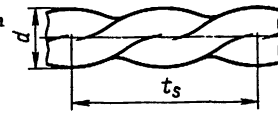
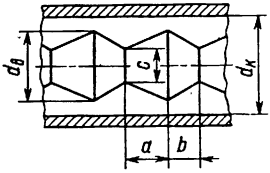
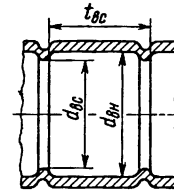
добавление в теплоноситель твердых частиц или газовых пузырьков.

Возможность и целесообразность применения того или иного способа интенсификации для конкретных условий определяются техническими возможностями и эффективностью этого способа. Одним из наиболее широко используемых способов интенсификации теплообмена (повышения теплового потока) является оребрение наружной поверхности труб при условии направления в межтрубное пространство теплоносителя с низким значением коэффициента теплоотдачи. Схемы некоторых устройств, используемых для интенсификации теплоотдачи в трубах, приведены в табл. 1.32.

Применяют лопаточные завихрители, прерывистые шнековые завихрители с различной формой центрального тела и др. Следует отметить, что одновременно с увеличением коэффициента теплоотдачи на 30...40 % имеет место повышение гидравлического сопротивления в 1,5 – 2,5 раза. Объясняется это тем, что диссипация энергии при распадении масштабных вихревых структур (они возникают при закрутке потока) существенно превышает выработку турбулентности – на подпитку ослабевающих вихрей нужен непрерывный подвод энергии извне.

Установлено, что при турбулентном и переходном режимах течения целесообразно интенсифицировать турбулентные пульсации не в ядре потока, а в пристенном слое, где турбулентная теплопроводность мала,

1.32. Схемы устройств, применяемых для интенсификации теплоотдачи в каналах

Оребрение	Схема	Оребрение	Схема
Закрученная лента		Труба с винтообразными плавно очерченными выступами	
Непрерывный шнековый завихритель		Витая труба	
Кольцевой канал типа диффузор-конфузор		Чередующиеся плавно очерченные кольцевые выступы на внутренней поверхности гладкой трубы	

а плотность теплового потока максимальна, потому что на этот слой приходится 60...70 % располагаемого температурного напора "стенка – жидкость". Чем больше число Pr, тем на более тонкий слой целесообразно воздействовать.

Перечисленные рекомендации могут быть реализованы путем создания каким-либо способом, например накаткой, чередующихся плавно очерченных кольцевых выступов на внутренней поверхности гладкой трубы. Для капельных жидкостей с Pr = 2...80 наилучшие результаты были получены при $t_{вс}/d_{вн}$ = 0,25...0,5 и $d_{вс}/d_{вн}$ = 0,94...0,98. Так, при Re = 10^5 теплоотдача возрастает в 2,0 – 2,6 раза при росте гидравлического сопротивления в 2,7 – 5,0 раз по сравнению с теплоотдачей гладкой трубы. Для воздуха хорошие результаты получены при $t_{вс}/d_{вн}$ = 0,5...1,0 и $d_{вс}/d_{вн}$ = = 0,9...0,92: в переходной области течения (Re = 2000...5000) отмечен рост теплоотдачи в 2,8 – 3.5 раза при увеличении сопротивления в 2,8 – 4,5 раза (сравнивается с гладкой трубой).

В вертикальных кожухотрубных ТА для интенсификации теплоотдачи все чаще используют мелкодисперсные частицы *б* (песок, стеклянные шарики и др.) размером 0,5...4 мм, с помощью которых формируют псевдо-

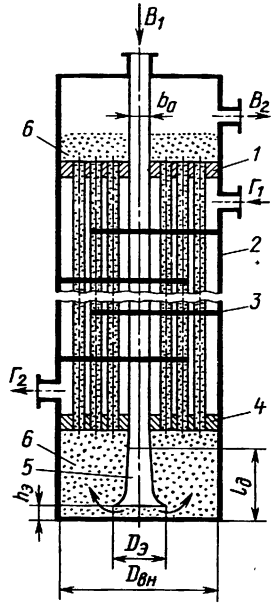


Рис. 1.24. Схема вертикального кожухотрубного ТА с псевдоожиженным слоем, созданным способом отраженного потока:

1 – верхняя трубная решетка; *2* – кожух; *3* – перегородка в межтрубном пространстве; *4* – нижняя трубная решетка; *5* – отражательный комплекс; *6* – мелкодисперсные частицы; B_1 и B_2 – вход и выход воды в трубах; $Г_1$ и $Г_2$ – вход и выход газа в межтрубном пространстве

ожиженный слой в восходящем потоке жидкости или газа (рис. 1.24). Сила тяжести мелкодисперсных частиц, помещенных в вертикальную трубу, уравновешивается поднимающим их восходящим потоком газа. Частицы находятся во взвешенном состоянии. Псевдоожижение слоя достигается при определенной скорости теплоносителя, обеспечивающей перепад давления между двумя горизонтальными сечениями, равный силе тяжести заключенных между этими двумя сечениями частиц и теплоносителя, отнесенной к площади твердой поверхности. По мере увеличения скорости потока псевдоожиженный слой расширяется, но распределение частиц в нем продолжает оставаться равномерным. Такое псевдоожижение называется частичным. В случае превышения предельного значения скорости (массового расхода) теплоносителя, при котором образуется частичное псевдоожижение, в рассматриваемом объеме появляются области, практически свободные от твердых частиц. Такое псевдоожижение называется агрегатным. В псевдоожиженных системах из твердых частиц и газа при большой пористости областей, свободных от твердых частиц, не образуется.

Установлено [17], что в трубах вертикальных кожухотрубных ТА с псевдоожиженным слоем, созданным способом отраженного потока, имеет место естественная рециркуляция зернистого материала, а также зернистого материала вместе с теплоносителем, когда внутри труб возникают подъемные и опускные течения. В этом случае тепловой поток ТА с псевдоожиженным слоем в капельной жидкости может быть на 15...18 % больше, чем в точно таком же ТА без псевдоожиженного слоя при прочих равных условиях. При псевдоожижении газового потока интенсивность теплообмена может быть увеличена в 2,5 – 3 раза [27].

Преимуществом аппаратов с псевдоожиженным слоем является непрерывная очистка теплообменной поверхности под воздействием бомбардирующих ее частиц зернистого материала, что позволяет отказаться

от 10...25 %-ного запаса площади поверхности теплопередачи на возрастающее во времени термическое сопротивление загрязняющих отложений. ТА с псевдоожиженным слоем иногда называют самоочищающимися.

Исследование гидродинамики псевдоожиженного слоя, созданного с помощью отражательного комплекса *5* при отношении площадей сечений кольцевой и внутренней труб, равном 13...28, позволило установить следующие оптимальные с точки зрения минимизации гидравлических сопротивлений соотношения геометрических параметров: $l_д/b_0 = 2{,}5$; $D_э/b_0 = 3{,}25$; $r/b_0 = 0{,}6$; $\alpha_0 = 10°$; $h_э/b_0 = 0{,}15...0{,}3$.

Отражающий экран в этом случае должен быть выполнен в виде тела вращения полуэллипса вокруг касательной, параллельной оси полуэллипса с параметром глубины профиля $a_п = 0{,}5D_{вн}$. Максимальное расширение слоя, однако, может быть достигнуто только в случае применения плоского отражающего экрана с сохранением указанных выше соотношений между размерами патрубка раздающего коллектора и $h_э/b_0 = 0{,}15...0{,}3$. Частицы, обладающие максимальным запасом энергии, в этом случае выносятся в слой практически вертикально.

Методы механического воздействия на поверхность теплообмена и воздействия на поток электрического, ультразвукового и магнитного полей изучены еще недостаточно.

ПЛАСТИНЧАТО-РЕБРИСТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Этот тип теплообменников относится к числу наиболее компактных аппаратов благодаря развитой поверхности теплообмена в ограниченном объеме ТА. Пластинчато-ребристые теплообменники выпускаются с ребрами различной конфигурации. Наиболее распространены ребристые поверхности, образующие треугольные и прямоугольные каналы для движения теплоносителей (рис. 1.25). Отдельный элемент такого теплооб-

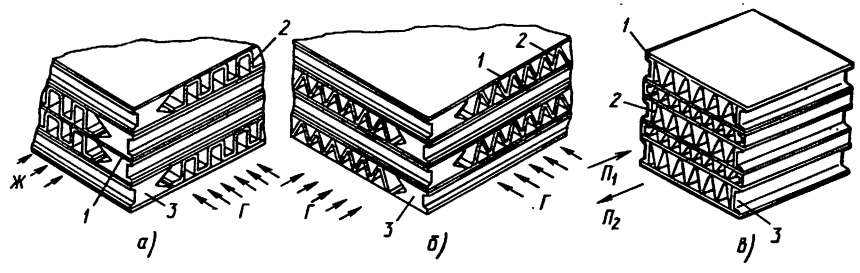


Рис. 1.25. Пластинчато-ребристые поверхности теплообмена:
а – с прямоугольными каналами; *б* и *в* – с треугольными каналами; *1* – пластина; *2* – насадка; *3* – проставка; *Ж* – жидкость; *Г* – газ; $П_1$ и $П_2$ – вход и выход потока

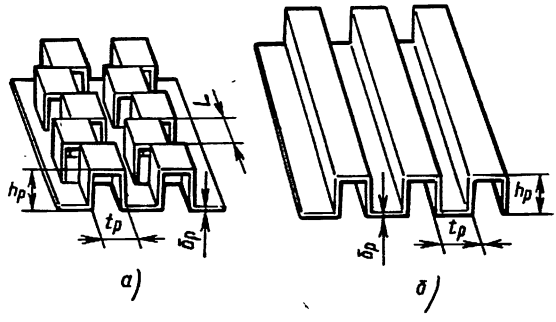


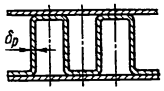
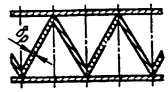
Рис. 1.26. Насадка пластинчато-ребристой поверхности:
а – рассечной лист; *б* – гофрированный лист

менника состоит из пластины *1*, на которую накладывается насадка *2* – гофрированный или рассеченный лист (рис. 1.26) с той или иной конфигурацией гофр. С боковых сторон элемент закрыт специальными проставками *3* (см. рис. 1.25). Элементы складывают в пакеты, которые сжимают в специальном приспособлении, и пайкой или сваркой собирают неразборный блок. В результате образуются две группы каналов небольшого размера, предназначенных для движения теплоносителей.

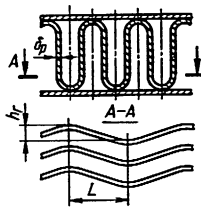
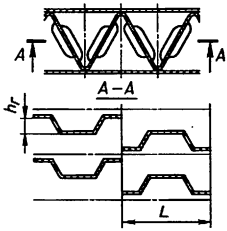
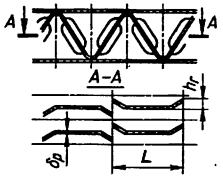
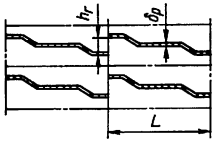
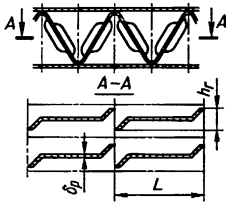
Схемы наиболее распространенных пластинчато-ребристых поверхностей приведены в табл. 1.33.

В качестве материала пластинчато-ребристых ТА при значениях температуры от криогенных до 250 °С обычно используют сплавы алюминия,

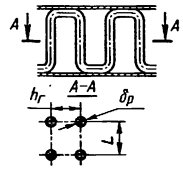
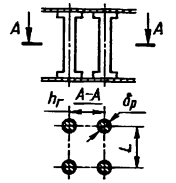
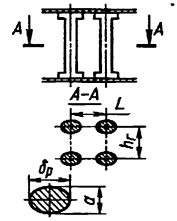
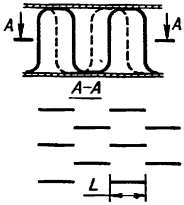
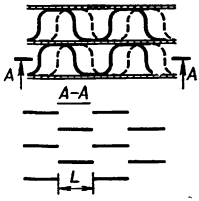
1.33. Схемы пластинчато-ребристых поверхностей

Схема	Характеристика
	Гладкие, непрерывные ребра (ГНР), образующие прямоугольные каналы
	ГНР, образующие трапециевидные каналы
	ГНР, образующие треугольные каналы

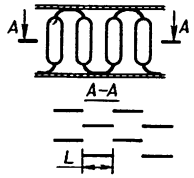
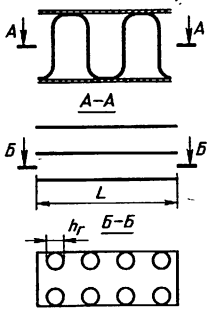
Продолжение табл. 1.33

Схема	Характеристика
	Волнистые непрерывные ребра (ВР). Теплоноситель при течении в межреберных щелях описывает волнообразные траектории
	Жалюзийные ребра (ЖР), образующие треугольные каналы. С помощью прорезей, выполненных на гладких ребрах, с последующим отгибом лепестков в разные стороны (прорези не доходят до вершин ребер) осуществляется регулярное разрушение пограничного слоя, чем существенно интенсифицируется теплоотдача
	То же
	”
	”

Продолжение табл. 1.33

Схема	Характеристика
	Стерженьковые ребра (СР) круглого сечения. Их устанавливают перпендикулярно к гладким пластинам
	То же
	СР овального сечения
	Короткие пластинчатые ребра (КПР), прерывистые или рассеченные ребра, образующие прямоугольные каналы. Ребра смещены одно относительно другого через определенный шаг, равный длине обтекания
	То же

Продолжение табл. 1.33

Схема	Характеристика
	КПР
	Перфорированные ребра (ПФР), образующие прямоугольные каналы. Формирующийся на ребрах пограничный слой разрушается при набегании потока на отверстия, выполненные в гладких ребрах

при 250...480 °С – углеродистую сталь, а при 250...650 °С – титан и коррозионно-стойкую сталь. В ТА из алюминиевых сплавов, предназначенных для жидкостей и водяного пара, высота ребер составляет 3...7 мм, для газообразных сред – 7...15 мм. Толщина ребер 0,1...0,8 мм, пластины 0,7... 1,5 мм. В таких ТА полная площадь поверхности теплообмена, отнесенная к единице объема, ограниченного двумя параллельными листами с развитой поверхностью, составляет 620...1840 $м^2/м^3$, причем доля поверхности оребрения достигает 50...90 % площади полной поверхности.

В пластинчато-ребристых теплообменниках могут быть осуществлены прямоток, противоток и перекрестный ток. Пакеты с различной ориентацией каналов обеспечивают перекрестно-точную (см. рис. 1.25, *а, б*), и противоточную (рис. 1.25, *в*) схемы движения теплоносителей.

В связи с тем что пластинчатого-ребристые ТА имеют высокую компактность и малую массу, приходящуюся на единицу теплопередающей поверхности, они нашли широкое применение в транспортных энергетических и криогенных установках. Однако такие аппараты могут использоваться только для чистых рабочих веществ, поскольку механическая очистка каналов от загрязнений практически невозможна.

Другие конструкции рекуперативных ТА из листового материала не рассматриваются [14].

АППАРАТЫ ДРУГИХ ТИПОВ

При термообработке вязких жидкостей в трубчатых или пластинчатых ТА коэффициенты теплопередачи не превышают 4000 Вт/(м^2 · К), а тепловые потоки, отнесенные к площади поверхности теплопередачи, составляют 50 кВт/м^2. Увеличить интенсивность переноса теплоты можно путем разделения потока вязкой жидкости на тонкие устойчивые пленки толщиной несколько десятков микрометров в устройствах, использующих принцип работы упорных подшипников скольжения с секторными подушками. На вал *1* (рис. 1.27) насажены плоские диски *2*, которые могут са-

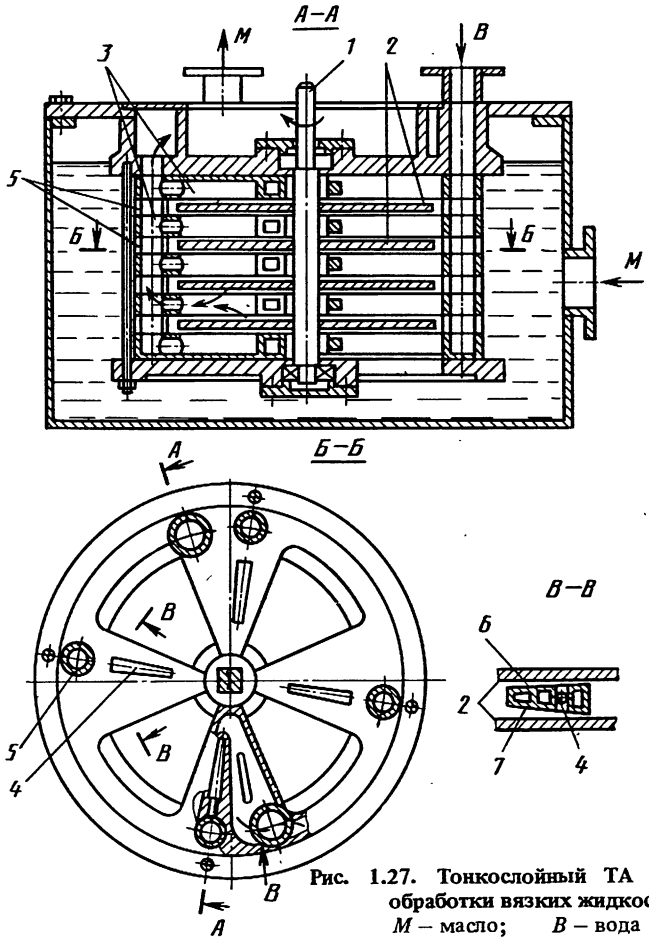


Рис. 1.27. Тонкослойный ТА для термообработки вязких жидкостей:
М – масло; *В* – вода

моустанавливаться, перемещаясь вдоль оси вала. Диски размещаются между секторными камерами *3*, составляющими единую гидросистему. Зазор между вращающимися дисками и секторными камерами обеспечивается проставышами *5*, которые одновременно являются отводящими патрубками. Для создания зазора клиновидной формы секторные камеры *3* имеют скосы граней *6* и *7* в тангециальном направлении.

При вращении вала *1* охлаждаемое масло под действием сил вязкого трения затягивается вращающимися дисками *2* в зазор клиновидной формы между ними и камерами *3*, образуя жидкостную пленку толщиной 20...80 мкм. Одновременно через полости камер *3* протекает охлаждающая вода, которая отбирает теплоту от тонкой движущейся пленки масла, в результате чего температура масла в зазоре клиновидной формы значительно понижается. При движении масла в зазоре растет его давление, вследствие чего масло отводится из зоны теплообмена через щель *4* и патрубки в сборный коллектор и далее в систему. Требуемая поверхность теплообмена формируется из определенного числа дисков *2* и камер *3*. Минимально допустимая линейная скорость движения подушек составляет 4 м/с.

Техническая характеристика ОМ (МХД-8 и тонкослойного) приведена в табл. 1.34. Анализ данных показывает, что при одном и том же тепловом потоке поверхностная плотность теплового потока в тонкослойном ОМ больше, чем в МХД-8 (охладитель МХД-8 собран из плоских тонкостенных труб), примерно в 11 раз, а площадь теплопередачи меньше примерно в 16 раз. Учитывая также существенное преимущество в габаритных размерах, массе и сопротивлении (обеспечивается подпор масла 0,03... 0,08 МПа на линии всасывания), можно считать, что затраты энергии на привод вращающихся дисков в тонкослойном ОМ компенсируются полностью.

В судовых замкнутых системах охлаждения все чаще используются обшивочные аппараты *2* (рис. 1.28), представляющие собой каналы лаби-

1.34. Техническая характерная ОМ

Показатель	МХД-8	Тонкослойный	Показатель	МХД-8	Тонкослойный
Тепловой поток, кВт	118,37	118,37	Расход масла, $м^3/ч$	13	13
Площадь теплопередающей поверхности, $м^2$	8	0,51	Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	36,4	17,55
Поверхностная плотность теплового потока, $кВт/м^2$	14,8	164	Масса аппарата, кг	108	41,10
			Объем аппарата, $см^3$	178,1	58

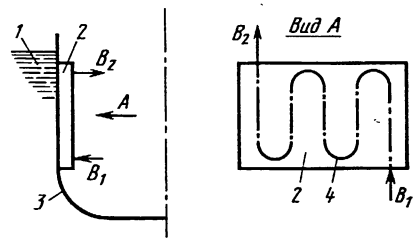


Рис. 1.28. Схема обшивочного ТА:
B_1 и B_2 – вход и выход воды

ринтного типа прямоугольной формы, которые прилегают с внутренней стороны к обшивке *3* корпуса судна. Проходя каналы *4* обшивочного ТА, горячая пресная вода после энергетической установки передает теплоту забортной воде *1*. В этом случае не нужен насос забортной воды, уменьшается вероятность загрязнения поверхности теплообмена микро- и макроорганизмами, продуктами кристаллизации растворенных в забортной воде солей, частицами ила, глины и т.д., снижается вероятность электрохимической коррозии и отпадает необходимость в протекторной защите. Кроме того, становится меньше вредное влияние на биологические ресурсы рек, морей и океанов, которое оказывают традиционные разомкнутые системы охлаждения. Эффективная работа обшивочного ТА обеспечивается при скорости судна 7...13 км/ч. Преимуществом обшивочных ТА является также низкая стоимость ϵ_c единицы площади поверхности теплообмена . Если у обычных трубчатых ОВ величина ϵ_c = 80...90 руб./м^2, у ОМ ϵ_c = 10...230 руб./м^2, то у обшивочных ТА $\epsilon_c \approx 20$ руб./м^2.

1.4. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТА

Регенеративные ТА нашли применение в основном в высокотемпературных технологических установках, ГТУ, низкотемпературных установках разделения газов и газовых холодильных машинах. Теплоаккумулирующая насадка этих аппаратов может быть подвижной и неподвижной. В последнем случае для получения непрерывного процесса теплообмена от одного теплоносителя к другому необходимы два аппарата (см. рис. 1.1, *б*). При подвижной насадке процесс теплообмена происходит в одном аппарате.

Область применения и температурный уровень теплоносителей предопределяет конструкцию регенеративного ТА и тип его насадки. В связи с этим выделяют аппараты, работающие в областях высоких, средних и очень низких температур.

В области высоких температур (800...1000 °С) после различных печей применяют аппараты с неподвижной насадкой из огнеупорного кирпича, который выкладывают таким образом, чтобы образовались сплошные каналы для прохода газа. Для интенсификации теплообмена кирпичная кладка насадки имеет выступы. Преимуществами аппаратов с кирпичной насадкой являются пр0тота и возможность достижения высоких

температур подогрева воздуха, а недостатками – громоздкость, сложность эксплуатации ввиду необходимости переключения аппарата, изменение температуры нагреваемого воздуха в течение цикла.

Для высокотемпературного подогрева воздуха могут быть использованы вращающиеся аппараты, роторы которых заполнены чугунной дробью или другой термостойкой насадкой.

В области средних температур (250...400 °С) для подогрева воздуха используются вращающиеся регенеративные ТА, роторы которых имеют металлическую насадку, или аппараты с "падающим слоем". Горизонтальные и вертикальные вращающиеся регенеративные ТА относятся к аппаратам непрерывного действия, они более компактны и характеризуются более интенсивным теплообменом. Ротор *4* регенеративного подогревателя воздуха в мощных ГТУ (рис. 1.29) с насадкой *3* в виде набора сеток из коррозионно-стойкой проволоки диаметром 0,3...0,4 мм вращается в статоре *5*. С помощью радиальных перегородок ротор разделен на секторы, чем достигается отделение потоков газа и воздуха. Схема движения воздуха и газа противоточная, хотя каждая среда имеет сначала осевое направление, а затем радиальное и, проходя через насадку ротора, или нагревает ее, или воспринимает теплоту, аккумулированную в ней. Благодаря такому удлинению пути потоков увеличивается скорость в каналах насадки, коэффициент теплоотдачи достигает значений 300... 400 Вт/(м^2·К) при частоте вращения ротора 20...30 об/мин. Следует отметить, что в регенеративных воздухоподогревателях котлов с частотой вращения ротора 2...10 об/мин, имеющих насадку из гофрированных металлических листов с каналами треугольного и квадратного сечений, значения коэффициентов теплопередачи составляют лишь 9...14 Вт/(м^2·К). Во избежание перетечек воздуха и газа в конструкции предусмотрены внутреннее *1* и наружные *2* уплотнения.

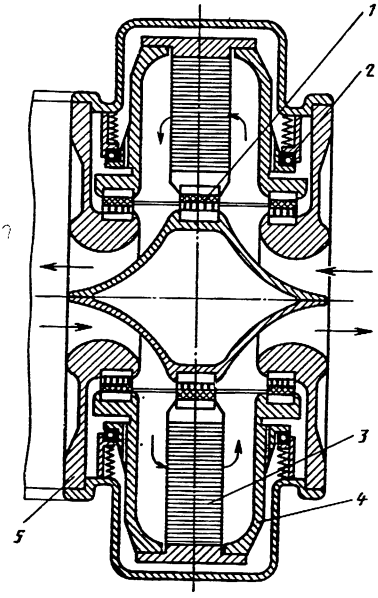


Рис. 1.29. Схема вращающегося регенеративного подогревателя воздуха ГТУ

В транспортных ГТУ мощностью до 1 МВт может быть использован вращающийся регенеративный ТА с дисковым ротором карманного типа (рис. 1.30). Несущая и теплопередающая функции ротора разделены.

Каркас диска образован массивными боковыми полотнами *2*, связанными поперечными каркасными рамками. В полотнах прорезаны отверстия, в которые вставлены стаканы *3*, образующие сквозные цилиндрические окна — карманы. В каждый карман помещен рабочий элемент *8* насадки, представляющий собой усеченный конус из многослойной плетеной сетки из коррозионно-стойкой стали. Поскольку рабочие элементы имеют очень небольшую площадь контакта с металлическими конструкциями ротора, то эти конструкции оказываются мало подверженными действию резко изменяющихся температур. Температура опорных поверхностей уплотнений *5* в рабочем режиме превышает 400 °С, что позволяет изготовлять их из графита.

Вследствие небольших температурных деформаций диска *6* зазоры раскрываются незначительно, что повышает работоспособность уплотнений и приводит к снижению утечек воздуха. Уплотнения *5* установлены на опорных рамках и прижаты к боковым полотнам диска с двух сторон. Опорная рамка имеет периферийную часть и поперечную балку, разделяющую полотно диска на газовый *Г* и воздушный *В* секторы. Диск *6* насажен на центральный вал *4*, закрепленный в подшипниках с помощью сферического шарнира *9*. На периферии ротора выполнен кольцевой фланец *7*, на обоих сторонах которого установлены антифрикционные кольцевые накладки *1*, взаимодействующие с опорной кольцевой дорожкой *10* в корпусе. Кольцевой фланец с антифрикционными накладками уменьшает термическую деформацию ротора, устраняет перекос уплотняемых поверхностей и препятствует раскрытию зазоров уплотнений. Компактность насадки составляет 4...5 тыс. $м^2/м^3$.

Следует отметить, что при создании вращающихся регенеративных аппаратов для ГТУ главной проблемой остается повышение надежности

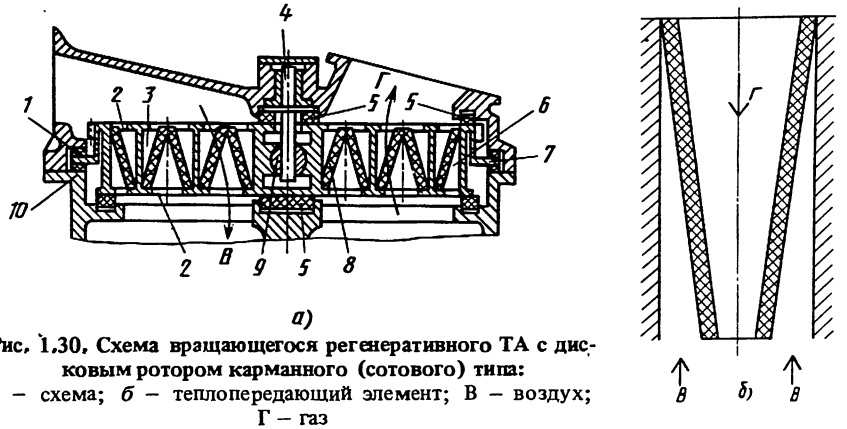


Рис. 1.30. Схема вращающегося регенеративного ТА с дисковым ротором карманного (сотового) типа:
а – схема; *б* – теплопередающий элемент; В – воздух; Г – газ

работы уплотнений с целью снижения утечек теплоносителей. При давлении воздуха перед ТА 0,35...0,5 МПа утечки составляют примерно 3...5 % расхода воздуха на входе, что эквивалентно снижению мощности двигателя на 3...5 % и увеличению расхода топлива на 6...15 %.

К регенеративным ТА относятся воздухонагреватели с шариковой насадкой – "падающий слой" или "падающая сыпучая насадка", работающие при средних значениях температуры подогрева.

В качестве шариковой насадки могут использоваться чугунная дробь, оксиды магния и другие материалы, обладающие большой теплоемкостью и выдерживающие ударную нагрузку. Аппараты с насадкой из жаропрочного твердого сыпучего материала могут быть использованы и для высокотемпературного нагрева воздуха. Шариковая насадка равномерно распределяется по сечению аппарата и свободно падает вниз навстречу греющим газам, поступающим снизу со скоростью, меньшей скорости псевдоожижения зернистого материала. Нагретая насадка через уплотняющую камеру переходит вниз в воздушную камеру, распределяется равномерно по сечению и падает навстречу воздуху, нагревая его. Из воздушной камеры насадка подается в газовую камеру элеватором и процесс повторяется. Для увеличения времени пребывания сыпучей насадки в камере в ней под разными углами делают полки.

Кроме рассмотренных применяют регенеративные ТА с "кипящим слоем". В этих аппаратах частицы зернистой насадки под воздействием потока воздуха или газа переходят в псевдоожиженное состояние и образуют взвешенный подвижной слой. Скорость потока, при которой происходит переход слоя насадки в псевдоожиженное состояние, зависит от плотности, размеров и формы частиц, а также вязкости и плотности газа. Равномерность псевдоожижения определяется не только размерами, формой твердых частиц и скоростью потока, но и конструкцией нижней распределительной решетки, площадью ее живого сечения и способом подвода газа. В аппаратах с "кипящим слоем" иногда используют гранулы, заполненные легкоплавящимся веществом. При соприкосновении гранул с горячими газами происходит нагрев металлического покрытия и ядро гранул начинает плавиться, отнимая теплоту от горячего теплоносителя, равную теплоте плавления материала ядра. При соприкосновении с холодным потоком газа гранулы охлаждаются, материал ядра затвердевает, отдавая теплоту плавления холодному теплоносителю. Теплоаккумулирующая способность рассмотренной насадки включает в себя удельную теплоту нагрева металлического покрытия гранул и ядра в цикле нагрев–охлаждение и удельную теплоту плавления материала ядра.

Преимуществами регенеративных воздухоподогревателей с "кипящим слоем" являются: высокая интенсивность теплообмена; возможность высокотемпературного нагрева воздуха (до 1000 °С) и относительная простота устройства. К недостаткам следует отнести: возможность изме-

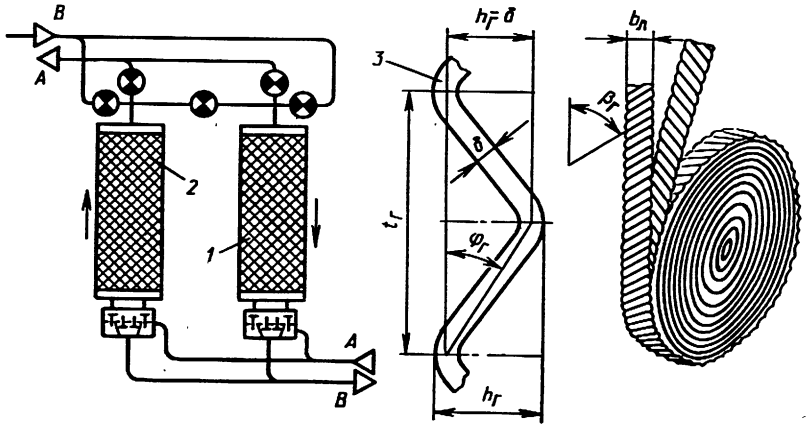


Рис. 1.31. Переключающая воздухоразделительная установка:
B – воздух; A – азот

нения свойств частиц насадки (растрескивание, истирание и т.д.); абразивное изнашивание внутренних поверхностей аппарата, запыленность воздуха и газа, повышенное гидравлическое сопротивление.

В регенеративных ТА воздухоразделительных установок (ВРУ) наряду с охлаждением прямого потока воздуха происходит его очистка от влаги и двуокиси углерода путем вымораживания на насадке. Установка состоит из двух аппаратов, обеспечивающих непрерывность процесса охлаждения (рис. 1.31). Установка работает следующим образом. Сжатый воздух давлением до 0,6 МПа нагревает насадку аппарата *1* и охлаждается до температуры, близкой к температуре насыщения. В это же время поток холодного газа (азота) проходит в насадку аппарата *2*, охлаждает ее до определенной температуры. Через определенный промежуток времени происходит переключение клапанов и поток воздуха будет поступать в аппарат *2*, а азот в аппарат *1*. В ВРУ в качестве насадки применяют насыпную насадку в виде гранул и диски алюминиевой гофрированной ленты *3*. Ниже приведена характеристика насадок из гофрированной алюминиевой ленты.

Насадка:						
коэффициент компактности k_{FV}, $м^2/м^3$	1100	1040	1690	1260	1735	835
плотность насадки $\rho_н$, $кг/м^3$	592	1640	910	673	927	985

диаметр $d_г$, мм	2,83	1,4	1,52	2,38	1,52	3,08
пористость, насадки ω, $м^3/м^3$	0,78	0,61	0,66	0,75	0,65	0,63
Лента (см. рис. 1.31):						
$\beta_г$, °	45	45	45	60	60	60
$t_г$, мм	4,71	3,08	3,14	4,71	3,14	4,78
$h_г$, мм	2	1,2	1,35	1,9	1,35	2,3
δ, мм	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46	0,91
$b_л$, мм	115	115	50	50	50	50

Корпус выполняют сварным из листовой хромоникелевой стали толщиной 10...12 мм; между решетками укладывают диски гофрированной ленты и всю конструкцию стягивают болтами. Скорость газа, определенная в полном сечении аппарата, составляет 2,5...2,8 м/с.

В ВРУ применяют также насыпную каменную насадку из базальта или кварцита с гранулами размером 4...14 мм, основные свойства которых приведены ниже.

	Кварцит	Базальт
Материал насадки		
Плотность, $кг/м^3$	2600	3070
Твердость по Шору	86	79
Временное сопротивление, МПа	328	300
Потери на истирание, $г/см^2$	0,08	0,45
Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К), в интервале 90...293 К	0,628	0,523

Регенеративный ТА с насыпной каменной насадкой имеет корпус 1 (рис. 1.32), внутрь которого вмонтирован змеевик *2* для получения части продуктов разделения, незагрязненных примесями. Гранулы насадки *7* находятся сверху и снизу змеевика. Объем засыпки насадки в верхней части ограничен дырчатой обечайкой *11*, а в нижней – конусом *6*, обтянутым сеткой из коррозионно-стойкой стали. Вследствие большой массы насадки заметно удлиняется время прохождения прямого и обратного потоков через аппарат, уменьшается число срабатываний клапанов и упрощаются условия регулирования температурных режимов. Базальт и кварцит обладают высокой прочностью, малой истираемостью и большой теплоемкостью. Однако аппараты с насыпной насадкой менее эффективны, чем с металлической из гофрированной ленты.

В регенеративных ТА с насыпной насадкой площадь сечения для прохода газа приблизительно в 1,5 раза меньше, чем в аппаратах с металлической насадкой из гофрированной ленты, поэтому для получения приемлемого гидравлического сопротивления скорость газа, определенная в полном сечении аппарата, принимается 1...1,2 м/с. Перепад температуры за период работы аппарата по прямой и обратной схемам составляет 35...45 К.

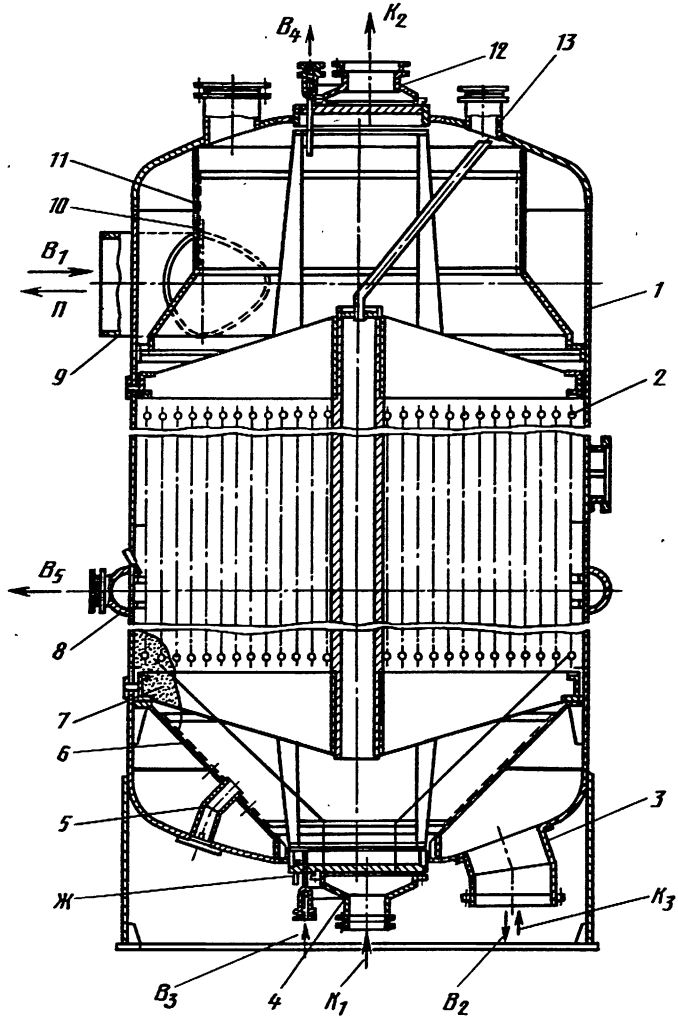


Рис. 1.32. Регенеративный ТА с встроенными змеевиками и насыпной насадкой:
1 – корпус; *2* – змеевик из алюминиевых труб; *3* и *9* – основные подводящий и отводящий штуцеры; *4* – воздушный штуцер; *5* – штуцер для удаления насадки; *6* – конус обтянутый сеткой; *7* – насыпная насадка; *8* – воздушный коллектор; *10* – сетка; *11* – дырчатая обечайка; *12* – выходной штуцер; *13* – штуцер для засыпки гранул; B_1 – вход воздуха; B_2 – выход воздуха; B_3 – вход чистого воздуха; B_4 – выход чистого воздуха; B_5 – выход петлевого воздуха; Ж – сброс жидкости в клапанную коробку; K_1 – вход чистого кислорода или азота; K_2 – выход чистого кислорода или азота; K_3 – вход грязного кислорода или азота

Каменная насадка применяется в тех случаях, когда нужно получить чистые продукты разделения. С этой целью часть обратного потока выводится из генератора через змеевик, засыпанный гранулами.

В газовых холодильных установках регенеративные ТА компонуют в блоке с холодильной машиной, поэтому ТА должен быть очень компактным. Для ТА холодильных машин больше всего подходит насадка из тонкой проволоки ватообразной структуры или мелкой сетки из меди, латуни, бронзы или другого материала высокой теплопроводности. Коэффициент компактности такой насадки достигает 10^5 м^2/м^3.

В табл. 1.35 приведена характеристика насадок, изготовленных из свободно уложенных, прессованных или спеченных сеток четырех типоразмеров, выполненных из латуни (л) и бронзы (бр).

1.35. Характеристика сетчатых насадок

Типоразмер	Диаметр проволоки, мм	Толщина сетки, мм	k_{FV}, м^2/м^3	ω, м^3/м^3	$d_г$, мм	m_V, кг/м^3	Степень заполнения
			Свободно уложенные сетки				
0071, л	0,055	0,13	21800	0,7	0,128	2565	–
008, л	0,055	0,127	20360	0,72	0,141	2394	–
0355, л	0,15	0,3	5890	0,779	0,58	1890	–
05, л	0,215	0,437	4250	0,772	0,726	1948	–
			Прессованные сетки				
0071, л	0,055	0,086	27050	0,542	0,08	3916	0,78
0071, л	0,055	0,091	25800	0,565	0,087	3719	0,83
008, л	0,055	0,084	24960	0,583	0,098	3574	0,77
008, л	0,055	0,088	24510	0,590	0,096	3506	0,80
0355, л	0,15	0,246	6590	0,713	0,433	2454	0,82
05, л	0,215	0,332	4800	0,698	0,581	2582	0,77
			Спеченные сетки				
0071, бр	0,055	0,089	25690	0,568	0,088	3780	0,81
0071, бр	0,055	0,092	24300	0,595	0,097	3545	0,84
0071, л	0,055	0,095	23390	0,612	0,105	3317	0,86
008, л	0,055	0,083	24630	0,588	0,095	3523	0,75
008, л	0,055	0,093	23090	0,617	0,107	3278	0,84
008, л	0,055	0,096	22660	0,625	0,110	3210	0,87
0355, л	0,15	0,191	8487	0,622	0,290	3234	0,64
0355, л	0,15	0,229	7466	0,671	0,359	2816	0,76

Примечание. Типоразмер – средний размер ячейки, мм; m_V – объемная масса насадки, кг/м^3.

В газовых холодильных машинах фирмы Филипс (Голландия) насадкой ТА является тонкая скрученная медная проводока. Иногда в низкотемпературных холодильных машинах применяют насадку ТА, выполненную в виде пористых элементов (гранул) шаровидной формы из свинца размером 100...250 мкм. Пористая металлическая основа заполняется инертным газом в твердой фазе, который обеспечивает высокую теплоаккумулирующую способность насадки.

1.5. ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

Выбор теплоносителей определяется назначением ТА, условиями его эксплуатации, а также теплофизическими свойствами теплоносителей, их доступностью, стабильностью в процессе длительной эксплуатации и др.

В однофазной области теплоносители подразделяют на упругие (газы) и капельные жидкости. С точки зрения теплового расчета ТА принципиального различия между ними нет.

Из теплофизических свойств теплоносителей наиболее важными являются те, которые определяют интенсивность теплоотдачи в каналах ТА.

Плотность и теплоемкость являются весьма важными показателями. Теплоносители более высокой плотности и теплоемкости позволяют при небольших перепадах температур между стенкой и жидкостью отвести или подвести большие тепловые потоки. С этой точки зрения вода имеет значительные преимущества по сравнению с теплоносителями меньшей плотности, например, с воздухом и газами.

Теплопроводность существенно влияет на интенсивность теплоотдачи. Чем больше теплопроводность теплоносителя при прочих равных условиях, тем выше коэффициент теплоотдачи в канале ТА. Жидкие металлы, обладающие высокой теплопроводностью, имеют преимущества по сравнению с водой и газовыми теплоносителями, у которых теплопроводность невелика.

Вязкость зависит от химической природы теплоносителя, давления и температуры. Она существенно влияет на теплообмен и гидравлическое сопротивление. При высокой вязкости при прочих равных условиях задерживается переход от ламинарного к турбулентному режиму течения жидкости. Вязкость сильно зависит от температуры и с ее увеличением понижается.

Число Прандтля $\mathrm{Pr} = \nu/a$ характеризует теплофизические свойства теплоносителей и является одной из важнейших их характеристик.

Для воздуха и газов число $\mathrm{Pr} \leqslant 1$. Для воды число $\mathrm{Pr} = 13{,}67...1$ в зависимости от температуры (от 0 до 180 °С). У жидких топлив, масел, кремнийорганических соединений и других веществ $\mathrm{Pr} = 100...65000$,

у жидких металлов $Pr \ll 1$. С увеличением температуры число Pr уменьшается.

Температура кипения теплоносителя должна быть сравнительно высокой. В этом случае для поддержания теплоносителя в жидком состоянии не требуется заметного повышения давления.

Теплоносители должны отвечать следующим требованиям:

быть химически стабильными, не вступать во взаимодействие с материалом теплообменника, т.е. не оказывать коррозионного и эрозионного воздействия, не должны образовывать взрывоопасных смесей при смешении с другими теплоносителями;

обеспечивать достаточно интенсивный теплообмен в ТА, обладая высокой теплоемкостью и малой вязкостью;

иметь достаточную термостойкость;

быть достаточно доступными и иметь невысокую стоимость;

отличаться малой химической токсичностью;

иметь высокие температуры кипения и воспламенения;

быть удобными в транспортировании, хранении и заправке;

быть безопасными в эксплуатации.

Применяемые в технике теплоносители всем требованиям одновременно не отвечают.

В качестве охлаждающих теплоносителей в области положительных температур наиболее часто используют воду и воздух, при более низкой температуре – холодильные растворы (рассолы, растворы NaCl, CaCl в воде и др.), хладагенты (хладоны, аммиак и др.), а также сжиженные газы (азот, кислород, гелий). Для нагрева сред чаще всего применяют водяной пар, воду, дымовые газы и специальные высококипящие жидкости.

Точность результатов теплового расчета ТА во многом зависит от надежности определения теплофизических свойств теплоносителей. При проведении расчетов на ЭВМ используют три метода оценки теплофизических параметров:

программирование определенной методики расчета параметров;

интерполяция по узловым точкам таблиц, введенным в память ЭВМ;

аналитическое представление табличных данных в виде функций одной, двух или нескольких переменных.

Методики точного определения теплофизических свойств обычно весьма сложны и громоздки и их редко используют при расчетах ТА. Наиболее распространены второй и третий методы определения теплофизических параметров [27, 36, 41]. Для интерполяции параметров по узловым точкам таблиц теплофизических свойств необходимо иметь специальные подпрограммы интерполяции. Метод аналитического представления табличных данных в технических расчетах наиболее распространен.

Ниже приведены более подробное описание некоторых теплоноси-

лей и аналитические зависимости для расчета их теплофизических параметров. Следует иметь в виду, что $\mu = \nu\rho$, а при измерении удельной теплоемкости c_p, кДж/(кг·К),

$$\mathrm{Pr} = 1000\nu\rho c_p/\lambda.$$

Вода. Как теплоноситель вода имеет много преимуществ. Главными из них являются: большие значения плотности, теплоемкости и коэффициента теплоотдачи; малая химическая активность (пресная вода) и низкая стоимость; доступность и безвредность. Это обусловило широкое применение воды как теплоносителя в различных стационарных и транспортных установках.

В ТА используют речную, морскую и артезианскую воду. Температура речной воды в зависимости от района и времени года составляет 3...25 °С, а артезианской воды в течение года почти не меняется (8...10 °С). В случае большого расхода охлаждающей воды целесообразно применять оборотные циклы, т.е. нагретую воду охлаждать в градирнях или брызгательных бассейнах и использовать повторно. При охлаждении среды температурой выше 100 °С может быть применено испарительное охлаждение, при котором образующийся пар может быть полезно использован.

Теплофизические свойства воды на линии насыщения приведены в табл. 1.36. Они могут быть аппроксимированы в диапазоне температур 10...100 °С следующими уравнениями:

плотность

$$\rho = 1005/(0{,}99534 + 0{,}466\cdot 10^{-3}t);$$

теплоемкость

$$c_p = 4{,}20511 - 0{,}136578t + 0{,}152341\cdot 10^{-4}t^2;$$

теплопроводность

$$\lambda = 0{,}551444 + 0{,}2588\cdot 10^{-2}t - 0{,}1278\cdot 10^{-4}t^2;$$

кинематическая вязкость

$$\nu = \left\{\exp(\exp[33{,}22999 - 5{,}93043\ln(t + 273)]) - 0.87\right\}10^{-6}.$$

Воздух. Как охлаждающая среда также широко используется воздух. Однако он имеет небольшую теплоемкость и характеризуется малыми значениями коэффициента теплоотдачи, что ограничивает области его применения в современных ТА. Теплофизические свойства воздуха (сухого) приведены в табл. 1.37. Для тепловых расчетов могут быть использованы также следующие аналитические зависимости в диапазоне температур 10...150 °С при давлении 98...980 кПа:

плотность

$$\rho = 3{,}4839p/(t + 273);$$

1.36. Теплофизические свойства воды на линии насыщения

t, °С	p, МПа	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
0	0,1013	999,9	4,212	55,1	1,789	13,67
20	0,1013	998,2	4,183	60,0	1,006	7,02
40	0,1013	992,2	4,174	63,5	0,659	4,31
60	0,1013	983,2	4,178	66,0	0,478	2,98
80	0,1013	971,8	4,195	67,6	0,366	2,21
100	0,1013	968,4	4,220	68,3	0,291	1,75
120	0,1985	943,1	4,250	68,7	0,252	1,47
140	0,3614	926,1	4,287	68,6	0,216	1,25
160	0,618	907,4	4,346	68,4	0,191	1,11
180	1,003	886,9	4,417	67,6	0,173	1,00
220	2,320	840,3	4,614	64,6	0,148	0,89
260	4,694	784,0	4,949	60,6	0,135	0,87
300	8,592	712,5	5,736	54,1	0,128	0,97
340	14,608	610,1	8,164	45,8	0,127	1,38

1.37. Теплофизические свойства сухого воздуха при атмосферном давлении

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
−50	1,584	1,013	2,06	9,23	0,728
−20	1,395	1,009	2,28	12,79	0,716
0	1,293	1,005	2,44	13,28	0,707
20	1,205	1,005	2,59	15,06	0,703
40	1,128	1,005	2,76	16,96	0,699
60	1,060	1,005	2,90	18,97	0,696
80	1,000	1,009	3,05	21,09	0,692
100	0,946	1,009	3,21	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	25,45	0,686
140	0,854	0,013	3,48	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,77	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,87	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,61	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,75	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	96,89	0,699
700	0,362	1,134	6,71	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	177,1	0,719

теплоемкость

$c_p = 1{,}0005 + 1{,}1904 \cdot 10^{-4} t$;

теплопроводность

$\lambda = 0{,}37 \cdot 10^{-3} (t + 273)^{0{,}748}$;

динамическая вязкость

$\mu = 0{,}544 \cdot 10^{-6} (t + 273)^{0{,}62}$;

кинематическая вязкость

$\nu = 10^{-6} (13{,}7 + 0{,}101t) p_0/p$ при $t = 0...140$ °С;

$\nu = 10^{-6} (6{,}7 + 0{,}1455t) p_0/p$ при $t = 140...400$ °С,

где $p_0 = 98{,}07$ кПа.

Водяной пар. В ТА водяной пар используется при температуре до 150...180 °С, потому что при более высоких значениях температуры резко возрастает давление. Водяной пар имеет большую скрытую теплоту парообразования, невысокую стоимость, удобен для транспортировки по трубопроводам. Процесс нагревания среды осуществляется при постоянной температуре конденсации. Теплофизические свойства водяного пара на линии насыщения приведены в табл. 1.38. Они могут быть аппроксимированы следующими выражениями при $t = 100...300$ °С:

плотность

$\rho = p_s \cdot 10^3 / [(432 + 0{,}488t - 0{,}282 \cdot 10^{-2} t^2)(t + 273)]$;

1.38. Теплофизические свойства водяного пара на линии насыщения

t, °С	p, МПа	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
100	0,101	0,598	2,135	2,35	20,02	1,08
120	0,198	1,121	2,206	2,60	11,46	1,09
140	0,361	1,966	2,315	2,79	6,89	1,12
160	0,618	3,258	2,479	3,01	4,49	1,18
180	1,003	5,157	2,709	3,27	2,93	1,25
200	1,555	7,862	3,023	3,85	2,03	1,36
220	2,320	11,62	3,408	3,90	1,45	1,47
240	3,348	16,76	3,881	4,29	1,06	1,61
260	4,694	23,72	4,468	4,80	0,794	1,76
280	6,419	33,19	5,233	4,49	0,600	1,88
300	8,592	46,21	6,28	6,27	0,461	2,13
320	11,290	64,72	8,21	7,51	0,353	2,50
340	14,608	92,76	12,35	9,30	0,272	3,35
360	18,614	144,0	23,03	12,79	0,202	5,23

теплоемкость

$$c_p = 1{,}62 + 0{,}77 \cdot 10^{-3}\,(t + 273) + 40{,}32/(t + 273) + 0{,}1076 \cdot 10^{-3} p_s \times$$

$$\times [\,647/(t + 273)\,]^{3{,}5} + 0{,}495 \cdot 10^{-12} p_s^3 [\,647/(t + 273)\,]^{18};$$

при $t = 10...360\ ^\circ C$

теплопроводность

$$\lambda = 3{,}7 \cdot 10^{-6}\,(t + 273)^{1{,}48} + 1{,}37 \cdot 10^{-4} \rho^{1{,}25};$$

динамическая вязкость

$$\mu = 2{,}235 \cdot 10^{-6}\,(t + 273)^{1{,}5}/(t + 1234);$$

кинематическая вязкость

$$\nu = \mu/\rho,$$

где p_s – давление насыщения при температуре t, кПа.

Дымовые газы. Они образуются при сгорании топлива в котлах, печах, сушильных установках и двигателях внутреннего сгорания. Независимо от сжигаемого топлива в дымовые газы входят углекислый газ, азот, кислород, водяной пар и SO_2, CO и NO небольшой концентрации. Дымовые газы умеренной температуры могут служить вторичными энергоресурсами различных энергетических установок.

Дымовые газы, полученные при сжигании природного газа, мало агрессивны и не оказывают коррозионного воздействия на углеродистые стали при значениях температуры до 800 °С. Однако они имеют небольшую теплоемкость и характеризуются низкими значениями коэффициента теплоотдачи. Кроме того, дымовые газы котлов и выпускные газы ДВС не всегда можно использовать в ТА ввиду сложности их дальнейшей транспортировки. Теплофизические свойства дымовых газов среднего химического состава приведены в табл. 1.39. Азот, кислород, гелий и другие газы имеют ограниченное применение в качестве теплоносителей ТА.

Для нагрева до температуры выше 150 °С используют вещества с высокой температурой кипения при атмосферном давлении – высокотемпературные теплоносители. Высокотемпературные теплоносители можно разделить на три группы: органические вещества; кремнийорганические соединения и неорганические соли; жидкометаллические теплоносители.

Высокотемпературные органические теплоносители. Они нашли широкое применение в технологических процессах дистилляции и ректификации при температуре 180...350 °С. Высокотемпературные органические теплоносители подразделяют на три подгруппы: однокомпонентные; многокомпонентные; минеральные масла.

Из однокомпонентных наиболее широко известны дифенил, глицерин, моноизопропилдифенил, дитолилметан. Теплоносители этой подгруппы,

1.39. Теплофизические свойства дымовых газов при атмосферном давлении (парциальное давление $p_{CO_2} = 0{,}13$; $p_{H_2O} = 0{,}11$; $p_{N_2} = 0{,}76$)

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	ν, м²/с	Pr
0	1,295	1,042	2,27	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	112,1	0,61
800	0,3295	1,264	9,15	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,01	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	221,0	0,56

кроме дитолилметана, широкого распространения не получили ввиду или высокой температуры плавления (у дифенила $t_{пл} = 70$ °С), или высокой стоимости (моноизопропилдифенил). Из многокомпонентных органических теплоносителей используют дифенильную смесь (наиболее широко) гидротерфенилы и терфенильную смесь. Гидротерфинилы могут применяться при температуре 10...350 °С, однако имеют высокую стоимость. Из терфенильных смесей моноизопропилтерфенил имеет температуры плавления – 25... + 7 °С и кипения 346...374 °С. Он практически нетоксичен, но также отличается высокой стоимостью. Из минеральных масел в ТА нашло применение ароматизированное масло АМТ-300. Рассмотрим характеристики некоторых наиболее распространенных высокотемпературных органических теплоносителей.

Дитолилметан (ДТМ) – наиболее распространенный высокотемпературный теплоноситель, находится как в жидком, так и в парообразном состоянии при температуре – 15... +350 °С. Температуры плавления ДТМ –(30...36) °С, кипения 292...296 °С. Дитолилметан чаще используют в качестве жидкого теплоносителя до температуры 280 °С, поскольку его пары токсичны. Предельно допустимая массовая концентрация его паров в помещениях составляет 1 мг/м³. Теплофизические свойства жидкого ДТМ при температуре ниже точки его кипения приведены в табл. 1.40.

Дифенильная смесь (смесь 73,5 % дифенилового эфира и 26,5 % дифенила) представляет собой высококипящую жидкость с температурой кипения 258 °С при атмосферном давлении, обладающую характерным запахом. Температура плавления смеси 12,3 °С. Смесь нетоксична, но взрывоопасна и легко воспламенима, не растворяется в воде. Температура

1.40. Теплофизические свойства жидкого ДТМ при температуре ниже точки его кипения

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	h, кДж/кг	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
20	982,5	1,55	31,0	0,130	5,42	62,5
50	960,0	1,68	82,0	0,125	2,56	32,0
100	924,0	1,78	178,0	0,116	0,976	13,8
150	887,5	1,94	290,0	0,108	0,471	7,39
200	851,0	2,07	414,0	0,104	0,267	4,63
220	829,0	2,13	464,0	0,099	0,224	4,03
240	807,0	2,18	525	0,0965	0,189	3,53
260	785,0	2,24	582,0	0,094	0,163	3,16
280	763,0	2,30	642,0	0,092	0,142	2,85

Примечание. h – удельная энтальпия.

1.41. Теплофизические свойства жидкой дифенильной смеси на линии насыщения

t_s, °С	p_s, МПа	ρ, кг/м³	h, кДж/кг	r, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
20	–	1060	12,6	377	1,58	0,137	4,11	50,0
40	–	1044	46,0	369	1,67	0,134	2,51	33,0
60	–	1028	79,5	360,5	1,72	0,131	1,73	23,0
80	–	1012	115	353	1,80	0,128	1,29	18,5
100	0,0006	995	153	345	1,88	0,125	1,01	15,0
120	0,0017	978	190	337	1,97	0,122	0,822	13,0
140	0,0038	961	232	330	2,06	0,120	0,686	11,3
160	0,0076	945	274	326	2,18	0,116	0,574	10,3
180	0,015	928	318	320	2,26	0,114	0,508	9,4
200	0,025	912	364	314	2,34	0,111	0,446	8,6
220	0,042	896	415	305	2,42	0,108	0,397	8,0
240	0,064	879	465	295	2,55	0,105	0,360	7,6
260	0,105	863	515	287	2,64	0,102	0,326	7,2
280	0,166	845	565	276	2,70	0,100	0,299	6,9
300	0,238	825	626	264	2,76	0,096	0,276	6,5
320	0,332	804	682	250	2,80	0,095	0,259	6,2
340	0,456	783	741	243	2,88	0,091	0,243	6,0
360	0,614	761	800	230	2,93	0,088	0,229	5,8
380	0,811	739	840	220	2,97	0,085	0,218	5,6

Примечание. r – теплота парообразования.

вспышки 111 °С, температура воспламенения 121 °С. Дифенильная смесь может использоваться в жидком и парообразном состояниях до температуры 310 °С. При более высокой температуре наблюдается ее частичное

термическое разложение. Смесь и ее пары не вызывают коррозию металла. Теплофизические свойства жидкой дифенильной смеси на линии насыщения приведены в табл. 1.41.

Минеральные масла относятся к наиболее распространенным и изученным органическим теплоносителям, применяемым при температуре до 200 °С. Основными преимуществами масляных теплоносителей являются их относительно малые стоимость и токсичность, а также доступность. Кроме того, почти все масла имеют низкую упругость паров. Минеральные масла, получаемые путем переработки масляных фракций нефти, состоят в основном из высокомолекулярных углеводородов. Выпускаемые товарные сорта масел состоят преимущественно из нафтено-ароматических соединений. При выборе масла в качестве теплоносителя предпочтительнее масла, в которых преобладают ароматические соединения, менее подверженные окислительным процессам. Важным показателем масел является температура вспышки, которая составляет 220...300 °С. При длительной работе теплообменников с температурой выше 200 °С наблюдается частичное разложение масла, что приводит к осмолению поверхности нагрева и ухудшению теплообмена.

Широкое распространение получило ароматизированное минеральное масло АМТ-300, теплофизические свойства которого приведены в табл. 1.42. Оно используется в диапазоне температур 20...280 °С при условии

1.42. Теплофизические свойства жидкого ароматизированного минерального масла АМТ-300

t, °С	p_s, кПа	ρ, кг/м³	λ, Вт/(м·К)	h', кДж/кг	c_p, кДж/(кг·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
20	2	959	0,120	31,2	1,6	159	2030
40	–	948	0,119	64,0	1,68	44,6	596
60	–	937	0,117	96,5	1,73	16,8	233
80	–	925	0,115	134,5	1,81	8,46	123
100	–	913	0,114	170,0	1,87	5,17	77,6
120	–	901	0,112	208,2	1,94	4,44	53,8
140	0,9	889	0,111	248,0	2,01	2,47	39,7
160	1,3	879	0,108	288,0	2,08	1,77	29,8
180	1,8	863	0,106	330,0	2,14	1,31	22,9
200	2,8	849	0,104	374,0	2,22	1,09	19,9
220	4,2	835	0,102	418,0	2,28	0,91	16,5
240	6,5	822	0,100	462,0	2,34	0,77	15,0
260	10,2	808	0,099	510,0	2,42	0,66	13,1
280	15,8	794	0,095	556,0	2,48	0,57	11,8
300	24,8	781	0,093	612,0	2,53	0,51	10,8
320	30,9	767	0,091	672,0	2,62	0,46	10,1
340	66,6	753	0,088	715,0	2,68	0,41	9,3
360	90,3	740	0,086	770,0	2,73	0,36	8,5

1.43. Теплофизические свойства жидкого тетраксиленоксисилана

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	h, кДж/кг	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
20	1127,8	1,84	36,0	0,123	52,9	890
100	1064,6	2,425	208,0	0,115	3,83	87,2
200	986,8	3,48	504,0	0,106	1,31	42,5
220	969,5	3,72	576,0	0,105	1,15	39,8
240	952,7	3,94	653,0	0,102	1,00	36,8
260	936,1	4,15	734,0	0,100	0,84	32,5
280	918,9	4,40	820,0	0,099	0,72	29,4
300	901,8	4,64	908,0	0,097	0,64	27,4
320	883,5	4,85	1050,0	0,095	0,60	27,0
340	866,2	5,10	1110,0	0,093	0,55	26,1

непрерывного удаления из системы газообразных продуктов разложения. Допустимая массовая концентрация масла в помещениях 5мг/м³.

Поскольку масляные теплоносители обладают рядом существенных преимуществ по сравнению с другими органическими теплоносителями, проводятся исследования по использованию в ТА масел других марок.

В диапазоне температур 0...300 °С могут быть рекомендованы индустриальные масла марок ИС-2 и ИС-45.

Кремнийорганические соединения и неорганические соли также применяют в качестве высокотемпературных теплоносителей. Наиболее термически стойкими являются сложные эфиры ортокремниевой кислоты и их смеси. Кремнийорганические соединения имеют температуру кипения 410...440 °С. Из большого числа кремнийорганических соединений промышленное применение нашли тетраксиленоксисилан (ТКС), соединения марок ПФМС-4 и ПФМС-6 и силиконы Ж № 2 и 3 до температуры 300...320 °С. Получено кремнийорганическое соединение дифеноксидикрезоксисилан (Т-12), имеющее малую стоимость. Этот теплоноситель может использоваться при температуре –18...+350 °С. В табл. 1.43 приведены теплофизические свойства наиболее распространенного кремнийорганического теплоносителя – тетраксиленоксисилана.

Неорганические соли в чистом виде в качестве высокотемпературных теплоносителей не используют. Однако применяют некоторые их сплавы, например, нитрит-нитратную смесь, состоящую из $NaNO_2$ (40 %), $NaNO_3$ (7 %), и KNO_3 (53 %) и имеющую температуру плавления 142 °С. Этот теплоноситель используется в диапазоне температур 150...550 °С. Он отличается малой стоимостью, но имеет существенный недостаток – высокую температуру плавления, что затрудняет эксплуатацию нагревательных установок. При температуре свыше 800 °С нитрит-нитратная смесь термически разлагается, ее необходимо защищать от соприкосновения с воздухом и парами воды. Теплофизические свойства нитрит-нитратной смеси приведены в табл. 1.44.

1.44. Теплофизические свойства нитрит-нитратной смеси

t, °С	ρ, кг/м³	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	h, кДж/кг	$\nu \cdot 10^6$, м²/м	Pr
150	1976	0,440	338	9,05	57,4
200	1934	0,434	410	4,07	25,8
250	1895	0,425	476	2,41	15,3
300	1856	0,392	550	1,66	11,2
350	1819	0,362	620	1,27	9,11
400	1783	0,330	695	1,03	7,91
450	1748	0,298	760	0,973	7,29
500	1715	0,266	835	0,765	7,02
550	1681	0,234	905	0,693	7,0

Жидкометаллические теплоносители используют в ТА специального назначения. Наиболее распространены литий, натрий, калий и их сплавы, свинец и свинцово-висмутовые сплавы. В диапазоне температур −11... +883 °С преимущественно применяют щелочные металлы и их сплавы, которые обладают большой химической активностью, а при контактах с воздухом и водой воспламеняются. Свинец и его сплавы отличаются высокой токсичностью.

Хладагенты и хладоносители. Хладагенты являются рабочими телами холодильных машин и теплоносителями в холодильных конденсаторах, испарителях и других ТА. Хладагент должен быть стабильным, негорючим и взрывобезопасным, хорошо растворять воду и плохо – масло, безвредным для людей.

Наибльшее распространение в качестве хладагента получили такие легкокипящие вещества, как аммиак NH_3, хладон 12 и хладон 22.

Аммиак (NH_3) имеет температуру кипения при атмосферном давлении −33,4 °С, теплоту парообразования 1312,1 кДж/кг, при −15 °С. Смесь аммиака с воздухом при объемной доле аммиака 11...14 % может гореть, а при объемной доле 16...27 % – взрываться. При температуре 260 °С и выше аммиак разлагается. Увлажненный аммиак вызывает коррозию цинка, меди и ее сплавов. Аммиак хорошо растворяется в воде. Массовая доля воды в аммиаке не должна превышать 0,2 %. Масла, применяемые для смазывания компрессоров, в аммиаке не растворяются. Ввиду этого масла попадают в конденсатор и испаритель, осаждаются на их теплопередающих поверхностях и ухудшают теплообмен в аппаратах.

Аммиак токсичен, имеет резкий удушливый запах, но отличается низкой стоимостью. Теплофизические свойства жидкого аммиака на линии насыщения и его насыщенного пара приведены в табл. 1.45 и 1.46.

Хладон 12 (R12, дифтордихлорметан CF_2Cl_2) имеет температуру кипения при атмосферном давлении −29,8 °С, критическую температу-

1.45. Теплофизические свойства жидкого аммиака на линии насыщения

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ', кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
−60	0,2186	713,9	4,37	0,550	0,532	3,02
−50	0,4076	702,2	4,40	0,550	0,456	2,56
−40	0,7156	690,1	4,44	0,550	0,406	2,26
−30	1,194	677,8	4,47	0,549	0,369	2,04
−20	1,902	665,1	4,51	0,547	0,346	1,90
−10	2,911	652,1	4,55	0,544	0,322	1,76
0	4,302	638,6	4,60	0,539	0,298	1,62
10	6,164	624,6	4,65	0,531	0,272	1,49
20	8,592	610,1	4,72	0,520	0,252	1,40
30	11,690	595,0	4,80	0,506	0,235	1,33
40	16,567	579,2	4,90	0,490	0,218	1,26
50	20,338	562,5	5,02	0,474	0,203	1,21
60	26,127	544,8	5,15	0,453	0,189	1,17
70	33,068	525,8	5,32	0,431	0,175	1,14
80	41,068	505,2	5,53	0,404	0,164	1,13
90	51,017	482,3	5,82	0,377	0,152	1,13

1.46. Теплофизические свойства насыщенного пара аммиака

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ'', кг/м³	r, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
−60	0,2186	0,216	1441,0	2,079	0,0176	33,54	0,841
−50	0,4046	0,380	1416,7	2,098	0,0183	19,75	0,859
−40	0,7159	0,643	1390,0	2,135	0,0191	12,27	0,881
−30	1,194	1,038	1360,8	2,192	0,0200	7,392	0,906
−20	1,902	1,607	1329,0	2,271	0,0210	5,400	0,938
−10	2,911	2,402	1294,5	2,374	0,0221	3,779	0,975
0	4,302	3,480	1257,4	2,504	0,0232	2,724	1,021
10	6,164	4,910	1217,8	2,665	0,0245	2,014	1,075
20	8,592	6,770	1175,9	2,862	0,0259	1,523	1,139
30	11,690	9,149	1131,8	3,102	0,0274	1,174	1,215
40	15,567	12,156	1085,5	3,391	0,0291	0,921	1,306
50	20,338	15,921	1037,1	3,742	0,0309	0,732	1,413
60	26,127	20,611	986,2	4,171	0,0329	0,589	1,538
70	33,068	26,445	932,2	4,704	0,0352	0,479	1,693
80	41,309	33,734	873,2	5,386	0,0379	0,392	1,885
90	51,017	42,953	809,0	6,303	0,0408	0,324	2,146

ру 111,5 °С. Пары R12 в 4,2 раза тяжелее воздуха и не имеют запаха. Хладон 12 невзрывоопасен, на воздухе не горит, термически стоек до температуры 400 °С. Обезвоженный хладон инертен по отношению к стали, меди и ее сплавам, мало токсичен, хорошо растворяется в масле и плохо – в воде. Все хладоны, в том числе R12 обладают способностью проникать через различного рода неплотности и даже поры чугуна. Поскольку R12 бесцветен и не имеет запаха, обнаружить его утечку из системы и ТА трудно. Он хорошо растворяет различные органические вещества, в том числе обычную резину. Наличие в хладоне растворенного масла (массовая доля до 1 %) ухудшает интенсивность теплоотдачи при кипении хладона в испарителе на 10...30 %. Теплофизические свойства жидкого хладона 12 на линии насыщения и его насыщенного пара приведены в табл. 1.47 и 1.48.

1.47. Теплофизические свойства жидкого хладона 12 на линии насыщения

t, °С	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ', кг/м³	c_p, кДж/(кг · К)	λ, Вт/(м · К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
–50	0,3919	1546	0,870	0,1003	0,303	4,22
–40	0,6430	1518	0,884	0,0929	0,268	3,88
–30	1,006	1489	0,900	0,0893	0,242	3,63
–20	1,513	1459	0,915	0,0856	0,217	3,38
–10	2,196	1428	0,930	0,0820	0,194	3,14
0	3,091	1396	0,944	0,0783	0,175	2,95
10	4,235	1362	0,960	0,0746	0,161	2,82
20	5,669	1327	0,979	0,0710	0,149	2,73
30	7,435	1291	1,000	0,0673	0,137	2,63
40	9,577	1252	1,028	0,0637	0,127	2,57
50	12,14	1210	1,064	0,0600	0,118	2,54
60	15,19	1165	1,108	0,0563	0,111	2,54
70	18,77	1115	1,173	0,0527	0,101	2,52
80	22,95	1058	1,271	0,0490	0,096	2,64

1.48. Теплофизические свойства насыщенного пара хладона 12

t, °С	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ'', кг/м³	r, кДж/кг	c_p, кДж/(кг · К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м · К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
–60	0,2262	1,566	178,29	0,486	0,628	6,65	0,81
–50	0,3919	2,608	174,35	0,498	0,663	4,12	0,81
–40	0,6430	4,131	170,26	0,519	0,698	2,66	0,82
–30	1,006	6,268	166,00	0,536	0,733	1,80	0,82
–20	1,513	9,169	161,58	0,557	0,779	1,27	0,84
–10	2,196	13,00	156,92	0,582	0,837	0,92	0,83

Продолжение табл. 1.48

t, °С	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ'', кг/м³	r, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
0	3,091	17,96	152,06	0,603	0,896	0,69	0,83
10	4,235	24,28	146,92	0,636	0,977	0,53	0,84
20	5,669	32,20	141,46	0,670	1,070	0,42	0,85
30	7,435	42,08	135,64	0,712	1,175	0,34	0,87
40	9,577	54,34	129,32	0,741	1,268	0,27	0,86
50	12,14	69,58	122,40	0,787	1,384	0,22	0,87
60	15,19	88,63	114,65	0,850	1,535	0,19	0,93

Хладон 22 (R22, дифтормонохлорметан CHF_2Cl) имеет температуру кипения при атмосферном давлении $-40{,}8$ °С, критическую температуру 96 °С. Хладон 22 бесцветен, не имеет запаха, не горит, не взрывоопасен, но более токсичен, чем R12.

При высоких значениях температуры он хорошо растворяется в масле, а при низких имеет ограниченную растворимость. В воде R22 растворяется плохо, но лучше, чем R12. Инертен к металлам. Теплоотдача при кипении и конденсации R22 на 20...25 % выше, чем R12. Хладон 22 широко применяют в крупных, средних и малых холодильных установках с температурой кипения -80 °С и температурой конденсации 40...45 °С. Теплофизические свойства жидкого хладона 22 на линии насыщения и его насыщенного пара приведены в табл. 1.49 и 1.50.

1.49. Теплофизические свойства жидкого хладона 22 на линии насыщения

t, °С	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ', кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
−60	0,3752	1465	1,091	0,1283	2,83	3,52
−50	0,6459	1438	1,097	0,1232	2,69	3,37
−40	1,054	1411	1,105	0,1181	2,47	3,26
−30	1,641	1381	1,116	0,1130	2,34	3,20
−20	2,456	1351	1,130	0,1079	2,24	3,16
−10	3,552	1318	1,148	0,1028	2,15	3,16
0	4,983	1284	1,171	0,0977	2,08	3,20
10	6,811	1249	1,199	0,0926	2,02	3,27
20	9,097	1213	1,232	0,0875	1,98	3,38
30	11,908	1174	1,270	0,0824	1,95	3,53
40	15,315	1133	1,319	0,0772	1,94	3,74
50	19,395	1085	1,395	0,0714	1,94	4,10
60	24,236	1032	1,526	0,0646	–	–
70	29,94	969,9	1,720	0,0565	–	–

1.50. Теплофизические свойства насыщенного пара хладона 22

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ'', кг/м³	r, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
−60	0,3752	1,865	245,4	0,540	0,849	5,14	0,61
−60	0,6459	3,094	239,3	0,553	0,884	3,23	0,62
−40	1,054	4,885	232,9	0,569	0,930	2,15	0,64
−30	1,641	7,402	226,3	0,586	0,965	1,47	0,66
−20	2,456	10,821	219,4	0,603	1,000	1,04	0,68
−10	3,552	15,336	212,1	0,620	1,035	0,763	0,70
0	4,983	21,286	204,3	0,641	1,070	0,563	0,72
10	6,811	28,885	195,9	0,670	1,105	0,424	0,74
20	9,097	38,550	186,89	0,708	1,140	0,329	0,79
30	11,908	50,761	177,1	0,754	1,175	0,253	0,82
40	15,315	66,225	166,2	0,804	1,210	0,199	0,88
50	19,395	85,984	154,0	0,858	–	–	–
60	24,236	111,657	139,9	–	1,279	0,125	–

Хладоносители – жидкости с низкими значениями температуры застывания, предназначены для передачи теплоты от охлаждаемого помещения или среды к холодильной машине. Наиболее часто используют растворы хлористого кальция $CaCl_2$ (температура затвердевания до −55 °С), хлористого натрия NaCl (температура затвердевания до −21 °С), водный раствор этиленгликоля $C_2H_6O_2$ (температура затвердевания до −65 °С), а также ряд высококипящих хладонов. В табл. 1.51 и 1.52 приве-

1.51. Теплофизические свойства водного раствора хлористого кальция

Объемная доля, %	$t_з$, °С	ρ при 15 °С, кг/м³	c_p при 0 °С, кДж/(кг·К)	λ при 0 °С, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^4$, Па·с, при температуре, °С		
					0	−10	−20
0,1	0,0	1000	4,198	0,581	17,74	–	–
4,8	−2,4	1040	3,902	0,570	19,38	–	–
9,4	−5,2	1080	3,632	0,557	21,67	–	–
13,7	−9,1	1120	3,389	0,543	24,81	–	–
17,8	−14,2	1160	3,172	0,530	28,71	45,08	–
21,9	−21,2	1200	3,001	0,510	34,39	53,21	68,80
25,7	−31,2	1240	2,867	0,492	42,53	66,74	84,08
27,5	−38,6	1260	2,806	0,483	48,02	75,17	94,37
29,4	−50,1	1280	2,754	0,474	54,88	86,24	107,79
29,9	−55,0	1286	2,738	0,472	56,84	90,36	111,92
30,3	−50,6	1290	–	0,470	–	–	–

1.52. Теплофизические свойства водного раствора этиленгликоля

Объемная доля, %	$t_з$, °С	ρ при 15 °С, кг/м^2	c_p при 0 °С, кДж/(кг·К)	λ при 0 °С, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^4$, Па·с, при температуре, °С		
					0	−10	−20
4,6	−2	1005	4,1	0,556	2,0	–	
8,4	−4	1010	4,06	0,545	2,3	–	
12,2	−5	1015	3,98	0,535	2,6	–	
16,0	−7	1020	3,90	0,510	2,9	–	
19,8	−10	1025	3,86	0,500	3,2	–	
23,6	−13	1030	3,77	0,487	3,6	5,2	
27,4	−15	1035	3,72	0,476	4,0	5,8	–
31,2	−17	1040	3,64	0,465	4,5	6,8	–
35,0	−21	1045	3,57	0,465	5,0	7,8	–
38,8	−26	1050	3,52	0,453	5,7	8,8	14,5
42,6	−29	1055	3,44	0,441	6,3	9,8	16,4
46,4	−33	1060	3,35	0,429	7,0	11,0	18,5

1.53. Теплофизические свойства фторорганической жидкости ДС-910-1

t, °С	ρ, кг/м^3	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м^2/с
−60	1988	0,986	0,724	32,4
−40	1945	1,009	0,0703	8,91
−20	1901	1,032	0,0681	3,67
0	1855	1,055	0,0660	1,96
20	1808	1,078	0,0639	1,22
40	1758	1,101	0,0617	0,838
60	1707	1,124	0,0596	0,623
80	1650	1,147	0,0574	0,479
100	1599	1,170	0,0553	0,371
120	1544	1,193	0,0532	0,295

дены основные теплофизические свойства водных растворов хлористого кальция и этиленгликоля.

Из фторорганических охлаждающих жидкостей в интервале температур −50... + 100 °С наиболее широко применяют жидкости типа ДС и НК (табл. 1.53 и 1.54).

Энергоносители. Источниками энергии являются нефть и продукты ее переработки, например бензин, дизельное топливо, мазуты, тяжелые моторные топлива, газообразное топливо, в том числе в сжиженном состоянии, синтетическое топливо, а также другие жидкости, которые целесообразно

1.54. Теплофизические свойства фторорганической жидкости НК-83

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с
−60	1895	0,800	0,0704	4,57
−40	1848	0,850	0,0681	2,15
−20	1800	0,900	0,0657	1,25
0	1750	0,950	0,0634	0,825
20	1700	1,000	0,0610	0,587
40	1646	1,050	0,0587	0,442
60	1590	1,100	0,0564	0,348
80	1535	1,150	0,0540	0,282
100	1480	1,190	0,0517	0,236
120	1436	1,240	0,0494	0,201

1.55. Теплофизические свойства дизельных топлив в зависимости от температуры

t, °С	10ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)
0	8495...8515	1,71...1,75	0,116
20	8358...8377	1,84	0,113
40	8230	1,92	0,110...0,111
60	8093...8103	2,01	0,108...0,109
80	7955	2,09	0,105...0,106
100	7818	2,17...2,22	0,103...0,104
120	7671...7681	2,26...2,3	0,101...0,102
140	7532...7543	2,34...2,38	0,097...0,100
160	7396...7406	2,47	0,095...0,097
180	7259	2,55	0,093...0,095
200	7112	2,63...2,68	0,09...0,093
220	6955...6965	2,72...2,76	0,088...0,090
240	6808	2,8...2,84	0,084...0,088

сжигать для получения теплоты. Теплофизические свойства некоторых дизельных топлив приведены в табл. 1.55.

К энергоносителям условно относят смазочные масла ГТУ и ДВС. Теплофизические свойства некоторых смазочных масел и мазутов приведены в табл. 1.56 – 1.64.

В интервале значений температур 40...100 °С свойства этих теплоносителей могут быть аппроксимированы следующими уравнениями:

плотность

$$\rho = a_1 + b_1 t;\ c_p = a_2 + b_2 t;$$

теплопроводность

$$\lambda = a_4 + b_4 t;$$

кинематическая вязкость

$$\nu = \left\{\exp(\exp[a_3 + b_3 \ln(t + 273)]) - 0{,}6\right\} 10^{-6}.$$

1.56. Теплофизические свойства дизельного масла в зависимости от температуры

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^4$, м²/ч	Pr
5	900,5	1,787	0,1283	2600	3,02	–
10	897,6	1,806	0,1280	1520	3,14	19550
15	894,6	1,822	0,1276	960	3,28	13700
20	891,1	1,839	0,1273	620	3,41	8000
25	882,9	1,856	0,1269	405	3,56	5200
30	884,8	1,875	0,1266	280	3,69	3730
35	881,9	1,893	0,1263	190	3,81	2790
40	877,9	1,910	0,1259	135	3,94	1840
45	875,0	1,927	0,1256	110	4,07	1330
50	872,1	1,944	0,1252	76	4,2	1045
55	869,1	1,963	0,1249	57	4,34	820
60	865,2	1,981	0,1255	45	4,45	630
65	862,2	1,998	0,1242	36	4,56	520
70	859,3	2,015	0,1238	29	4,71	413
75	856,7	2,034	0,1235	24,5	4,81	353
80	853,4	2,053	0,1231	20	4,92	290
85	849,5	2,069	0,1228	16,8	5,05	245
90	846,6	2,086	0,1224	14,2	5,19	208
95	843,6	2,103	0,1221	12,4	5,3	184
100	840,7	2,122	0,1217	10,7	5,41	162

Примечание. a – температуропроводность.

1.57. Теплофизические свойства масла МС-20 в зависимости от температуры

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^4$, м²/ч	Pr
5	883,6	1,98	0,135	–	2,71	–
10	880,9	2,01	0,135	2710	2,68	36200
15	878,2	2,025	0,134	1910	2,66	25400
20	875,5	2,045	0,134	1125	2,63	15400
25	872,6	2,06	0,133	815	2,61	10150
30	869,7	2,074	0,133	525	2,59	7300
35	867,0	2,092	0,132	385	2,57	5200
40	864,3	2,108	0,131	268	2,55	3780
45	861,6	2,125	0,130	214	2,53	2600
50	858,9	2,14	0,130	150	2,52	2140

Продолжение табл. 1.57

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг · К)	λ, Вт/(м · К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^4$, м²/ч	Pr
55	856,0	2,14	0,129	120	2,50	1680
60	853,1	2,17	0,129	90,6	2,47	1320
65	850,3	2,19	0,128	74	2,45	1060
70	847,6	2,2	0,128	58,1	2,43	860
75	844,9	2,215	0,127	47,4	2,41	720
80	842,2	2,23	0,127	39,4	2,40	590
85	839,2	2,245	0,127	33,8	2,38	510
90	836,3	2,26	0,126	27,8	2,36	424
95	833,6	2,275	0,126	24,1	2,34	362
100	830,9	2,29	0,126	20,4	2,32	316

1.58. Теплофизические свойства масла МК-22 в зависимости от температуры

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг · К)	λ, Вт/(м · К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^4$, м²/ч	Pr
5	897,6	1,614	0,151	–	3,64	–
10	893,7	1,647	0,151	3883	3,58	39000
15	889,7	1,680	0,149	2820	3,51	26400
20	885,8	1,714	0,148	1514	3,45	15800
25	881,6	1,745	0,147	1080	3,39	10800
30	877,5	1,76	0,1455	691,2	3,34	7450
35	875,1	1,78	0,1445	516,5	3,29	5400
40	872,6	1,806	0,144	342,0	3,23	3810
45	867,4	1,83	0,1425	260	3,18	2730
50	862,3	1,85	0,141	186,2	3,13	2140
55	858,6	1,88	0,140	150,3	3,07	1670
60	854,9	1,901	0,139	110,6	3,02	1320
65	851,2	1,922	0,137	90,0	2,98	1070
70	847,6	1,944	0,1362	63,9	2,93	858
75	843,6	1,966	0,135	55,9	2,88	705
80	839,7	1,988	0,134	46,6	2,84	591
85	835,9	1,995	0,1325	39,8	2,79	497
90	832,1	2,04	0,131	32,3	2,74	424
95	828,4	2,06	0,130	26,1	2,69	371
100	824,7	2,08	0,129	24,0	2,64	327

1.59. Теплофизические свойства трансформаторного масла в зависимости от температуры

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^4$, м²/ч	Pr
5	872,6	1,599	0,1118	49,8	2,88	612
10	869,6	1,622	0,1115	37,9	2,82	484
15	866,6	1,645	0,111	29,5	2,77	382
20	863,6	1,668	0,1106	22,5	2,72	298
25	860,6	1,699	0,1102	18,6	2,67	243
30	857,6	1,73	0,1098	14,7	2,62	202
35	854,7	1,769	0,1094	12,5	2,58	171
40	851,7	1,789	0,1090	10,3	2,53	146
45	848,7	1,817	0,1086	8,9	2,49	129
50	845,7	1,845	0.1082	7,58	2,45	111
55	842,7	1,875	0,1078	6,6	2,31	99,1
60	839,7	1,906	0,1073	5,78	2,37	87,8
65	836,7	1,935	0,1069	5,02	2,33	79,6
70	833,8	1,965	0,1064	4,54	2,29	71,3
75	830,8	1,996	0,1060	4,01	2,26	64,4
80	827,9	2,028	0,1056	3,66	2,22	59,3
85	824,9	2,057	0,1053	3,33	2,19	54,3
90	821,9	2,087	0,105	3,03	2,16	50,5
95	819,0	2,116	0,1045	2,72	2,13	46,7
100	816,0	2,145	0,1039	2,56	2,10	43,9

1.60. Теплофизические свойства веретенного масла АУ в зависимости от температуры

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^4$, м²/ч	Pr
5	873,4	1,812	0,132	93	2,96	1120
10	870,1	1,831	0,1318	74	2,93	906
15	866,7	1,85	0,1314	61	2,90	760
20	863,3	1,869	0,131	49	2,88	615
25	860,3	1,887	0,1308	40,5	2,86	516
30	857,4	1,907	0,1305	32,5	2,83	414
35	854,9	1,925	0,1301	26	2,80	330
40	852,5	1,944	0,1295	21,2	2,77	276
45	848,6	1,96	0,1293	17,6	2,75	224
50	844,6	1,976	0,129	14	2,73	184
55	842,8	1,996	0,1285	11,5	2,69	158
60	840,7	2,016	0,128	9,3	2,66	133
65	837,2	2,031	0,1278	7,6	2,65	108
70	833,8	2,045	0,1274	6,05	2,64	82,5
75	829,9	2,062	0,1267	4,95	2,61	62
80	826,0	2,08	0,126	4,0	2,58	55,6

Продолжение табл. 1.60

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^4$, м²/ч	Pr
85	824,0	2,1	0,1255	3,26	2,56	45,5
90	822,1	2,12	0,125	2,61	2,54	37
95	818,1	2,27	0,1245	2,2	2,52	30
100	814,2	2,158	0,124	1,78	2,5	25,6

1.61. Теплофизические свойства турбинного масла 22 (турбинного Л) в зависимости от температуры

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^4$, м²/ч	Pr
5	887,9	1,796	0,130	–	2,89	3800
10	884,7	1,814	0,130	210	2,86	2600
15	881,5	1,832	0,129	135	2,83	1840
20	878,3	1,85	0,129	96	2,8	1250
25	874,9	1,87	0,129	70	2,78	940
30	871,6	1,89	0,128	53,8	2,76	695
35	868,6	1,905	0,128	45	2,73	550
40	865,7	1,923	0,128	36	2,71	432
45	862,2	1,959	0,128	26,9	2,68	343
50	858,8	1,95	0,127	21,4	2,66	288
55	855,7	1,974	0,127	17,7	2,64	234
60	852,9	1,998	0,127	14,7	2,62	200
65	849,7	2,015	0,126	12,6	2,60	175
70	846,6	2,032	0,126	10,5	2,58	150
75	843,4	2,049	0,125	9,0	2,565	133
80	840,2	2,066	0,124	7,9	2,55	116
85	837,0	2,082	0,124	6,9	2,53	99
90	833,8	2,099	0,124	6,0	2,5	91
95	830,6	2,119	0,123	5,03	2,48	81,5
100	827,5	2,14	0,123	4,75	2,46	72

1.62. Теплофизические свойства турбинного масла 46 (турбинного Т) в зависимости от температуры

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^4$, м²/ч	Pr
5	886,8	1,801	0,1304	1000	3,03	14150
10	883,8	1,818	0,1301	650	3,17	8220
15	880,9	1,835	0,1297	415	3,3	5900
20	877,9	1,851	0,1294	280	3,43	3590
25	875,0	1,868	0,1289	195	3,59	2560
30	871,1	1,889	0,1286	140	3,72	1820

Продолжение табл. 1.62

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^4$, м²/ч	Pr
35	868,1	1,906	0,1282	99	3,85	1340
40	865,2	1,923	0,1279	75	3,97	995
45	862,2	1,939	0,1275	57	4,1	785
50	859,3	1,956	0,1272	45	4,22	602
55	855,4	1,977	0,1268	35	4,37	485
60	852,4	1,994	0,1265	28,4	4,49	388
65	843,6	2,011	0,1261	23,5	4,62	323
70	846,0	2,027	0,1258	19,5	4,74	271
75	843,6	2,044	0,1254	16,5	4,85	232
80	839,7	2,065	0,1251	14	4,97	198
85	836,7	2,082	0,1247	12	5,09	168
90	833,8	2,099	0,1244	10,01	5,24	146
95	830,9	2,120	0,1240	8,3	5,35	129
100	827,9	2,136	0,1237	7	5,46	113,4

1.63. Теплофизические свойства флотского мазута Ф12 в зависимости от температуры

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^4$, м²/ч	Pr
5	920,0	1,765	0,1256	–	2,98	–
10	917,1	1,782	0,1252	1900	3,12	25300
15	914,3	1,80	0,1249	1220	3,24	14000
20	911,1	1,816	0,1246	730	3,45	9180
25	907,9	1,835	0,1243	450	3,53	6950
30	905,1	1,852	0,1239	320	3,65	4430
35	902,2	1,870	0,1236	230	3,78	3060
40	899,2	1,887	0,1232	158	3,89	2215
45	896,2	1,904	0,1229	112	4,01	1620
50	893,2	1,920	0,1226	87	4,14	1250
55	890,3	1,94	0,1222	64	4,28	960
60	887,3	1,956	0,1219	52	4,4	755
65	884,3	1,974	0,1216	40	4,51	590
70	881,4	1,993	0,1212	32,2	4,64	472
75	878,1	2,01	0,1209	26,6	4,75	410
80	875,4	2,028	0,1206	22,2	4,86	368
85	872,4	2,046	0,1203	18,8	4,97	300
90	869,4	2,062	0,1199	15,8	5,11	240
95	866,5	2,08	0,1196	13,9	5,21	208
100	863,4	2,099	0,1192	11,8	3,34	183

1.64. Теплофизические свойства топочного мазута 40 в зависимости от температуры

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^4$, м²/ч	Pr
5	949,1	1,74	0,1217	–	2,93	–
10	946,3	1,758	0,1214	–	3,06	–
15	943,5	1,772	0,1210	8400	3,19	–
20	940,7	1,79	0,1208	4500	3,31	64000
25	938,0	1,808	0,1204	2500	3,46	36000
30	935,1	1,823	0,1201	1500	3,59	21650
35	932,4	1,842	0,1197	980	3,71	14000
40	929,6	1,86	0,1194	650	3,81	9600
45	926,8	1,878	0,1190	455	3,94	6700
50	924,1	1,895	0,1188	320	4,05	4800
55	921,3	1,912	0,1185	230	4,19	3600
60	918,5	1,93	0,1181	170	4,3	2600
65	915,7	1,947	0,1178	128	4,42	1920
70	913,0	1,964	0,1174	95	4,52	1475
75	910,1	1,982	0,1171	77	4,64	1180
80	907,4	2,00	0,1168	60	4,76	945
85	904,6	2,017	0,1165	48,4	4,85	780
90	901,8	2,034	0,1161	39	5,0	628
95	899,0	2,051	0,1160	32,2	5,1	525
100	896,1	2,07	0,1156	27	5,21	440

Значения коэффициентов a_1, a_2, a_3, a_4, b_1, b_2, b_3, b_4 приведены в табл. 1.65.

Вязкость масла зависит не только от температуры, но и от давления. Зависимость кинематической вязкости от давления можно учесть, если ввести в уравнение для определения ν сомножитель $(1 - K_p p)^n$, где K_p – коэффициент, зависящий от вязкости масла; $K_p = 0{,}00002$ для $\nu_{50} < 15 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $K_p = 0{,}00003$ для $\nu_{50} > 15 \cdot 10^{-6}$ м²/с; p – давление в системе, кПа; n – показатель степени, значение которого зависит от ν_{50}.

1.65. Коэффициенты уравнений для определения теплофизических свойств смазочных масел и мазутов

Марка масла, мазута	a_1	b_1	a_2	b_2	a_3	b_3	a_4	b_4
Масло:								
дизельное	903,183	−0,626484	1,76823	$0{,}353627 \cdot 10^{-2}$	24,962344	−4,066000	0,128954	$-0{,}721975 \cdot 10^{-4}$
МС-20	886,714	−0,558681	1,98507	$0{,}305714 \cdot 10^{-2}$	21,770199	−3,48787	0,133923	$-0{,}846153 \cdot 10^{-4}$
МК-22	902,175	−0,779450	1,62654	$0{,}452418 \cdot 10^{-2}$	21,834959	−3,49207	0.153707	$-0{,}249451 \cdot 10^{-3}$
трансформаторное	875,406	−0,594286	1,547000	$0{,}598901 \cdot 10^{-2}$	25,093980	−4,21438	0,112323	$-0{,}831867 \cdot 10^{-4}$
веретенное АУ	876,914	−0,621318	1,75976	$0{,}426484 \cdot 10^{-2}$	19,806937	−3,14090	0,133715	$-0{,}957143 \cdot 10^{-4}$
турбинное 22 (турбинное Л)	890,699	−0,631868	1,78569	$0{,}350769 \cdot 10^{-2}$	26,209880	−4,33922	0,131923	$-0{,}912089 \cdot 10^{-4}$
турбинное 46 (турбинное Т)	889,268	−0,619561	1,77907	$0{,}356594 \cdot 10^{-2}$	25,579370	−4,19462	0,130677	$-0{,}700000 \cdot 10^{-4}$
Мазут:								
флотский Ф12	923,022	−0,595824	1,74469	$0{,}353627 \cdot 10^{-2}$	24,397353	−3,96392	0,125877	$-0{,}662632 \cdot 10^{-4}$
топочный 40	951,930	−0,557252	1,72069	$0{,}348462 \cdot 10^{-2}$	23,909705	−3,83477	0,121923	$-0{,}636264 \cdot 10^{-4}$

1.6. ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТА

ЧАСТНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Наиболее распространены следующие частные показатели эффективности ТА (табл. 1.66).

Общая мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителей,

$\delta P = \delta P_1 + \delta P_2$, где $\delta P_1 = G_{V_1} \Delta p_1$; $\delta P_2 = G_{V_2} \Delta p_2$.

Коэффициент удержания теплоты

$$\epsilon_q = Q_2/Q_1 = 1 - \Delta Q/Q_1,$$

где ΔQ – потери количества теплоты во внешнюю среду при передаче от греющего теплоносителя (Q_1) к нагреваемому (Q_2).

Эксергетический КПД

$$\eta_E = 1 - \Delta E/E_{\text{вх}},$$

где ΔE – потери эксергии вследствие неравновесного теплообмена (конечной разности температур), теплообмена с окружающей средой, продольного теплообмена и гидравлических сопротивлений ТА для обоих теплоносителей; $E_{\text{вх}}$ – сумма эксергий обоих теплоносителей на входе в ТА.

Показатель энергетической эффективности

$$E_F = Q/(\delta P_1 + \delta P_2).$$

Критерий Кирпичева

$$E_K = Q/A_{\text{п}},$$

где $A_{\text{п}}$ – работа на прокачку теплоносителей.

Критерий Глазера (коэффициент мощности)

$$E_{\text{г}} = Q/\delta P_1$$

или

$$E_{\text{г}} = Q/\delta P_2.$$

Энергетический критерий

$$\eta_{\text{эн}} = \alpha_1/\delta P_1.$$

или

$$\eta_{\text{эн}} = \alpha_2/\delta P_2.$$

В отдельных случаях вместо δP_1 или δP_2 в формулах для определения энергетического критерия используют мощность, затраченную на перемещение теплоносителя через единицу площади (1 м^2) теплообменной поверхности.

Приведенный коэффициент мощности

$$\eta_{\text{пр}} = E_{\text{г}}/\Delta t_{\text{ср}}.$$

1.66. Частные показатели эффективности ТА

Параметры работы	Параметры эффективности использования теплоты	Энергетические показатели	Комбинированные показатели	Экономические показатели
1. Тепловой поток Q	1. Тепловая эффективность η	1. Эксергетический КПД η_E	1. Коэффициенты: теплопередачи k; использования массы k_m; использования объема k_V; компактности K_{FV};	1. Капитальные вложения K
2. Масса $m_{\text{ТА}}$	2. Коэффициент удержания теплоты ϵ_q	2. Показатель энергетической эффективности E_F	2. Величины k, k_m и k_V характеризуют интенсивность переноса теплоты на единицу соответственно площади поверхности, массы и объема	2. Цена $Ц_{\text{ТА}}$
3. Масса теплообменного элемента $m_{\text{ТЭ}}$ без корпуса и крышек		3. Критерии: Кирпичева $E_{\text{К}}$; Глазера $E_{\text{Г}}$; энергетический $\eta_{\text{эн}}$		3. Себестоимость $K_{\text{эТА}}$
4. Объем $V_{\text{ТА}}$		4. Приведенный коэффициент $\eta_{\text{пр}}$		4. Эксплуатационные затраты $Э$
5. Объем теплообменного элемента $V_{\text{ТЭ}}$				5. Приведенные затраты $З$
6. Общая мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителей δP				6. Себестоимость передачи теплоты $K_{\text{п.т}}$
7. Ресурс $R_{\text{ТА}}$				7. Годовой экономический эффект $Э_{\text{Г}}$
8. Ресурс между чистками $R_{\text{т}}$				8. Коэффициент экономической эффективности $Э_{\text{К}}$
				9. Народнохозяйственный доход $Д_{\text{н.х}}$

Коэффициенты:
теплопередачи, Вт/(кг · К).

$k = Q/(F\Delta t_{ср})$;

использования массы, Вт/(кг · К),

$k_m = Q/(m_{ТЭ}\Delta t_{ср})$;

использования объема, Вт/(м^3 · К),

$K_y = Q/(V_{ТЭ}\Delta t_{ср})$;

компактности, м^2/м^3,

$k_{FV} = F/V_{ТЭ}$.

Другие комбинированные показатели, например F/Q, $З/Q$ ($З$ – приведенные затраты), $m_{ТА}/Q$, $V_{ТА}/Q$, $\alpha_1/\delta P$, $\alpha_2/\delta P$, менее распространены.

Капитальные вложения K, руб., состоят из капитальных вложений $K_{ТА}$ собственно ТА, стоимости $K_{мТА}$ монтажа ТА, стоимости $K_н$ нагнетательного оборудования, стоимости $K_{мн}$ монтажа нагнетательного оборудования, стоимости $K_{КИП}$ изготовления и монтажа контрольно-измерительных приборов (КИП) и автоматики, стоимости $K_{тн}$ теплоносителей, транспортно-заготовительных расходов.

Для определения $K_{ТА}$ используют следующую зависимость:

$$K_{ТА} = c_т Ц_{ТА} + K_м + K_и + K_{о.ф.м},$$

где $c_т$ – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительские и складские расходы; $Ц_{ТА}$ – цена ТА; $K_м$ – стоимость расконсервации и сборки (монтажа) ТА; $K_и$ – капитальные вложения в изоляцию; $K_{о.ф.м}$ – капитальные вложения в обвязку ТА, фундамент и прочие металлоконструкции.

Цена ТА

$$Ц = K_э + П_э,$$

где $K_э$ – себестоимость изделия, руб., включающая стоимость сырья, основных и вспомогательных материалов за вычетом стоимости отходов, стоимость энергетических средств, заработную плату основных рабочих с отчислениями на социальное страхование, стоимость амортизации, цеховые и общезаводские расходы, внепроизводственные расходы; $П_э$ – прибыль; $П_э = K_э R_э/100$; $R_э$ – рентабельность, %.

В машиностроении при определении себестоимости новых машин применяют укрупненные методы, основанные на регрессионном анализе.

Себестоимость ТА

$$K_{э\,ТА} = b_0 m_{ТА}^{b_1} N_п^{b_2} Г_{к.с}^{b_3} c_{т.о}^{b_4} c_{ун}^{b_5} c_{м.ц}^{b_6} Ц^{b_7}, \qquad (1.9)$$

где $N_{\text{п}}$ – порядковый номер ТА с начала выпуска, нарастающим итогом (учитывает фактор серийности и число лет выпуска); $\Gamma_{\text{к.с}}$ – группа конструктивной сложности; $c_{\text{т.о}}$ – коэффициент технологической оснащенности; $c_{\text{ун}}$ – коэффициент унификации; $c_{\text{м.ц}}$ – удельная металлоемкость по цветным металлам и легированным материалам; $Ч$ – число наименований деталей в ТА; b_0, b_1, ... , b_7 – коэффициенты уравнения логарифмической регрессии.

Цена ТА

$$Ц_{\text{ТА}} = b_0 x_1^{b_1} x_2^{b_2} x_3^{b_3} \dots x_n^{b_n}, \tag{1.10}$$

где x_1, x_2, ..., x_n – технико-экономические параметры, учитываемые в регрессионной модели; b_0, b_1, b_2, ..., b_n – коэффициенты уравнения регрессии, полученные по результатам обработки данных прейскурантов, ценников и других документов на типовое оборудование.

Для установления зависимости типа (1.9) могут быть использованы отчетные калькуляции предприятий–изготовителей основных типоразмеров ТА за несколько лет. Для кожухотрубных ТА химической промышленности получены следующие уравнения

ТА с жесткой трубной решеткой

$$Ц_{\text{ТА}} = 4{,}44 L^{-0{,}03} F^{0{,}0797} m_{\text{ТА}}; \tag{1.11}$$

ТА с плавающей головкой при $F < 50$ м^2

$$Ц_{\text{ТА}} = 8{,}62 F^{0{,}1555} m_{\text{ТА}}^{0{,}6338}, \tag{1.12}$$

ТА с плавающей головкой при $F = 50 \dots 200$ м^2

$$Ц_{\text{ТА}} = 2{,}84 F^{0{,}1215} m_{\text{ТА}}^{0{,}7628}, \tag{1.13}$$

где L – длина труб ТА.

При анализе подобных уравнений нет необходимости искать физический смысл, анализируя знаки коэффициентов b_1, b_2, ..., b_n, так как между многими факторами возможна тесная линейная связь (парная корреляция). Примером может служить "необъяснимый" с физической точки зрения знак показателя фактора L, если не учитывать, что все три фактора модели (1.11) между собой имеют тесную линейную связь.

Уравнения (1.11) – (1.13) характеризуются средней квадратической погрешностью $s_{\text{A}} < 2$ % (отклонение расчетного значения цены от прейскурантного не должно превышать 10 %).

Цена лопастных насосов с подачей $G_V > 10$ м^3/ч

$$Ц_{\text{л.н}} = 7{,}17 G_V^{0{,}5118} H^{0{,}6996}, \tag{1.14}$$

где H – напор, м.

Уравнение (1.14) характеризуется средней квадратической погрешностью 16,9 %. Более точное описание получают с помощью моделей полиномиального типа, включающих в свой состав квадратичные члены и взаимодействия.

Эксплуатационные затраты, руб./год, определяют в каждой отрасли машиностроения по своей методике в зависимости от специфических условий производства и эксплуатации ТА. Чаще всего эксплуатационные затраты рассчитывают по уравнению

$$Э = (K_{ТА} + K_{м.ТА})(a_{ТА} + p_{ТА}) + (K_{н} + K_{м.н})(a_{н} + p_{н}) +$$

$$+ K_{КИП}(a_{КИП} + p_{КИП}) + P_{н}K_{э}\tau_{ТА} + K_{пт} + K_{п} + K_{н.р}, \qquad (1.15)$$

где $a_{ТА}$, $a_{н}$ и $a_{КИП}$ – амортизационные отчисления на капитальные затраты на ТА, нагнетательное оборудование и контрольно-измерительные приборы (КИП); $p_{ТА}$, $p_{н}$ и $p_{КИП}$ – расходы на текущий ремонт того же оборудования и приборов; $P_{н}$ – суммарная мощность нагнетателей; $K_{э}$ – стоимость энергии на привод вспомогательного оборудования; $\tau_{ТА}$ – число часов работы оборудования в году; $K_{п.т}$ – стоимость пополнения теплоносителей; $K_{п}$ – основная и дополнительная заработная плата обслуживающего персонала; $K_{н.р}$ – косвенные накладные расходы.

Уравнение (1.15) усложняют детальным расчетом затрат на текущий и капитальный ремонт, убытков от простоя аппаратов в период ремонта и очистки и т.д. Если проектируемые ТА предназначены для функционирования в составе обслуживающих какое-либо устройство или установку систем, например, маслоохладители ДВС, ГТУ и паровых турбин, то уравнение (1.15) упрощается. Это объясняется тем, что составляющие, например, $K_{м\,ТА}(a_{ТА} + p_{ТА})$, $(K_{н} + K_{м.н})(a_{н} + P_{н})$, $K_{КИП}(a_{КИП} + p_{КИП})$, $K_{п.т}$, $K_{п}$ и $K_{н.р}$, обычно учитывают при определении эксплуатационных расходов обслуживаемого устройства или установки.

Приведенные затраты, руб./год,

$$З = К/\tau_{н.о} + Э,$$

где $\tau_{н.о}$ – нормативный срок окупаемости капитальных вложений в ТА; $\tau_{н.о} = 1/K_{н.э}$; $K_{н.э}$ – нормативный коэффициент экономической эффективности. В различных отраслях машиностроения принимают $\tau_{н.о}$ равным 6,66; 8 или 10 лет ($K_{н.э}$ равен 0,15; 0,125 и 0,1 1/год).

Себестоимость передачи теплоты $К_{п.т}$, руб./год, применяют для оценки совершенства очень мощных ТА, имеющих важное значение в инфраструктуре предприятия. В себестоимость передачи теплоты входят все годовые затраты, которые прямо или косвенно связаны с функционированием ТА. При укрупненном анализе выделяют следующие статьи затрат:

стоимость энергии на привод нагнетателей (насосов), на электроснабжение КИП и автоматики;

основная и дополнительная заработная плата обслуживающего ТА персонала, а также отчисления на социальное страхование;

амортизационные отчисления;

затраты на текущий ремонт ТА и нагнетательного оборудования;

прочие затраты (на охрану труда, учебу персонала, командировки, штрафы и т.п.).

Годовой экономический эффект, руб./год,

$$Э_г = (Э_1 + K_1/\tau_{н.о}) - (Э_2 + K_2/\tau_{н.о})$$

или

$$Э_г = З_1 - З_2,$$

где индексы 1 и 2 относятся к двум сравниваемым вариантам ТА.

Коэффициент экономической эффективности, 1/год,

$$Э_к = (Ц_г - K_{п.т})/K,$$

где $Ц_г$ – оптовая цена годового выпуска продукции (без налога с оборота), руб/год.

Народнохозяйственный доход (прибыль), руб./год,

$$Д_{нх} = (И_д И_к Ц - K_{п.т}) - E_ф K,$$

где $И_д$ – индекс дефицитности (поправка на конъюнктуру); $И_к$ – индекс качества; $E_ф$ – плата за фонды.

Перечисленные показатели эффективности могут быть использованы при проектировании как критерии оптимальности. В химической, нефтегазовой промышленности и иногда в теплоэнергетике при выборе наилучшего варианта из серийно выпускаемой продукции предпочтение отдается экономическим показателям, в частности приведенным затратам. В других отраслях машиностроения экономические показатели применяют реже, что объясняется трудностями оценки эксплуатационных затрат и небольшими сериями выпуска постоянно улучшаемой теплообменной аппаратуры.

КОМПЛЕКСНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ

При неавтоматизированном проектировании одновременно анализируют несколько частных показателей эффективности, а решения принимают с учетом накопленного опыта. Внедрение САПР предполагает формализацию многих элементов проектных разработок, в том числе и инженерного опыта. Это относится к анализу многокритериальных задач, наилучшее решение которых представляет собой определенным образом обоснованный компромисс между частными показателями эффективности. С математической точки зрения таким решением может быть вектор

многомерного пространства (комплексный показатель), координатами которого являются частные показатели, или, что одно и то же, свертка частных критериев, которая может быть осуществлена различными способами.

Подготовка частных показателей эффективности к свертке. Поскольку часть рассмотренных выше показателей эффективности при проектировании необходимо минимизировать, а оставшиеся – максимизировать, во избежание разработки специальных методов оценки комплексного показателя (КП) во многих САПР частные показатели приводят к единой шкале оценок. Наиболее распространены шкалы оценок, градуированные от нуля до 100, от нуля до 10 и от нуля до единицы. Если обозначить приведенные (шкалированные) частные показатели u_i, то $u_i = 0$ соответствует полностью неприемлемому варианту, а $u_i = 100$, $u_i = 10$ или $u_i = 1$ – идеальному с точки зрения данного критерия варианту.

Шкалирование частных показателей осуществляют путем сравнения тем или иным способом значений рассматриваемых показателей с эталонными. Эталонные значения показателей эффективности U_i^* могут быть регламентированы ГОСТами, нормативными документами, выявлены путем экспертных оценок на основе анализа предыдущего опыта проектирования или достижений в других отраслях промышленности. Иногда в качестве эталонных выбирают показатели базового образца изделия, которое выпускается в настоящее время и в будущем должно быть заменено проектируемым.

Самый простой способ шкалирования основан на принципе деления масштабируемых показателей на эталонные и наоборот:

$$u_i = U_i/U_i^* \tag{1.16}$$

или

$$u_i = U_i^*/U_i. \tag{1.17}$$

Формула (1.16) применяется в случае, когда частный показатель U_i необходимо максимизировать, а формула (1.17) – в случае, когда частный показатель U_i следует минимизировать (например, потери давления).

Недостатком способа является довольно большая вероятность получить значение безразмерного (шкалированного) показателя больше единицы, что требует введения в программы логических ограничений. Устранить этот недостаток можно путем шкалирования с помощью экспоненциальных функций (рис. 1.33). Если эталонное значение показателя U_i^* является оптимальным, а все другие значения показателя u_i, большие или меньшие U_i^*, свидетельствуют об ухудшении рассматриваемого свойства (качества), то применяют функцию шкалирования, описываемую уравнением (рис. 1.33, *а*),

$$u_i = \exp[-(|v|)^n], \tag{1.18}$$

где n – любое число [(см. формулу (1.22)]; $|v|$ – модуль величины v.

Если шкалируемый показатель U_i может иметь значения, превосходящие эталонное, например, $\Delta p_1 < \Delta p_1^*$ или $k_m > k_m^*$, то целесообразно применять функцию шкалирования, описываемую уравнением (рис. 1.33, *б*)

$$u_i = \exp[-\exp(-v)]. \tag{1.19}$$

В уравнениях (1.18) и (1.19) величина v – детерминированный эквивалент показателя.

Для нахождения значеий v обязательно использование метода экспертных оценок со следующей шкалой оценок u_i.

$0 < u_i \leqslant 0{,}2$	Очень плохо
$0{,}2 < u_i \leqslant 0{,}37$	Плохо
$0{,}36 < u_i \leqslant 0{,}63$	Удовлетворительно
$0{,}63 < u_i \leqslant 0{,}8$	Хорошо
$0{,}8 < u_i \leqslant 1{,}0$	Отлично

Диапазон значений $0{,}8 < u_i \leqslant 1$ может быть разбит на два интервала: очень хорошо $0{,}8 < u_i \leqslant 0{,}9$; отлично $0{,}9 < u_i \leqslant 1$.

Задача экспертной комиссии состоит в том, чтобы на основе практического опыта экспертов установить соответствие перечисленных оценок значениям частного показателя U_i.

Преобразование значений шкалируемого по формуле (1.19) показателя осуществляется в такой последовательности. Вначале рассчитываются значения v, соответствующие выбранным реперным точкам шкалы

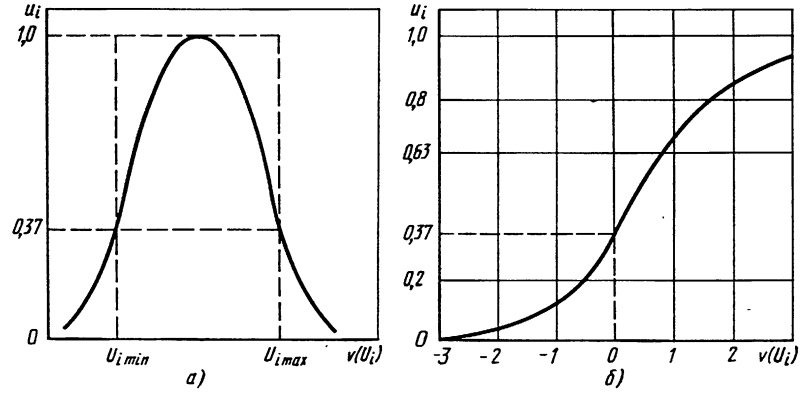


Рис. 1.33. Экспоненциальные функции шкалирования:
а – для двусторонних границ показателей; *б* – для односторонних границ показателей

оценок, например $u_{i1} = 0{,}2$; $u_{i2} = 0{,}63$; $u_{i3} = 0{,}8$; $u_{i4} = 0{,}99$, по формуле

$$v_j = -[\ln(-\ln u_{ij})],$$

где j — порядковый номер точки шкалы оценок; $j = 1,2, ..., N$; в данном случае $N = 4$.

Далее обрабатываются результаты экспертных оценок и устанавливаются значения показателя U_{ij}, соответствующие значениям v_j. Например, пусть ожидается изменение $u_i = 100...280$. Эталонное значение показателя $U_i^* = 245$.

При обработке экспертных оценок получены следующие данные.

j	1	2	3	4
u_{ij}	0,20	0,63	0,80	0,99
v_j	−0,476	0,772	1,500	4,600
U_{ij}	100	200	220	245

Достижение эталонного значения частного показателя оценивается баллом, близким к единице (0,99). Если будут получены значения показателя U_i, которые больше эталонных U_i^* (например, $U_i = 260$), то значение шкалированного показателя u_i будет близко к эталонной оценке 0,99, но никогда не превысит единицы.

Поскольку шкала U_{ij} получается неравномерной и требует формализации обращения к ней при САПР, формализованное соответствие значений v и U_i устанавливают с помощью полинома порядка $(N - 1)$. Для примера $(N - 1) = 3$, т.е.

$$v = b_0 + b_1 U_i + b_2 U_i^2 + b_3 U_i^3. \qquad (1.20)$$

Значения коэффициентов b_0, b_1, b_2, ..., b_{N-1} получают из решения системы N уравнений, линейных относительно $b_0, b_1, b_2, ..., b_{N-1}$. В первое уравнение вместо U_i [см. формулу (1.20)] подставляется значение U_{i1}, во второе — U_{i2} и, наконец, в N-е — U_{iN}. Для решения полученной таким образом системы линейных уравнений в программах целесообразно использовать одну из модификаций метода Гаусса.

В случае применения функции шкалирования (1.18) формула преобразования имеет вид

$$v = \frac{2U_i - (U_{i\max} - U_{i\min})}{U_{i\max} - U_{i\min}}, \qquad (1.21)$$

где $U_{i\max}$ и $U_{i\min}$ — граничные значения показателя, начиная с которых при возрастании или убывании оценка показателя по выбранной шкале становится плохой (см. рис. 1.33, *а*). Значения показателя $U_{i\max}$ и $U_{i\min}$ определяют методом экспертных оценок.

Показатель степени в уравнении (1.18)

$$n = \frac{\ln(\ln \frac{1}{u_i^*})}{\ln|v^*|}, \qquad (1.22)$$

где u_i^* – эталонное шкалированное значение рассматриваемого показателя; v^* – преобразованное по формуле (1.21) эталонное значение детерминированного эквивалента показателя.

Рассчитанные по уравнениям (1.16) и (1.17) шкалированные частные показатели u_i, значения которых находятся в диапазоне 0...1,0, затем объединяют в комплексные показатели с учетом приоритета тех или иных критериев.

Кроме функций, описываемых уравнениями (1.16) – (1.19), могут использоваться функции шкалирования параболической линейной или гиперболической формы. На рис. 1.34 показаны параболическая и линейная функции шкалирования на примере шкалирования потерь давления Δp_1 и Δp_2. Методы шкалирования могут основываться на принципе деления на равные части вероятности распределения показателей и т.д. Общим для всех методов шкалирования является использование в той или иной мере метода экспертных оценок. С одной стороны, вносится элемент субъективизма в обоснование принимаемых решений, а с другой – экспертные оценки – это результат инженерного опыта, использование которого в САПР так же необходимо, как применение современных математических методов. Следует отметить, что субъективные экспертные оценки используются только на стадии разработки методики обоснования решений, в результате все анализируемые с помощью комплексных критериев варианты оказы-

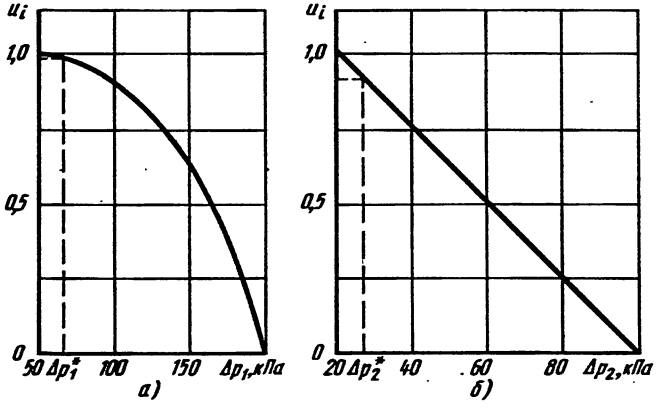


Рис. 1.34. Функции шкалирования:
а – параболическая; *б* – линейная

ваются в одинаковых условиях сравнения. С математической точки зрения экспертные оценки составляют суть гипотезы, которая принимается при проектировании для обоснования компромисса между отдельными частными показателями эффективности. Гипотезы такого рода являются результатом обобщения инженерного опыта и традиций проектирования.

СПОСОБЫ ПОСТРОЕНИЯ КП

Все КП строят на основе использования шкалированных частных показателей эффективности и коэффициентов g_i весомости, с помощью которых учитывается различная значимость (важность) частных критериев (табл. 1.67). Для определения коэффициентов весомости применимы как научно обоснованные аналитические методы, так и методы экспертных оценок.

Из аналитических методов наиболее объективным является метод регрессионных зависимостей. Он применяется в том случае, если есть возможность сбора статистических данных по влиянию отдельных частных показателей на комплексный критерий. Для повышения достоверности расчета коэффициентов весомости число точек плана (зафиксированных вариантов изменения частных показателей и комплексного критерия) должно быть в 3 – 6 раз больше числа факторов (частных показателей эффективности).

Метод регрессионных зависимостей, как и стоимостные методы и метод эквивалентных отношений, можно использовать только если при каждом изменении частных показателей можно оценить экспериментальным или расчетным путем КП, который выступает в данном случае как целевая функция. КП при этом должен иметь физический смысл и не может быть описан уравнениями (1.23) – (1.26).

Метод предельных значений базируется на уравнениях (1.23) – (1.26). Для расчета коэффициентов g_i весомости нужно оценить номинальное и предельно допустимое значения каждого частного показателя. Шкалировать частные показатели при этом необязательно. Формулы для определения коэффициентов g_i весомости по методу предельных значений приведены в табл. 1.67. В качестве номинальных значений показателей $U_i^{\text{н}}(u_i^{\text{н}})$ правильнее всего выбрать эталонное значение $U_i^*(u_i^*)$ или близкое к нему. Предельно допустимые значения показателей $U_i^{\text{п}}(u_i^{\text{п}})$ принимают равными тем граничным значениям, которые отделяют область допустимых значений U_i (u_i) от области недопустимых значений частных показателей. Таким образом, метод предельных значений, хотя и является аналитическим, предполагает использование экспертных оценок для выбора значений $U_i^{\text{п}}$ $(u_i^{\text{п}})$.

Методы экспертных оценок определения коэффициентов весомости.

1.67. КП, используемые для оценки качества изделий, и коэффициенты весомости, определяемые по уравнениям

Уравнения	(1.23)	(1.24)	(1.25)	(1.26)
КП в случае ненормированных коэффициентов g_i весомости	$\frac{g_1u_1 + g_2u_2 + \ldots + g_Nu_N}{g_1 + g_2 + \ldots + g_N} = \frac{\sum_{i=1}^{N} g_iu_i}{\sum_{i=1}^{N} g_i}$	$\sqrt[\sum g]{u_1^{g_1}u_2^{g_2}\ldots u_N^{g_N}} = \sqrt[\sum g]{\prod_{i=1}^{N} u_i^{g_i}}$	$\frac{g_1 + g_2 + \ldots + g_N}{\frac{g_1}{u_1} + \frac{g_2}{u_2} + \ldots + \frac{g_N}{u_N}} = \frac{\sum_{i=1}^{N} g_i}{\sum_{i=1}^{N} \frac{g_i}{u_i}}$	$\sqrt[m]{\frac{g_1u_1^m + \ldots}{g_1}} \ldots \frac{\ldots + g_2u_2^m + \ldots + g_Nu_N^m}{g_1 + g_2 + \ldots + g_N} = \sqrt[m]{\frac{\sum_{i=1}^{N} g_iu_i^m}{\sum_{i=1}^{N} g_i}}$
То же, в случае нормированных коэффициентов $\sum_{i=1}^{N} g_i = 1$ весомости	$g_1u_1 + g_2u_2 + \ldots + g_Nu_N = \sum_{i=1}^{N} g_iu_i$	$u_1^{g_1}u_2^{g_2}\ldots u_N^{g_N} = \prod_{i=1}^{N} u_i^{g_i}$	$\left[\frac{g_1}{u_1} + \frac{g_2}{u_2} \ldots + \frac{g_N}{u_N}\right]^{-1} = \left(\sum_{i=1}^{N} \frac{g_i}{u_i}\right)^{-1}$	$\sqrt[m]{g_1u_1^m + g_2u_2^m + \ldots} \ldots + g_Nu_N^m = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^{N} g_iu_i^m}$

То же, в случае, когда коэффициенты весомости $g_1 = g_2 = \ldots = 1$	$\dfrac{u_1 + u_2 + \ldots + u_N}{N} = \dfrac{\sum\limits_{i=1}^{N} u_i}{N}$	$\sqrt[N]{u_1 u_2 \ldots u_N} = \sqrt[N]{\prod\limits_{i=1}^{N} u_i} = \prod\limits_{i=1}^{N} u^{1/N}$	$\dfrac{N}{\frac{1}{u_1} + \frac{1}{u_2} + \ldots + \frac{1}{u_N}} = \dfrac{N}{\sum\limits_{i=1}^{N} \frac{1}{u_i}}$	$\sqrt[m]{\dfrac{u_1^m + u_2^m + \ldots + u_N^m}{N}} = \sqrt[m]{\dfrac{\sum\limits_{i=1}^{N} u_i^m}{N}}$
Коэффициенты весомости g_i	$\dfrac{(U_i^{\text{П}} - U_i^{\text{Н}})^{-1}}{\sum\limits_{i=1}^{N} (U_i^{\text{П}} - U_i^{\text{Н}})^{-1}}$	$\dfrac{\lg(U_i^{\text{П}}/U_i^{\text{Н}})}{\sum\limits_{i=1}^{N} \lg(U_i^{\text{П}}/U_i^{\text{Н}})}$	$\dfrac{(U_i^{\text{П}} U_i^{\text{Н}})(U_i^{\text{П}} - U_i^{\text{Н}})^{-1}}{\sum\limits_{i=1}^{N} (U_i^{\text{П}} U_i^{\text{Н}})(U_i^{\text{П}} - U_i^{\text{Н}})^{-1}}$	$\dfrac{(U_i^{\text{П}m} - U_i^{\text{Н}m})^{-1}}{\sum\limits_{i=1}^{N} (u_i^{\text{П}m} - u_i^{\text{Н}m})^{-1}}$

[1] Показатель степени m – любое целое число. При $m=2$ получается средняя квадратическая оценка.

На основе согласованных экспертных оценок частные показатели эффективности ранжируют по важности: коэффициент весомости g_1 самого важного показателя, g_2 менее важного и т.д.

При использовании метода попарных сравнений по результатам экспертных оценок устанавливают соотношения близких значений коэффициентов весомости, например: $g_1/g_2 = 1{,}15$; $g_2/g_3 = 1{,}2$; $g_3/g_4 = 1{,}4$ и т.д. Затем все i-е коэффициенты выражают через какой-либо один, например: $g_1 = 1{,}15 \cdot 1{,}2g_3$; $g_2 = 1{,}2g_3$; $g_4 = g_3/1{,}4$, и полученные функции подставляют в условие нормировки $\sum_{i=1}^{N} g_i = 1$.

При применении метода задания закона снижения коэффициентов весомости после ранжирования частных показателей эксперты рекомендуют принять тот или иной закон снижения – степенной, линейный, экспоненциальный и т.п. Для первых двух случаев коэффициенты весомости рассчитывают по формулам

$$g_i' = i \cdot 2^{1-i}; \tag{1.27}$$

$$g_i' = 1 - (i-1)/N, \tag{1.28}$$

где g_i' – ненормированные коэффициенты весомости; i – порядковый номер коэффициента весомости, соответствующий рангу частного показателя.

Нормирование коэффициентов весомости выполняют по формуле

$$g_i = g_i' \Big/ \sum_{i=1}^{N} g_i'.$$

Усложненные стратегии построения КП. Они включают смешанную, альтернативную и конфигурационную стратегии.

Смешанная стратегия использует сильные стороны линейной [см. уравнение (1.23)] и конъюнктивной [см. уравнение (1.24)] стратегий построения КП. В смешанной стратегии

$$\text{КП} = g_1 \sqrt[J]{u_1 u_2 \dots u_j} + g_2 \sqrt[I]{u_{j+1} u_{j+2} \dots u_I} + \dots, \tag{1.29}$$

где J – число показателей одинаковой важности первого ранга; I – то же, второго ранга; $J + I + \dots = N$. Одинаковая важность принимается в том случае, когда значения $u_1, u_2, \dots, u_j$ регламентированы ГОСТом, а значения $u_{j+1}, u_{j+2}, \dots, u_I$ определены по физическому смыслу или по экспертным оценкам как одинаково влияющие на КП.

Альтернативная стратегия позволяет выбрать варианты, характеризующиеся высоким значением хотя бы одного частного показателя. Неко-

торое приближение к альтернативной стратегии дает гиперболическая функция

$$КП = \prod_{i=1}^{N} \left(\frac{1}{\sum_{i=1}^{N} u_j + 1 - u_i} \right) g_i .$$

Значения КП быстро возрастают, особенно при одинаковых коэффициентах весомости, если хотя бы один из показателей u_i достигает высокого значения.

Конфигурационная стратегия отличается учетом взаимодействий между частными показателями эффективности. Выбор того или иного частного показателя и его коэффициента весомости в значительной мере зависит от конфигурации (формы построения и взаимосвязи) остальных частных показателей. Применение конфигурационной стратегии построения КП позволяет более целостно характеризовать объект. Некоторое приближение к конфигурационной стратегии дает модель

$$КП = \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=1}^{N} g_{ij} u_i u_j, \qquad (1.30)$$

где $i < j$.

Определение коэффициентов весомости g_{ij} наиболее просто осуществить методом регрессионных зависимостей.

2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ТА

2.1. ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ЕЕ ФУНКЦИИ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ

Основные уравнения теории рекуперативных ТА следующие: уравнение теплопередачи

$$dQ = k\Delta t dF; \qquad (2.1)$$

уравнение баланса тепловых потоков

$$dQ = G_1 c_{p1} dt_1 \epsilon_{q1} = G_2 c_{p2} dt_2 \epsilon_{q2} = W_1 dt_1 \epsilon_{q1} = W_2 dt_2 \epsilon_{q2}, \qquad (2.2)$$

или

$$dQ = G_1 \epsilon_{q1} dh_1 = G_2 \epsilon_{q2} dh_2, \qquad (2.3)$$

где dQ – элементарный тепловой поток, передаваемый от греющего теплоносителя к нагреваемому через элемент площади dF поверхности теплопередачи, Вт; dt_1 и dh_1 – изменение соответственно температуры и удельной энтальпии греющего теплоносителя в пределах элемента площадью dF, °С и Дж/(кг · К); dt_2 и dh_2 – то же, для нагреваемого теплоносителя.

Коэффициент теплопередачи k и температурный напор Δt в пределах элемента площадью dF считают постоянными, но по поверхности теплопередачи аппарата их значения могут изменяться существенно. Коэффициенты ϵ_{q1} и ϵ_{q2} редко бывают меньше 0,95...0,98, при выводе теоретических соотношений обычно принимают $\epsilon_{q1} = \epsilon_{q2} = 1$.

Проинтегрировав уравнения (2.1) – (2.2) по поверхности теплопередачи, получим

$$Q = \bar{k}F\Delta t_{\text{ср}}; \tag{2.4}$$

$$Q = W_1(t_1' - t_1'')\epsilon_{q1} = W_2(t_2'' - t_2')\epsilon_{q2}; \tag{2.5}$$

$$Q = G_1(h_1' - h_1'')\epsilon_{q1} = G_2(h_2'' - h_2')\epsilon_{q2}, \tag{2.6}$$

где F – площадь поверхности теплопередачи ТА, к которой отнесен средний для всего ТА коэффициент $\bar{k}$ теплопередачи; h_1' и h_1'' – удельные энтальпии греющего теплоносителя на входе в аппарат и на выходе из него; h_2' и h_2'' – то же, для нагреваемого теплоносителя.

Функции полных теплоемкостей массовых расходов и безразмерные комплексы. При выполнении тепловых расчетов используют следующие функции полных теплоемкостей массовых расходов:

$$A = W_{\min}/W_{\max} = \Delta t_{\min}/\Delta t_{\max}; \tag{2.7}$$

$$R = W_{\max}/W_{\min} = \Delta t_{\max}/\Delta t_{\min}; \tag{2.8}$$

$$A^{\circ} = W_2/W_1 = (t_1' - t_1'')/(t_2'' - t_2'), \tag{2.9}$$

а также безразмерные комплексы

$$P = \Delta t_{\min}/(t_1' - t_2'); \tag{2.10}$$

$$S = k/W_{\min}. \tag{2.11}$$

Число S единиц переноса теплоты – один из важнейших параметров, характеризующих интенсивность переноса теплоты в ТА. Чем больше значение S, тем больший тепловой поток имеет аппарат.

Величины A, R и P для охладителей и нагревателей различны, например:

для нагревателей

$$A = \frac{W_2}{W_1} = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}; \quad R = \frac{W_1}{W_2} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''}; \quad P = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'};$$

для охладителей

$$A = \frac{W_1}{W_2} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''}; \quad R = \frac{W_2}{W_1} = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}; \quad P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}.$$

Таким образом, для нагревателей $A = A^\circ$, а для охладителей $A^\circ = R$.

ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Тепловой эффективностью η называют отношение теплового потока Q рассматриваемого аппарата к тепловому потоку $Q_{\text{ид}}$, который может передать греющий теплоноситель в идеальных условиях, т.е. в случае бесконечно большого коэффициента теплопередачи в рассматриваемом аппарате или в случае передачи теплоты в теплообменнике с бесконечно большой площадью поверхности теплопередачи. При $\epsilon_{q_1} = \epsilon_{q2} = 1$ тепловая эффективность

$$\eta = \frac{Q}{Q_{\text{ид}}} = \frac{W_1(t_1' - t_1'')}{W_{\min}(t_1' - t_2')} = \frac{W_2(t_2'' - t_2')}{W_{\min}(t_1' - t_2')}.$$

Принято, что в идеальном теплообменнике греющий теплоноситель характеризуется наименьшим значением теплоемкости $W_{\min}$ массового расхода и имеет максимально возможный перепад температур. Даже в случае равновесного теплообмена без потерь энергии греющий теплоноситель не может охладиться ниже температуры t_2' на входе нагреваемого теплоносителя, поэтому

$$Q_{\text{ид}} = W_{\min}(t_1' - t_2').$$

Соотношение между полными теплоемкостями массовых расходов теплоносителей устанавливают в зависимости от функционального назначения аппарата. В нагревателях требуется получить как можно большую разность температур нагреваемого теплоносителя $\Delta t_{\max} = t_2'' - t_2'$, поэтому для нагревателей $W_2 \leqslant W_1$ и $W_{\min} = W_2$. В охладителях, наоборот, требуется обеспечить наибольшее охлаждение греющего теплоносителя и получить как можно большую разность температур $\Delta t_{\max} = t_1' - t_1''$, поэтому $W_1 \leqslant W_2$ или $W_{\min} = W_1$.

С учетом изложенного тепловая эффективность

$$\eta = \Delta t_{max}/(t_1' - t_2'), \tag{2.12}$$

где для нагревателей $\Delta t_{max} = t_2'' - t_2'$, а для охладителей $\Delta t_{max} = t_1' - t_1''$.

Функции тепловой эффективности. Эффективность охлаждения

$$\Phi = (t_1' - t_1'')/(t_1' - t_2'); \tag{2.13}$$

Эффективность нагрева

$$Z = (t_2'' - t_2')/(t_1' - t_2'). \tag{2.14}$$

Выражения (2.13), (2.14) и (2.9) используются при расчете неизвестных концевых температур. Предварительно необходимо определить тепловую эффективность ТА. Для этого применяют приведенные ниже зависимости, полученные в результате совместного решения уравнений (2.1) и (2.2) с граничными условиями для данной схемы тока при следующих допущениях:

течение теплоносителей и температурный режим являются установившимися;

агрегатное состояние теплоносителей не изменяется;

теплоемкости теплоносителей и коэффициент теплопередачи являются постоянными величинами и не зависят от пространственной координаты и температуры;

тепловые потери во внешнюю среду малы и ими можно пренебречь $(\epsilon_{q1} = \epsilon_{q2} = 1)$.

Уравнения для определения тепловой эффективности (табл. 2.1).

2.1. Уравнения для определения тепловой эффективности при различных схемах тока

Схема тока	Уравнение
Противоток	$\eta = \dfrac{1 - \exp[-S(1-A)]}{1 - A\exp[-S(1-A)]}$; (2.15)
	при $A = 1$ $\eta = S/(1+S)$ (2.16)
Прямоток	$\eta = \dfrac{1 - \exp[-S(1+A)]}{1+A}$ (2.17)
Однократный перекрестный ток:	
оба теплоносителя абсолютно не перемешаны	$\eta = 1 - \exp\left\{[\exp(-S^{0,78}A) - 1]RS^{0,22}\right\}$ (2.18)
оба теплоносителя идеально перемешаны	$\eta = S\left[\dfrac{S}{1 - \exp(-S)} + \dfrac{AS}{1 - \exp(-AS)} - 1\right]^{-1}$ (2.19)

Продолжение табл. 2.1

Схема тока	Уравнение
теплоноситель с W_{max} идеально перемешан, теплоноситель с W_{min} абсолютно не перемешан	$\eta = \dfrac{1 - \exp\{-A[1 - \exp(-S)]\}}{A}$ (2.20)
теплоноситель с W_{max} абсолютно не перемешан, теплоноситель с W_{min} идеально перемешан	$\eta = 1 - \exp\left\{-R[1 - \exp(-AS)]\right\}$ (2.21)
Многократный перекрестный ток:	
противоточное включение ходов	$\eta = \dfrac{\left(\dfrac{1-\eta_i}{1-A\eta_i}\right)^m - 1}{A\left(\dfrac{1-\eta_i}{1-A\eta_i}\right)^m - 1}$; (2.22)
	при $A = 1$ $\eta = \dfrac{\eta_i m}{1 + (m-1)\eta_i}$, (2.23)
	где η_i – тепловая эффективность одного хода (элемента), который рассматривается как ТА с однократным перекрестным током; η_i определяют по одной из формул (2.18) – (2.21); m – число ходов
прямоточное включение ходов	$\eta = \dfrac{1 - [1 - \eta_i(A+1)]^m}{A+1}$ (2.24)
параллельное включение ходов	$\eta = \dfrac{\eta_i\left(m - \sum_{j=1}^{m-1} A_i^j \eta_i^j\right)}{m}$, (2.25)
	где $A_i = A/m$
Реверсивный ток	$\eta = 2[1 + A\dfrac{1 + \exp(-S\sqrt{1+A^2})}{1 - \exp(-S\sqrt{1+A^2})}\sqrt{1+A^2}]^{-1}$ (2.26)

При изменении агрегатного состояния одного из теплоносителей, когда его температура постоянная, следует считать, что теплоемкость теплоносителя, изменяющего агрегатное состояние, является бесконечно большой. Тогда $W_{max} = \infty$, а $A = 0$. Это случай предельной тепловой эффективности аппарата, независимо от схемы тока, реализуемой в ТА, η определяют по уравнению (2.15), которое с учетом $A = 0$ принимает вид

$$\eta = 1 - \exp(-S). \qquad (2.27)$$

Приближенное определение тепловой эффективности. При разработке

универсальных подпрограмм расчета тепловой эффективности требуется программирование всех известных формул для определения η. Кроме того, можно использовать несколько формул, каждая из которых применима для любой схемы тока, а отличие тепловой эффективности различных схем тока учитывать с помощью особых коэффициентов. Наиболее известны уравнения:

Ф. Трефни

$$\eta = \frac{1 - \exp\{-S[1 + A(1 - 2f_\varphi)]\}}{1 + A(1 - f_\varphi) - Af_\varphi \exp\{-S[1 + A(1 - 2f_\varphi)]\}} \tag{2.28}$$

и Г.Е. Каневца

$$\eta = \frac{2[\exp(Sz_t) - 1]}{[z_t + (A + 1)]\exp(Sz_t) + z_t - (A + 1)}; \tag{2.29}$$

$$z_t = \sqrt{(A + 1)^2 - 4p_э A}, \tag{2.30}$$

где f_φ – коэффициент схемы тока; $p_э$ – индекс противоточности, предложенный Н.И. Белоконем и учитывающий эффективность переноса теплоты рассматриваемой схемы тока.

При $A = 1$ и $p_э = 1$ тепловую эффективность η следует определять с помощью уравнения (2.16). При $Sz_t \geqslant 7$ с погрешностью менее ± 0,1 % пригодна формула

$$\eta = 2[z_t + (A + 1)]^{-1}. \tag{2.31}$$

Уравнение (2.28) проверено для схем однократного перекрестного тока. Погрешность расчета по этому уравнению превышает погрешности расчетов по уравнениям (2.18) – (2.21) не более чем на 0,15 %.

Результаты расчетов по уравнениям (2.29), (2.30) и уравнениям (2.18) – (2.21) отличаются не более чем на 0,75 %.

Значения индекса $p_э$ противоточности и коэффициента f_φ схемы тока для различных схем тока приведены в табл. 1.1. Значения $p_э$ из табл. 1.1, за исключением значений $p_э$ для схем противотока, прямотока и реверсивного тока, получены путем итерационных расчетов на ЭВМ. Этим объясняется вариация индекса противоточности в пределах $p_{э\min} - p_{э\max}$. Наибольшая погрешность расчетов η и $\Delta t_{ср}$ вследствие усреднения $p_э$ составляет 0,75 %. Величина B, используемая в табл. 1.1, представляет собой отношение площади поверхности противоточных ходов к площади поверхности прямоточных ходов в ТА со смешанным током.

Ниже приведен текст подпрограммы определения тепловой эффективности η с помощью уравнения (2.29).

ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Подпрограмма позволяет рассчитывать тепловую эффективность и ее функции пластинчатых, пластинчато-ребристых, трубчатых, сетчатых, пористых и других поверхностей ТА коробчатой и кожухотрубной конструкции с перегородками и без них и теплообменными элементами различной конфигурации.

Язык программирования: FORTRAN ЕС ЭВМ.
Обращение: CALL FF.
Описание основных параметров:

ETA – тепловая эффективность элемента (хода) или ТА в целом;
FEF – эффективность охлаждения;
P – эффективность нагрева;
WB1 – полная теплоемкость массового расхода греющего теплоносителя;
WB2 – то же, для нагреваемого теплоносителя.

Подпрограмма использует большое число вспомогательных параметров, которые необходимы для расчета величин η, Φ и $Z(P)$. Все они передаются в подпрограмму и из подпрограммы с помощью общих областей COMMON.

Требуемые подпрограммы: нет.

Метод: основан на использовании уравнений (2.29) – (2.31), (2.16) и (2.22) – (2.25).

Если в ТА реализована элементарная схема тока, например прямоток, противоток, однократный перекрестный ток, смешанный ток, то используются только уравнения (2.29) – (2.31) и (2.16). Если в ТА реализована схема многократного перекрестного тока, то сначала по уравнениям (2.29) – (2.31), (2.16) рассчитывают тепловую эффективность элемента (хода), а затем с помощью уравнений (2.22) – (2.25) в зависимости от схемы включения ходов определяют тепловую эффективность ТА в целом. Работа подпрограммы заканчивается расчетом функций тепловой эффективности (программа 2.1).

Программа 2.1

```
C   ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
      SUBROUTINE FF
C   ОБЩИЕ ОБЛАСТИ
      COMMON /KF1/WB1,WB2,P,R,AE/KF2/SES,FEF,FEFE
     2/KF5/DZAG,G1,G2,NG/C1/HAM1,CP1,ANU1,ALAM1
     3/C3/HAM2,CP2,ANU2,ALAM2/KF3/K,F/A10/NMTR,
```

```
     4NM1X,NM2X/P6/PPT/P3/PONV
      M=NM2X
      MK=M-1
      PEL=FEFE
C  PEL -ИНДЕКС ПРОТИВОТОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТА (ХОДА)
      IF (NM2X.EQ.1) M=NM1X
      WB1=G1*CP1
      IF(PONV.EQ.0..AND.NM2X.EQ.1) M=1
      WB2=G2*CP2
      IF(PONV.EQ.2.) M=1
      WMIN=AMIN1(WB1,WB2)
      WMAX=AMAX1(WB1,WB2)
      AE=WMIN/WMAX
      R=1./AE
      SES=K*F/WMIN
      IF(PPT.EQ.1.) AI=AE/M
      IF(PPT.NE.1.) AI=AE
      ZT=SQRT((AI+1.)**2-4.*AI*PEL)
      SE=SES/M
C  PONV=2. -В ТА РЕАЛИЗОВАНА СХЕМА СМЕШАННОГО ТОКА
C  NM2X=2,3,4,5,6,7
      IF(AE.EQ.1..AND.PEL.EQ.1.) GOTO 11
      IF(SE*ZT.GE.7.) GOTO 10
      R1=ZT+AE+1.
      R2=ZT-AE-1.
      ETA=2.*(EXP(SE*ZT)-1.)/(R1*EXP(SE*ZT)+R2)
      GOTO 1
   10 ETA=2./(ZT+AE+1.)
      GOTO 1
   11 ETA=SE/(SE+1.)
    1 IF(PONV.EQ.2.)GOTO 9
      IF(PONV.EQ.0..AND.NM2X.EQ.1)GOTO 9
      IF(PPT.EQ.0.)GOTO 8
      IF(PPT.EQ.1.)GOTO 7
      ETA=(1.-(1.-ETA*(AE+1.))**M)/(AE+1.)
      GOTO 9
    7 SU=0.
      DO 5 K=1,M
    5 SU=SU+(AI*ETA)**K
      ETA=ETA*(M-SU)/M
      GOTO 9
    8 IF(AE.EQ.1.)GOTO 6
      R3=((1.-ETA)/(1.-AE*ETA))**M
      ETA=(R3-1.)/(AE*R3-1.)
      GOTO 9
    6 ETA=ETA*M/(1.+(M-1.)*ETA)
    9 FEF=ETA
      P=FEF*WB1/WB2
```

```
IF(WB1.EQ.WMAX) P=ETA
IF(WB1.EQ.WMAX) FEF=P*WB2/WB1
RETURN
END
```

2.2. СРЕДНИЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР

Широко распространенные методы теплового расчета ТА базируются на их моделях с сосредоточенными параметрами. Изменяющиеся в общем случае в результате изменения температур теплоносителей (см. рис. 1.5) теплофизические свойства теплоносителей (ν, λ, ρ), коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, а также температурный напор в моделях с сосредоточенными параметрами принимают равномерно распределенными во всем объеме аппарата. Это допущение позволяет использовать уравнение (2.4), согласно которому средний температурный напор

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{Q}{\bar{k}F} = \frac{\int_F (k\Delta t)dF}{\bar{k}F}.$$

Вид уравнения для определения $\Delta t_{\text{ср}}$ зависит от граничных условий, задаваемых той или иной схемой тока при интегрировании уравнения (2.1).

Ниже приведены точные (в методологическом смысле) уравнения для расчета $\Delta t_{\text{ср}}$ в ТА с различными схемами тока. Они получены из уравнений (2.15) – (2.26) с использованием соотношения

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\max}/S = \eta(t_1' - t_2')/S,$$

следующего из уравнений (2.4), (2.5) и (2.11) и выражения $\eta = PR$, которое справедливо, если агрегатное состояние теплоносителей не меняется.

Уравнения для определения среднего температурного напора

Противоток. Средний температурный напор

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{P(R-1)(t_1' - t_2')}{\ln\dfrac{1-P}{1-PR}}; \qquad (2.32)$$

при $R = 1$

$$\Delta t_{\text{ср}} = (1 - Z)(t_1' - t_2') = t_1' - t_2''. \qquad (2.33)$$

Прямоток. Средний температурный напор

$$\Delta t_{ср} = \frac{-P(1+R)(t_1' - t_2')}{\ln(1 - P - PR)}. \qquad (2.34)$$

Вместо уравнений (2.32) и (2.34) может быть использовано уравнение

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{вх} - \Delta t_{вых}}{\ln(\Delta t_{вх}/\Delta t_{вых})},$$

где для противотока $\Delta t_{вх} = t_1' - t_2''$, $\Delta t_{вых} = t_1'' - t_2'$;

для прямотока $\Delta t_{вх} = t_1' - t_2'$; $\Delta t_{вых} = t_1'' - t_2''$.

Однократный перекрестный ток. Уравнения в явном виде получены для случая, когда один теплоноситель идеально перемешан, а другой абсолютно не перемешан. Если теплоноситель с W_{max} идеально перемешан, а теплоноситель с W_{min} абсолютно не перемешан, то

$$\Delta t_{ср} = \frac{-PR(t_1' - t_2')}{\ln[1 + R\ln(1 - P)]}. \qquad (2.35)$$

Если теплоноситель с W_{max} абсолютно не перемешан, а теплоноситель с W_{min} идеально перемешан, то

$$\Delta t_{ср} = \frac{-P(t_1' - t_2')}{\ln[1 + A\ln(1 - PR)]}. \qquad (2.36)$$

Многократный перекрестный ток. Если теплоноситель с W_{max} идеально перемешан, а теплоноситель с W_{min} абсолютно не перемешан, то при противоточном соединении ходов

$$\Delta t_{ср} = \frac{-PR(t_1' - t_2')}{m\ln\left[1 + R\ln\dfrac{R - 1}{R - \left(\dfrac{1 - PR}{1 - P}\right)^{1/m}}\right]}; \qquad (2.37)$$

при $R = 1$

$$\Delta t_{ср} = \frac{-P(t_1' - t_2')}{m\ln\left\{1 + \ln\left[1 - \dfrac{P}{m(1-P) + P}\right]\right\}}; \qquad (2.38)$$

при прямоточном соединении ходов

$$\Delta t_{ср} = \frac{-PR(t_1' - t_2')}{m \ln\left\{1 + R \ln \frac{R + [1 - P(1 + R)]^{1/m}}{R + 1}\right\}}. \qquad (2.39)$$

при параллельном соединении двух ходов

$$\Delta t_{ср} = \frac{-PR(t_1' - t_2')}{\ln\left\{1 + 2R \ln[(1 - P)^{1/2}]\right\}}. \qquad (2.40)$$

Формулы (2.37) – (2.39) применимы также для кожухотрубных нагревателей с одним трубным ходом и межтрубным пространством, разделенным на ходы (отсеки) посредством поперечных перегородок; в этих ТА нагреваемый теплоноситель движется в трубах.

Если теплоноситель с W_{max} абсолютно не перемешан, а теплоноситель с W_{min} идеально перемешан, то при противоточном соединении ходов средний температурный напор

$$\Delta t_{ср} = \frac{-P(t_1' - t_2')}{m \ln\left[1 + A \ln \frac{R - 1}{R\left(\frac{1 - P}{1 - PR}\right)^{1/m} - 1}\right]}; \qquad (2.41)$$

при $R = 1$

$$\Delta t_{ср} = \frac{-P(t_1' - t_2')}{m \ln\left\{1 - \ln\left[1 + \frac{P}{m(1 - P)}\right]\right\}}; \qquad (2.42)$$

при прямоточном соединении ходов

$$\Delta t_{ср} = \frac{-P(t_1' - t_2')}{m \ln\left[1 + A \ln \frac{1 + R(1 - P - PR)^{1/m}}{1 + R}\right]}; \qquad (2.43)$$

при параллельном соединении двух ходов

$$\Delta t_{ср} = \frac{-P(t_1' - t_2')}{2 \ln\left\{1 + A_i \ln\left[1 - 2R\left\{1 - (1 - P)^{1/2}\right\}\right]\right\}} \qquad (2.44)$$

Формулы (2.41) – (2.43) применимы также для кожухотрубных

охладителей с одним трубным ходом и межтрубным пространством, разделенным на ходы посредством поперечных перегородок; в этих ТА в трубах движется охлаждающий теплоноситель.

В случае параллельного соединения ходов при $m > 2$ уравнения для определения $\Delta t_{ср}$ становятся слишком громоздкими. При $m = 3, 4, \ldots$ значения $\Delta t_{ср}$ мало отличаются от значения $\Delta t_{ср}$ при $m = 2$, поэтому рекомендуется использовать уравнения (2.40) и (2.44), подставляя в знаменатель вместо числа 2 величину m.

Реверсивный ток (смешанный ток с двумя ходами и $B = 1$). Средний температурный напор

$$\Delta t_{ср} = \frac{P\sqrt{R^2 + 1}\,(t_1' - t_2')}{\ln\dfrac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}}. \qquad (2.45)$$

При изменении агрегатного состояния одного из теплоносителей средний температурный напор рассчитывают по уравнению

$$\Delta t_{ср} = \frac{-\eta(t_1' - t_2')}{\ln(1 - \eta)}, \qquad (2.46)$$

где тепловую эффективность η находят по формуле (2.12).

Приближенное определение среднего температурного напора. В практике неавтоматизированного проектирования был распространен метод, основанный на использовании уравнения

$$\Delta t_{ср} = \epsilon_{\Delta t} \Delta t_{ср.пр}, \qquad (2.47)$$

где $\epsilon_{\Delta t}$ – поправочный коэффициент, учитывающий отличие тепловой эффективности рассматриваемой схемы тока от противотока. Для определения $\epsilon_{\Delta t}$ использовались графические зависимости $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$, которые получены для каждой изученной схемы тока [16]; $\Delta t_{ср.пр}$ – средний температурный напор в противоточном ТА при тех же концевых температурах, что и в рассматриваемом аппарате со схемой тока, отличной от противотока.

В связи с широким внедрением ЭВМ и микрокалькуляторов с достаточной для практики точностью средний температурный напор можно рассчитывать с помощью уравнений

$$\Delta t_{ср} = \frac{PR(t_1' - t_2')[1 + A(1 - 2f_\varphi)]}{\ln\dfrac{1 - Pf_\varphi}{1 - P(1 - f_\varphi) - PR}}; \qquad (2.48)$$

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{z_t(t_1' - t_2')PR}{\ln \dfrac{2 - PR[(A+1) - z_t]}{2 - PR[(A+1) + z_t]}}, \tag{2.49}$$

где z_t — можно найти по уравнению (2.30).

Погрешность расчетов $\Delta t_{\text{ср}}$ по уравнениям (2.48) и (2.49) и η по уравнениям (2.28) и (2.29) одинаковая.

Зависимость (2.18) не является точным решением дифференциальных уравнений теплопередачи и теплового баланса. Она получена при использовании численных методов. Для приближенного определения $\Delta t_{\text{ср}}$ в итерационных проектно-поверочных расчетах ТА, в которых реализована схема однократного перекрестного тока и оба теплоносителя абсолютно не перемешаны, пригодна формула

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{PA^{0,282}(t_1' - t_2')}{\left[\ln \dfrac{RS^{0,22}}{RS^{0,22} + \ln(1 - PR)}\right]^{1,282}}. \tag{2.50}$$

ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА СРЕДНЕГО ТЕМПЕРАТУРНОГО НАПОРА

Подпрограмма расчета среднего температурного напора по уравнению (2.49) позволяет рассчитывать средний температурный напор для любых схем тока, индексы противоточности которых известны, и, кроме того, для схем многократного перекрестного тока с параллельным соединением ходов.

Язык программирования: FORTRAN ЕС ЭВМ.
Обращение: CALL DTT.
Описание основных параметров:
DTCR – средний температурный напор;
DTCL – средний температурный напор в ТА со схемой противотока и концевыми температурами, равными концевым температурам T1 (t_1'), T2 (t_1''), TM1 (t_2'), TM2 (t_2'') рассматриваемой схемы тока;
PSIST – поправочный коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$, необходим, если по результатам расчета требуется построить графики $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$.

Подпрограмма включает и некоторые другие параметры, которые позволяют определить $\Delta t_{\text{ср}}$ в проектном и поверочном расчетах. Все они передаются в подпрограмму и из нее с помощью общих областей COMMON.

Требуемые подпрограммы: нет.

Метод: основан на использовании уравнений (2.49), (2.40) и (2.44).

Последовательность работы: вначале рассчитываются величины P, R, A и η и средний температурный напор для противоточной схемы тока. Если расчет поверочный, то определяется

$$\Delta t_{\text{ср}} = W_1(t_1' - t_1'')/(\bar{k}F).$$

В проектном расчете $\Delta t_{\text{ср}}$ получают с помощью уравнения (2.49), а для схем многократного перекрестного тока с параллельным соединением ходов – с помощью уравнений (2.40) и (2.44). Подпрограмма заканчивается расчетом поправочного коэффициента $\epsilon_{\Delta t}$. Ниже приведена программа 2.2.

Программа 2.2

```
C   ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА СРЕДНЕГО ТЕМПЕРАТУРНОГО НАПОРА
        SUBROUTINE DTT
C   ОПИСАНИЕ ОБЩИХ ОБЛАСТЕЙ
        COMMON/KF1/WB1,WB2,P,R,AE/ABC1/DTCL,PSIST,DTCR
       2/ABC2/T1,T2,TM1,TM2/KF2/SES/FEF,FEFE/P6/PPT
       3/P3/PONV/A10/NMTR,NM1X,NM2X/P7/PRIAM/KF3/R,F
C   . . . . . .
        DT1=T1-T2
        DT2=TM2-TM1
        DTMIN=AMIN1(DT1,DT2)
        DTMAX=AMAX1((DT1,DT2)
        AE=DTMIN/DTMAX
        R=1./AE
        DT3=T1-TM1
        P=DTMIN/DT3
        FEF=DTMAX/DT3
        IF(R-1.)2,3,2
    2   DTCL=(R-1.)*DT3*P/ALOG((1.-P)/(1.-FEF))
        GOTO 1
    3   DTCL=T1-TM2
    1   IF(PRIAM-1.)5,18,18
   18   DTCR=WB1*(T1-T2)/(K*F)
        GOTO 17
    5   ZT=SQRT((AE+1)**2.-4.*AE*FEFE)
C  FEFE – ИНДЕКС ПРОТИВОТОЧНОСТИ
        IF(PPT.EQ.1.)GOTO 6
        R1=ALOG((2.-FEF*(AE+1.-ZT))/(2.-FEF*(AE+1.+ZT)))
        DTCR=ZT*DT3*FEF/R1
        GOTO 17
    6   WMIN=AMIN1(WB1,WB2)
        WMAX=AMAX1(WB1,WB2)
        M=NM2X
        R2=(1.-P)**M
        DTCR=-DT3/M/ALOG(1.+AE/M*ALOG(1.-M*R*(1.-R2)))*P
        IF(WB2.EQ.WMIN) DTCR=-FEF*DT3/ALOG(1.+M*R*ALOG(R2))
   17   PSIST=DRCR/DTCL
        RETURN
        END
```

2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНЦЕВЫХ ТЕМПЕРАТУР

Формулы определения неизвестных концевых температур получают на основе уравнений (2.9), (2.13) и (2.14), имея в виду, что эффективность охлаждения

$$\Phi = ZA^{\circ}. \qquad (2.51).$$

Некоторые варианты этих формул приведены в табл. 2.2.

2.2. Уравнения для определения неизвестных концевых температур

Заданные температуры	Уравнения
t_1' и t_2'	$t_1'' = t_1' - \Phi(t_1' - t_2'); \; t_2'' = t_2' + Z(t_1' - t_2')$ (2.52)
t_1' и t_2''	$t_1'' = t_1'(1 + \frac{\Phi}{Z-1}) - t_2'' \frac{\Phi}{Z-1}; \; t_2' = t_1' \frac{Z}{Z-1} - t_2'' \frac{1}{Z-1}$ (2.53)
t_1'' и t_2'	$t_1' = t_1'' \frac{1}{1-\Phi} - t_2' \frac{\Phi}{1-\Phi}; \quad t_2'' = t_1'' \frac{Z}{1-\Phi} + t_2'(1 - \frac{Z}{1-\Phi})$ (2.54)
t_1'' и t_2''	$t_1' = t_1'' \frac{Z-1}{Z-1+\Phi} + t_2'' \frac{\Phi}{Z-1+\Phi}; \; t_2' = t_1'' \frac{Z}{Z-1+\Phi} + t_2'' \frac{\Phi - 1}{Z-1+\Phi}$ (2.55)
t_1' и t_1''	$t_2' = t_1'(1 - \frac{1}{\Phi}) + t_1'' \frac{1}{\Phi}; \; t_2'' = t_1'(1 + \frac{Z-1}{\Phi}) - t_1'' \frac{Z-1}{\Phi}$ (2.56)
t_2' и t_2''	$t_1' = t_2'(1 - \frac{1}{Z}) + t_2'' \frac{1}{Z}; \; t_1'' = t_2'(1 - \frac{1-\Phi}{Z}) + t_2'' \frac{1-\Phi}{Z}$ (2.57)

Расчет концевых температур выполняют в следующем порядке. После определения тепловой эффективности η рассчитывают эффективность нагрева $P = \eta/R$. Для охладителя $\Phi = \eta$ и $Z = P$; для нагревателя $\Phi = P$ и $Z = \eta$. Величину Z можно найти с помощью соотношения $Z = \Phi/A^\circ$, где $A^\circ = W_2/W_1$. Затем в зависимости от того, какая пара температур из набора t_1', t_1'', t_2' и t_2'' задана, по одной из формул (2.52) – (2.57) определяют неизвестные концевые температуры.

Ниже приведены описание и текст подпрограммы расчета неизвестных концевых температур. Подпрограмма позволяет рассчитывать любую пару температур из набора t_1', t_1'', t_2' и t_2'', если известна другая пара.

Язык программирования: FORTRAN ЕС ЭВМ.
Обращение: CALL RT.
Описание основных параметров:
FEF – эффективность охлаждения;
P – эффективность нагрева;
T1 (t_1'); T2 (t_1''); TM1 (t_2'); TM2 (t_2'').
Перечисленные параметры передаются в подпрограмму и из нее с помощью общих областей COMMON.
Требуемые подпрограммы: нет.
Метод: основан на использовании уравнений (2.52) – (2.57). Распознавание ситуации осуществляется благодаря приравниванию нулю вне подпрограммы известных концевых температур. Ниже приведена программа 2.3.

Программа 2.3

```
C   ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА НЕИЗВЕСТНЫХ КОНЦЕВЫХ ТЕМПЕРАТУР
        SUBROUTINE RT
C   ОПИСАНИЕ ОБЩИХ ОБЛАСТЕЙ
        COMMON/ABC2/T1,T2,TM1,TM2/KF1/WB1,WB2,P,R,AE
       2/KF2/SES,FEF,FEFE
        IF(T2.EQ.0..AND.TM2.EQ.0.)GOTO 1
        IF(T2.EQ.0..AND.TM1.EQ.0.)GOTO 2
        IF(T1.EQ.0..AND.TM2.EQ.0.)GOTO 3
        IF(T1.EQ.0..AND.TM1.EQ.0.)GOTO 4
        IF(T2.EQ.0..AND.T1.EQ.0.)GOTO 5
        IF(TM1.EQ.0..AND.TM2.EQ.0.)GOTO 6
    1   T2=T1-FEF*(T1-TM1)
        TM2=TM1+P*(T1-TM1)
        GOTO 7
    2   T2=T1*(1.+FEF/(P-1.))-TM2*FEF/(P-1.)
        TM1=T1*P/(P-1.)-TM2/(P-1.)
        GOTO 7
    3   T1=T2/(1.-FEF)-TM1*FEF/(1.-FEF)
        TM2=T2*P/(1.-FEF)+TM1*(1.-P/(1.-FEF))
        GOTO 7
    4   T1=T2*(P-1.)/(P-1.+FEF)+TM2*FEF/(P-1.+FEF)
        TM1=T2*P/(P-1.+FEF)+TM2*(FEF-1.)/(P-1.+FEF)
        GOTO 7
```

```
5  T1=TM1*(1.-1./P)+TM2/P
   T2=TM1*(1.-(1.-FEF)/P)+TM2*(1.-FEF)/P
   GOTO 7
6  TM1=T1*(1.-1./FEF)+T2/FEF
   TM2=T1*(1.+(P-1.)/FEF)-T2*(P-1.)/FEF
7  RETURN
   END
```

2.4. РЯДЫ, КОМПЛЕКСЫ И СИСТЕМЫ ТА

КЛАССИФИКАЦИЯ

Структурная классификация ТА следующая: элементы; аппараты; ряды; комплексы; системы. Элементом ТА называют часть поверхности теплообмена, для которой характерна элементарная схема тока (противоток, прямоток, однократный перекрестный ток, смешанный ток). При сложной схеме тока ТА представляют как совокупность элементов, объединенных определенным образом. Например, ТА с многократным перекрестным током является совокупностью элементов, в каждом из которых реализован однократный перекрестный ток и которые соединены между собой противоточно, прямоточно или параллельно.

В связи с необходимостью получения больших тепловых потоков или по технологическим условиям приходится объединять ТА в ряды и комплексы. Все ТА рядов и комплексов используют одни и те же теплоносители.

Ряд ТА состоит из последовательно расположенных ТА (рис. 2.1)

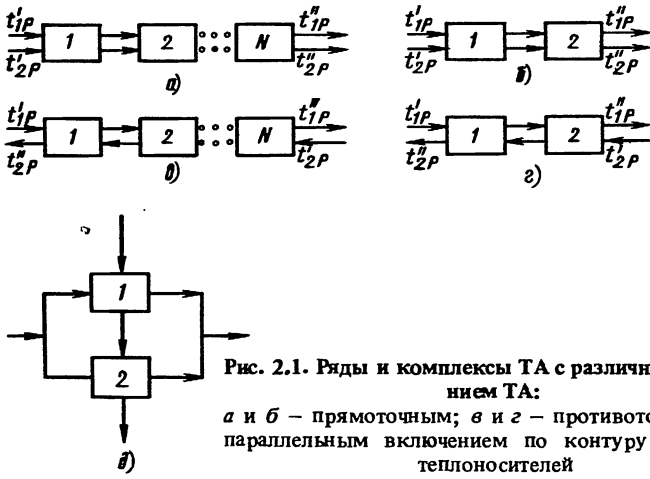


Рис. 2.1. Ряды и комплексы ТА с различным включением ТА:
а и *б* – прямоточным; *в* и *г* – противоточным; *д* – параллельным включением по контуру одного из теплоносителей

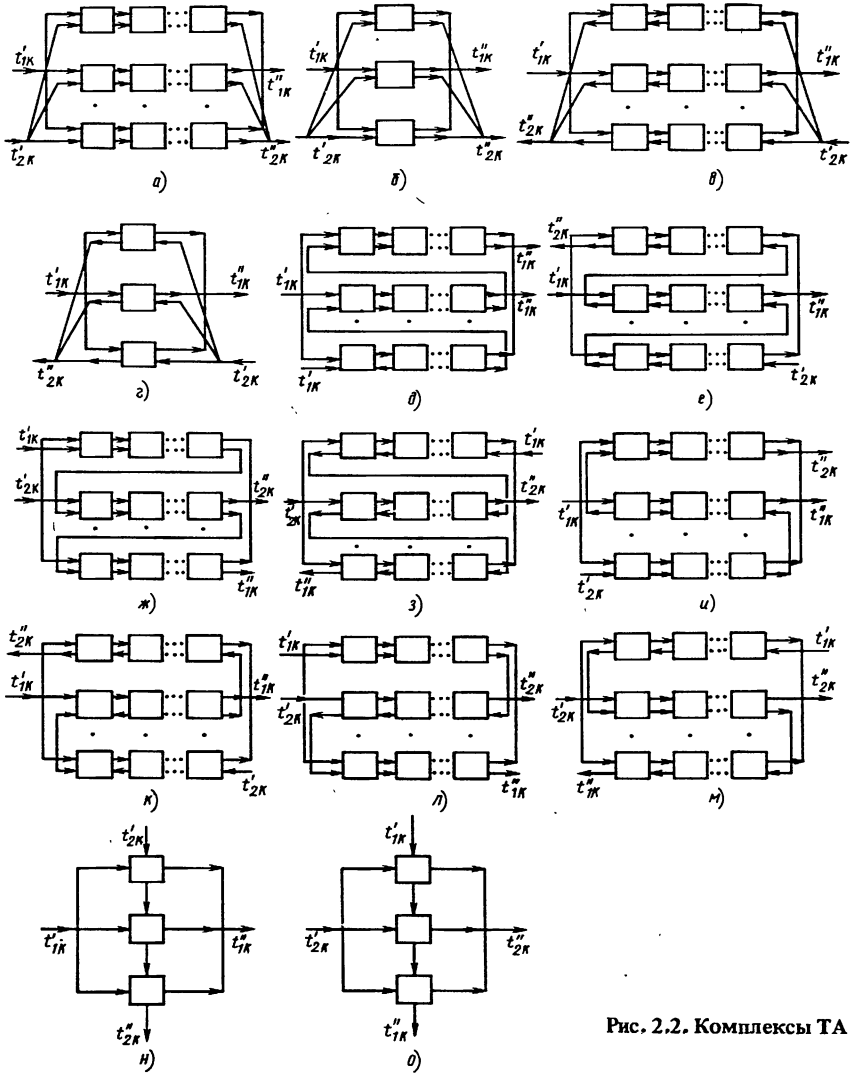


Рис. 2.2. Комплексы ТА

с их прямоточным, противоточным или параллельным включением. Индекс "р" применяется для обозначения параметров ряда.

Комплекс ТА включает несколько рядов (рис. 2.2), при этом соединение рядов по контуру одного из теплоносителей может быть самым различным. Выделено 47 типов простых (не составных) комплексов, 10

из них (рис. 2.2, *а–м*) рассмотрены ниже. Случаи вырождения комплексов приведены на рис. 2.2, *б, г, н, о.*

Системы ТА – совокупность рядов, комплексов, в которых используются различные теплоносители. Связь ТА внутри системы может быть или технологической (химические, нефтехимические, газонефтеперерабатывающие и смежные с ними производства) или территориальной (ТА предприятия, транспортной энергетической установки и т.д.).

ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТА

В случае использования ТА с различной площадью поверхности нагрева при общем прямоточном включении ТА тепловая эффективность ряда

$$\eta_{\text{р}} = \sum_{i=1}^{N} \eta_i \prod_{j=1}^{i-1} [1 - \eta_i(A_i + 1)],$$

где N – число ТА в ряду; η_i – тепловая эффективность i-го ТА; $i = 1,..., N$; A_i – отношение полных теплоемкостей массовых расходов в i-м ТА.

При общем противоточном включении ТА тепловая эффективность ряда

$$\eta_{\text{р}} = \frac{\sum_{i=1}^{N} \dfrac{\eta_i}{1 - A_i\eta_i} \prod_{j=1}^{i-1} \dfrac{1 - \eta_i}{1 - A_i\eta_i}}{1 + \sum_{i=1}^{N} \dfrac{A_i\eta_i}{1 - A_i\eta_i} \prod_{j=1}^{i-1} \dfrac{1 - \eta_i}{1 - A_i\eta_i}}.$$

В случае использования однотипных ТА с одинаковой площадью поверхности нагрева и примерно равной тепловой эффективностью при общем прямоточном включении ТА

$$\eta_{\text{р}} = \frac{1 - [1 - \eta(A + 1)]^N}{A + 1},$$

где η – тепловая эффективность одного ТА; A – отношение полных теплоемкостей массовых расходов одного ТА, равно $A_{\text{р}}$ для всего ряда.

При общем противоточном включении ТА ($A = A_{\text{р}}$) тепловая эффективность ряда

$$\eta_p = \frac{\left(\frac{1-\eta}{1-A\eta}\right)^N - 1}{A\left(\frac{1-\eta}{1-A\eta}\right)^N - 1}.$$

При параллельном включении ТА по контуру одного из теплоносителей (см. рис. 2.1, *д* и рис. 2.2, *н, о*)

$$\eta_p = \eta\left(N - \sum_{m=1}^{N-1} A^m \eta^m\right)/N.$$

В этой формуле $A \neq A_p$; если разветвляется теплоноситель с W_{min}, то $A = A_p/N$; если разветвляется теплоноситель с W_{max}, то $A = NA_p$.

В случае более сложных схем включения ТА формулу для определения η_p получают путем последовательного упрощения схемы с заменой пар ТА одним расчетным элементом. Например, для схемы, показанной на рис. 2.3, *а*, последовательность упрощений будет следующей. ТА *2* и *3* включены прямоточно, следовательно,

$$\eta_{2,3} = \eta_2 + \eta_3 - \eta_2\eta_3(1 + A). \qquad (2.58)$$

Заменим в схеме пару ТА, тепловая эффективность которой описана, одним расчетным элементом, тогда получим схему, показанную на рис. 2.3, *б*. В ней новый элемент 2, 3 и ТА 4 включены противоточно, поэтому

$$\eta_{2,3,4} = \frac{\eta_{2,3} + \eta_4 - \eta_{2,3}\eta_4(1 + A)}{1 - \eta_{2,3}\eta_4 A}. \qquad (2.59)$$

Теперь исходная схема преобразуется в схему (рис. 2.3, *в*), для которой

$$\eta_p = \eta_1 + \eta_{2,3,4} - \eta_1\eta_{2,3,4}(1 + A). \qquad (2.60)$$

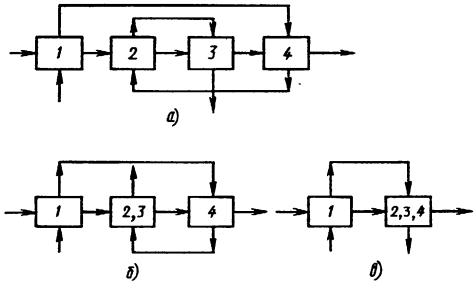


Рис. 2.3. Последовательные стадии объединения ТА в ряды для получения аналитической зависимости тепловой эффективности ряда

После подстановки (2.58) и (2.59) в (2.60) окончательно получим

$$\eta_p = \eta_1 + \frac{\eta_2 + \eta_3 - \eta_2\eta_3(1+A) + \eta_4 - [\eta_2 + \eta_3 - \eta_2\eta_3(1+A)]\eta_4(1+A)}{1 - [\eta_2 + \eta_3 - \eta_2\eta_3(1+A)]\eta_4 A}$$

$$- \eta_1(1+A)\frac{\eta_2 + \eta_3 - \eta_2\eta_3(1+A) + \eta_4 - [\eta_2 + \eta_3 - \eta_2\eta_3(1+A)]\eta_4(1+A)}{1 - [\eta_2 + \eta_3 - \eta_2\eta_3(1+A)]\eta_4 A}.$$

Для некоторых рядов ТА вывод аналитических выражений для определения η_p затруднен. В этом случае целесообразно использовать численные методы.

ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОМПЛЕКСОВ ТА

Тепловая эффективность комплексов, схемы которых приведены на рис. 2.2, *а*, *в*, равна тепловой эффективности рядов, а по схемам 2.2, *б*, *г* – аппаратов.

Тепловую эффективность $\eta_к$ комплексов ТА (см. рис. 2.2, *д–м*) можно рассчитать с помощью уравнений, приведенных в табл. 2.3.

2.3. Уравнения для определения тепловой эффективности $\eta_к$ комплексов ТА

Схема на рис. 2.2	Условия	Уравнения
д, е	$W_1 = W_{min}; A = A_p = A_к/n$	$\frac{1-(1-A\eta_p)^n}{An}$
ж, з	$W_1 = W_{min}; A = A_p = A_к n$	$1-(1-\eta_p)^n$
и, к	$W_1 = W_{min}; A = A_p = A_к/n$:	
	при нечетном n	$\frac{1-(1-A\eta_{p_1})^{0,5(n+1)}(1-A\eta_{p_2})^{0,5(n-1)}}{An}$ (2.61)
	при четном n	$\frac{1-(1-A\eta_{p_1})^{0,5n}(1-A\eta_{p_2})^{0,5n}}{An}$ (2.62)
л, м	$W_1 = W_{min}; A = A_p = A_к/n$:	
	при нечетном n	$1-(1-\eta_{p_1})^{0,5(n+1)}(1-\eta_{p_2})^{0,5(n-1)}$ (2.63)

Продолжение табл. 2.3

Схема на рис. 2.2	Условия	Уравнения
	при четном n	$1-(1-\eta_{p_1})^{0,5n}(1-\eta_{p_2})^{0,5n}$ (2.64)

Примечания. 1. n – число рядов в комплексе; $A_к$ – отношение полных теплоемкостей массовых расходов для комплекса.

2. Уравнения (2.61) – (2.64) выведены в предположении, что тепловая эффективность всех нечетных рядов $\eta_{p_1} = \text{const}$ и всех четных $\eta_{p_2} = \text{const}$.

2.5. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТА

Уравнение теплового баланса

$$W_1\tau_1(t_1' - \bar{t}_1) = W_2\tau_2(\bar{t}_2'' - \bar{t}_2),$$

где $\bar{t}_1$ и $\bar{t}_2$ – осредненные во времени τ_1 и τ_2 температуры соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей в произвольном сечении регенеративного ТА; $\bar{t}_2''$ – осредненная во времени τ_2 температура нагреваемого теплоносителя на выходе из аппарата.

Если принять $\tau_1 = \tau_2$, то уравнение баланса тепловых потоков в дифференциальной форме

$$dQ = W_1 d\bar{t}_1 = W_2 d\bar{t}_2,$$

где $d\bar{t}_1$ и $d\bar{t}_2$ – изменения осредненных в период нагрева и охлаждения температур теплоносителей.

Уравнение теплопередачи. Понятия теплопередачи как явления переноса теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку и коэффициента теплопередачи как меры интенсивности этого процесса применительно к регенеративному ТА не имеют физического смысла, но их используют в моделях аппаратов с сосредоточенными параметрами.

На рис. 2.4. показаны зависимости изменения температур t_1 и t_2 газов и ϑ поверхностных слоев насадки во времени τ для периодов нагрева и охлаждения (ϑ_1 – температура поверхностных слоев насадки в период нагрева, ϑ_2 – то же,в период охлаждения). На концах ТА кривые изменения температур ϑ_1 и ϑ_2 не совпадают, а образуют контур, идентичный петле гистерезиса. Кривые для осредненных по поперечному сечению аппарата температур насадки $\vartheta_{ср_1}$ (в период нагрева) и $\vartheta_{ср_2}$ (в период охлаждения) на концах также не совпадают.

Периодические изменения температур на установившемся режиме работы аппарата рассматриваются как вынужденные колебания темпера-

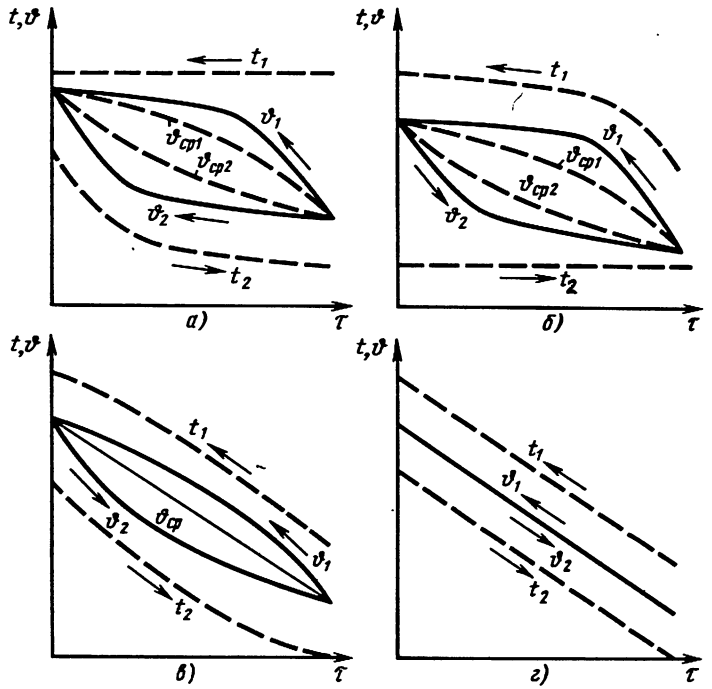


Рис. 2.4. Характер изменения температур в течение периодов нагрева и охлаждения в противоточном регенеративном ТА:
а – "горячий" конец; *б* – "холодный" конец; *в* – на некотором расстоянии от "горячего" или "холодного" конца; *г* – в средней части поверхности

туры и раскладываются, подобно колебаниям струны, на основное колебание (нулевая собственная функция) и высшие гармоники. Установлено, что петли гистерезиса характерны для всех сечений аппарата, для которых высшие гармоники колебаний температуры существенно влияют на формирование поля температур.

В противоточных регенеративных ТА с теплоинерционной насадкой средняя высота петель гистерезиса $\bar{\theta}$ максимальна на концах (рис. 2.5) и постепенно уменьшается по мере приближения рассматриваемого сечения к середине аппарата. Если выполнить осреднение температур в периоды нагрева и охлаждения (величины с чертой), то на основе анализа осредненных значений с большой достоверностью можно принять, что в сечениях, расположенных на некотором удалении от концов противоточных аппаратов, высшие гармоники колебаний температуры влияния на пере-

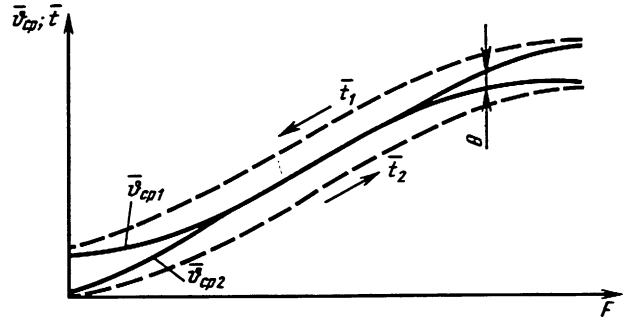


Рис. 2.5. Изменение средней высоты θ петель гистерезиса по поверхности F нагрева регенеративного ТА

нос теплоты не оказывают. На концах регенеративных ТА это влияние, наоборот, существенно и проявляется в ухудшении переноса теплоты.

Уравнение теплопередачи, решаемое относительно элементарного теплового потока dQ, в дифференциальной форме

$$dQ = \bar{k}'[\bar{t}_1 - \bar{t}_2) - \bar{\theta}]dF(\tau_1 + \tau_2),$$

где $\bar{K}'$ – условный коэффициент теплопередачи; $\bar{\theta}$ – средняя высота петли гистерезиса, характерной для участка поверхности dF, $\bar{\theta} = \bar{\vartheta}_{ср1} - \bar{\vartheta}_{ср2}$.

Для регенеративных ТА газовых холодильных машин, двигателей с внешним подводом теплоты в ГТУ $\bar{\theta} \approx 0$, что обусловлено малой продолжительностью периодов τ_1 и τ_2 и высокой теплопроводностью материала насадки. В связи с этим расчет несколько облегчается. В то же время неравномерное распределение расходов теплоносителей в поперечных сечениях аппарата, резкое изменение давления, скорости, температурного напора и теплофизических свойств газов во времени и по длине аппарата настолько усложняют физическую картину переноса теплоты и гидродинамики, что для расчетов таких ТА и аппаратов с теплоинерционной насадкой в основном применяют приближенные методы.

Коэффициент теплопередачи регенеративного ТА. Методы расчета $\bar{k}$ основаны на использовании для расчета РГ теории рекуперативных ТА.

Для переключающихся регенеративных ТА с теплоинерционной насадкой вначале определяют коэффициент теплопередачи, учитывающий основные колебания температур:

$$\bar{k}_G = \left\{(\tau_1 + \tau_2)\left[\frac{1}{\bar{\alpha}_1 \bar{\tau}_1} + \frac{1}{\bar{\alpha}_2 \bar{\tau}_2} + \left(\frac{1}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2}\right)\frac{\delta_н}{\lambda_н} Y\right]\right\}^{-1}, \qquad (2.65)$$

где $\delta_н$ – толщина плоского элемента насадки, который с двух сторон

омывается газовым потоком; для цилиндрических или шаровых элементов насадок $\delta_н$ равна диаметру этих элементов; $\lambda_н$ – теплопроводность материала насадки; Y – функция, отражающая влияние очень быстрого изменения температуры газа и насадки непосредственно после переключения.

Для определения Y известны точные уравнения и приближенные зависимости, погрешность которых вполне приемлема для расчетов [5].

Ниже приведены выражения для Y при различных значениях безразмерного комплекса $s_н$, характеризующего соотношение между тепловой инерцией насадки и продолжительностью режима до переключения аппарата:

$$s_н = \frac{\delta_н^2}{2a_н}\left(\frac{1}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2}\right),$$

где $a_н$ – температуропроводность материала насадки;

$s_н$, не более . . .	10	15	20
Y	$\frac{1}{6} - 0{,}00556s_н$	$\frac{1}{8} - 0{,}00261s_н$	$\frac{1}{10} - 0{,}001435s_н$
Номер уравнения	(2.66)	(2.67)	(2.68)

Для других значений $s_н$

$$Y = \frac{0{,}357}{\sqrt{\epsilon_н + s_н}},$$

где $\epsilon_н$ – коэффициент; для пластины $\epsilon_н = 0{,}3$; для цилиндра $\epsilon_н = 1{,}1$; для шара $\epsilon_н = 3$.

Коэффициент теплопередачи $\bar{k}$, учитывающий и основное колебание температуры, и высшие гармоники, рассчитывают путем аппроксимаций полученных обработкой результатов на ЭВМ температурных полей различных регенеративных ТА с помощью метода конечных разностей. Так, для $\Omega/\Lambda < 0{,}5$

$$\bar{k} = \bar{k}_0\left\{1 - \frac{1}{\Lambda}[0{,}8\Omega - 3th(0{,}2\Omega)]\right\}. \qquad (2.69)$$

Приведенная длина

$$\Lambda = 4\bar{k}_0(\tau_1 + \tau_2)F_н/(W_1\tau_1 + W_2\tau_2); \qquad (2.70)$$

приведенное время

$$\Omega = 2\bar{k}_0(\tau_1 + \tau_2)F_н/W_н'; \qquad (2.71)$$

где $F_н$ – площадь полной поверхности насадки; $W_н' = m_н c_{рн}$ – полная теплоемкость насадки; $m_н$ –масса насадки; $c_{рн}$ – теплоемкость материала насадки. Для $\Omega \approx 4$ и $\Lambda = 5...20$ отношение $\Omega/\Lambda = 0{,}2...0{,}3$ и

$$\bar{k} = \bar{k}_0/[1 + \frac{F_н}{400}(\frac{\bar{\alpha}_1}{W_1} + \frac{\bar{\alpha}_2}{W_2})].$$

В этом случае при определении $\bar{k}_0$ следует принимать $Y = 1/7$.

Коэффициент теплопередачи идеального вращающегося регенеративного ТА

$$\bar{k}_0 = [\frac{1}{\bar{\alpha}_1 x_1} + \frac{1}{\bar{\alpha}_2 x_2}]^{-1}, \qquad (2.72)$$

где x_1 и x_2 – доли площадей поверхности нагрева, относящиеся соответственно к греющему и нагреваемому газам; $x_1 = F_1/F; x_2 = F_2/F$.

Коэффициент теплопередачи, учитывающий нестационарные явления,

$$\bar{k} = \bar{k}_0 \frac{W_н/(\bar{\alpha}_1 F_1) + W_н/(\bar{\alpha}_2 F_2)}{1/E_{рг} - [W_н/(2W_1) + W_н/(2W_2)]}; \qquad (2.73)$$

$$E_{рг} = \frac{[1 - \exp(-b_1)][1 - \exp(-b_2)]}{1 - \exp[-(b_1 + b_2)]};$$

$$b_1 = \frac{1}{W_н/(\bar{\alpha}_1 F_1) + W_н/(2W_1)}; \quad b_2 = \frac{1}{W_н/(\bar{\alpha}_2 F_2) + W_н/(2W_2)},$$

где $W_н$ – приведенная полная теплоемкость насадки; $W_н = n_р m_н c_{рн}$; $n_р$ – частота вращения ротора.

3. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И СОПРОТИВЛЕНИЕ ТА

3.1. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТА

Коэффициент теплопередачи рекуперативного ТА характеризует интенсивность теплообмена между двумя теплоносителями, которые разделяет или теплопередающая стенка (однослойная, многослойная), или несколько стенок, омываемых промежуточными теплоносителями.

Для системы из двух теплоносителей с разделительной стенкой коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{c_k}{\frac{F}{\alpha_1 F_1} + R_{з1} + R_w + R_{кт} + R_{з2} + \frac{F}{\alpha_2 F_2}}, \qquad (3.1)$$

где c_k – коэффициент запаса; $R_{з1}$ и $R_{з2}$ – термическое сопротивление образующихся на стенке загрязняющих отложений со стороны соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей; $R_{з1} = \delta_{з1}F/(\lambda_{з1}F_{з1})$; $R_{з2} = \delta_{з2}F/(\lambda_{з2}F_{з2})$; $\delta_{з1}$ и $\lambda_{з1}$ – соответственно толщина и теплопроводность загрязнений со стороны греющего теплоносителя; $\delta_{з2}$ и $\lambda_{з2}$ – то же со стороны нагреваемого теплоносителя; $F_{з1}$ и $F_{з2}$ – площади поверхности слоев загрязняющих отложений; R_w – термическое сопротивление стенки; $R_w = F \sum_{i=1}^{N} \frac{\delta_{wi}}{\lambda_{wi} F_{wi}}$; δ_{wi} и λ_{wi} – соответственно толщина и теплопроводность материала i-го слоя стенки; $R_{кт}$ – термическое сопротивление в месте контакта слоев многослойной стенки или между стенкой и прикрепленными к ней ребрами; F – площадь расчетной поверхности теплопередачи; в зависимости от того, к какой поверхности отнесен коэффициент теплопередачи, $F = F_1$; $F = F_2$; $F = F_w = \frac{F_1 - F_2}{\ln(F_1/F_2)}$; F_{wi} – площадь условной поверхности i-го слоя стенки, выбранная таким образом, чтобы обеспечить расчетное равенство тепловых потоков, определяемых по уравнениям теплоотдачи (на границах стенки) и по уравнению теплопроводности при толщине δ_{wi} слоя стенки.

Коэффициент теплопередачи плоских стенок (пластинчатых рекуперативных ТА)

$$k = \frac{c_k}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{з1}}{\lambda_{з1}} + \sum_{i=1}^{N} \frac{\delta_{wi}}{\lambda_{wi}} + \frac{\delta_{з2}}{\lambda_{з2}} + \frac{1}{\alpha_2}};$$

гладких однослойных цилиндрических стенок (гладкотрубных рекуперативных ТА)

$$k = \frac{c_k}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{з1} + \frac{d}{2\lambda\omega}\ln\frac{d}{d_{вн}} + R_{з2} + \frac{d}{\alpha_2 d_{вн}}} \qquad (3.2)$$

или

$$k = \frac{c_k}{\frac{d_{вн}}{\alpha_1 d} + R_{з1} + \frac{d_{вн}}{2\lambda\omega}\ln\frac{d}{d_{вн}} + R_{з2} + \frac{1}{\alpha_2}}. \qquad (3.3)$$

В уравнении (3.2)

$$R_{з1} = \frac{d}{2\lambda_{з1}}\ln\frac{d + 2\delta_{з1}}{d}; \quad R_{з2} = \frac{d}{2\lambda_{з2}}\ln\frac{d_{бн}}{d_{вн} - 2\delta_{з2}};$$

в уравнении (3.3)

$$R_{з1} = \frac{d_{вн}}{2\lambda_{з1}}\ln\frac{d + 2\delta_{з1}}{d}; \quad R_{з2} = \frac{d_{вн}}{2\lambda_{з2}}\ln\frac{d_{вн}}{d_{вн} - 2\delta_{з2}}.$$

В уравнении (3.2) коэффициент k отнесен к наружной поверхности цилиндрической стенки (трубы), в уравнении (3.3) – к внутренней. Условно принято, что в межтрубном пространстве движется греющий теплоноситель.

Если в межтрубном пространстве проходит нагреваемый теплоноситель, то в уравнениях (3.2) и (3.3) величины α_1 и α_2, $\lambda_{з1}$ и $\lambda_{з2}$, $\delta_{з1}$ и $\delta_{з2}$ следует поменять местами.

Для оребренных труб и оребренных плоских стенок в случае отнесения коэффициента теплопередачи к поверхности со стороны греющего теплоносителя ($F = F_1$), омывающего оребренную поверхность.

$$k = \frac{c_k}{\frac{1}{\alpha_{1\,пр}} + R_{з1} + R_w + R_{кт} + R_{з2} + \frac{F_1}{\alpha_2 F_2}}, \qquad (3.4)$$

где $\alpha_{1\,пр}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны греющего теплоносителя, омывающего оребренную стенку; $R_{кт} = c_{кт}/\alpha_{1\,пр}$; $c_{кт}$ – коэффициент контактного сопротивления.

Для оребренных труб и оребренных плоских стенок в случае отнесения коэффициента теплопередачи к поверхности со стороны нагреваемого теплоносителя

$$k = \frac{c_k}{\frac{F_2}{\alpha_{1\,пр}F_1} + R_{з1} + R_w + \frac{c_{кт}}{\alpha_{1\,пр}}\frac{F_2}{F_1} + R_{з2} + \frac{1}{\alpha_2}}. \qquad (3.5)$$

Ниже приведены значения коэффициента $c_{кт}$ контактного сопротивления.

Трубы с литыми ребрами	0
Трубы с насадными ребрами и последующей металлизацией (припоем)	0
Ребра с воротником, насаженные на обезжиренную трубу	0,0525...0,0204
Биметаллические трубы, оребренные винтовой накаткой	0,1000...0,0200
Трубы с насадными ребрами при степени оребрения, %:	
10	0,4286...0,1628
15	0,6666...0,2500
20	0,8182...0,3333
25	1...0,4286
Трубы со вставленными ребрами при температуре, °С:	
+5	0,1628
−5	0,4286
−15	0,666

Для монометаллических труб, оребренных с внешней стороны,

$$R_w = \frac{F/L}{2\pi\lambda_w} \ln\frac{d'}{d_{вн}}; \quad R_{з1} = \frac{F/L}{2\pi\lambda_{з1}} \ln\frac{d + 2\delta_{з1}}{d};$$

$$R_{з2} = \frac{F/L}{2\pi\lambda_{з2}} \ln\frac{d_{вн}}{d_{вн} - 2\delta_{з2}}; \quad c_{кт} = 0,$$

где L – длина трубы, используемая при определении F_1 и F_2; d' – наружный диаметр условной гладкой трубы с такими же внутренним диаметром и термическим сопротивлением, что у оребренной трубы или оребренной рубашки; для труб, оребренных винтовой накаткой, d' равен диаметру заготовки.

Для биметаллических труб, оребренных с внешней стороны,

$$R_w = \frac{F/L}{2\pi}\left(\frac{1}{\lambda_{w1}} \ln\frac{d_1}{d_{вн}} + \frac{1}{\lambda_{w2}} \ln\frac{d'}{d_1}\right),$$

где λ_{w1} и λ_{w2} – теплопроводность материала соответственно внутренней трубы и оребренной рубашки; d_1 – наружный диаметр внутренней трубы в биметаллической конструкции.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРИ ЗАГРЯЗНЕНИИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА

Во время работы ТА на теплообменных поверхностях образуются отложения (загрязнения), ухудшающие теплопередачу.

Слой загрязнений формируется в течение некоторого промежутка времени τ и его характеристики зависят от скорости, давления и температуры потока и стенки, шероховатости поверхности, структуры материала и концентрации загрязняющих веществ.

Загрязнения могут быть результатом кристаллизации растворенных в теплоносителе (жидкости) солей, суспендирования твердых микрочастиц, оседания продуктов химических реакций, происходящих в самом теплоносителе или при его контакте с тем или иным материалом, коррозии теплообменной поверхности, прилипания и произрастания на ней макроорганизмов (полипов, моллюсков и др.) и микроорганизмов (бактерий, морских водорослей и т.п.).

Из растворенных в жидкости солей больше всего подвержены кристаллизации соли кальция (карбонаты, фосфаты, сульфаты), соли магния, кремния. Если в жидкости преобладает одна какая-либо соль, то образуются твердые отложения, отдельные частицы которых прочно соединены между собой и с теплообменной поверхностью. Если в жидкости много различных солей, то при оседании на теплообменную поверхность они образуют группы кристаллов с пустотами между ними, заполняемыми оседающими суспендированными частицами песка, ила, глины, а также продуктами коррозии металлов. Суспендированные твердые микрочастицы структурно не соединяются с материалом поверхности, хотя могут прилипать к ней достаточно прочно, поэтому их наличие уменьшает прочность образующегося слоя загрязнений.

Основными компонентами загрязнений на поверхностях нагрева ТА систем теплоснабжения, омываемых водой, являются карбонат кальция, оксиды железа, сульфат кальция и силикаты. Отложения, содержащие сульфат и силикат кальция, характеризуются повышенными твердостью и прочностью соединения с поверхностью труб. Карбонатные отложения могут быть твердыми, прочно сцепленными со стенкой, слоистыми или рыхлыми, легко разрушаемыми. В латунных трубах подогревателей воды загрязнения образуются в виде групповых наростов на обесцинкованных участках. Физические свойства веществ-загрязнителей приведены в табл. 3.1.

В сформировавшемся загрязнении по толщине можно выделить три слоя: верхний – рыхлый слой легко удаляемого шлама; средний – слой, в котором под действием температуры происходит кристаллизация; нижний – плотный кристаллический слой. Процесс загрязнения теплообменной поверхности во времени описывают линейной, параболической или экспоненциальной зависимостью. Рекомендуется использовать следующее урав-

3.1. Физические свойства веществ-загрязнителей

Загрязнитель	Плотность, кг/м³	t, °С	λ, Вт/(м·К)	c_p, кДж/(кг·К)
Глина	1850	450	1,030	1,044
Земля:				
сухая	1500	–	0,140	–
влажная	1700	–	0,658	2,005
Порошкообразный кокс	450	100	0,191	1,211
Копоть	190	40	0,031	–
Древесные опилки	200	20	0,070	–
Песок:				
сухой	1500	20	0,331	0,784
влажный	1650	20	1,130	2,090
Торф	220	50	0,064	–
Дизельное масло	870	80	0,123	2,045
Накипь	–	65	1,320...3,140	–

нение, полученное по результатам анализа процессов отложения и уноса осадков

$$R_з = R_{з\,max}[1 - \exp(-b_з \tau)], \qquad (3.6)$$

где $R_{з\,max}$ – асимптотическое (при максимальной толщине отложений) термическое сопротивление загрязнений; $b_з$ – экспериментальный коэффициент, зависящий от скорости, температуры теплоносителя, материала и геометрии теплопередающей поверхности.

Для кожухотрубных ТА уравнение (3.6) может быть представлено в следующем виде:

$$\delta_з = \delta_{з\,max}[1 - \exp(-b_{зо}\tau)];$$

$$\delta_{з\,max} = c_o \lambda_з / b_{зо},$$

где $c_o = \dfrac{0{,}11582 \cdot 10^{16}}{w^{1{,}07}} \exp[-26030/(t_w + 273)]$; $\lambda_з$ – теплопроводность загрязнений; $b_{зо} = Cw^n$, C и n – соответственно постоянная и показатель степени, определяемые экспериментально; w – скорость теплоносителя; t_w – температура теплопередающей стенки.

Приведенные зависимости не применимы для описания процессов загрязнения полостей ТА, омываемых воздухом, выпускными газами дизелей и дымовыми газами, например в АВО, ОНВ, утилизационных подогревателях и котлах.

Радиаторы транспортных установок загрязняются со стороны воздушной полости в основном пылью, влажной землей, остатками растений и т.п. Загрязнение происходит порой не по всему фронту радиатора и очень быстро.

ОНВ транспортных и судовых дизелей со стороны воздушной полости, особенно в случае применения высокооребренных шероховатых труб, довольно быстро забиваются асфальтоподобной массой, компонентами которой являются песочная пыль, несгоревшие частицы топлива в виде сажи, капли смазочного масла и др. Если поступление частиц сажи в ОНВ удается предотвратить, то частицы задерживаются в первом и втором рядах, а вся поверхность покрывается равномерным слоем масла. Максимальная толщина масляных отложений (примерно 0,02...0,04 мм) формируется в течение нескольких десятков часов работы аппарата, при этом термическое сопротивление загрязнений достигает $R_{з\,max} = (2...3)\,10^{-4}$ м^2 · К/Вт. При попадании в ОНВ частиц сажи и наличии во всасываемом воздухе пыли через 1...2 тыс.ч работы межреберные объемы труб оказываются полностью выключенными из работы и, если не принять меры по очистке ОНВ, система воздухоснабжения может не обеспечить поступление воздуха в цилиндры двигателя.

В ТА энергетических установок, использующих в качестве греющего теплоносителя дымовые газы, на поверхности нагрева оседают частицы золы: при продольном обтекании труб вследствие турбулентных пульсаций, а при поперечном обтекании в результате прямого воздействия потока на трубы. Процессы загрязнения поверхностей труб частицами золы могут быть обусловлены явлением термофореза и действием электростатических сил, когда поверхность трубы и частицы золы приобретают разные по знаку электростатические заряды. Отметим, что зольность топлива практически не сказывается на значениях $R_{з\,max}$, но влияет на время образования слоя толщиной $\delta_{з\,max}$.

Данные по термическим сопротивлениям загрязнений приведены в табл. 3.2 – 3.4 [14, 18].

Анализ данных табл. 3.2, в которой приведены значения скорости w воды в каналах ТА, показывают, что с увеличением w термическое сопротивление $R_з$ загрязнений уменьшается. По данным других литературных источников, зависимость w от $R_з$ не однозначна, как это следует из табл. 3.2.

При не очень большой скорости потока верхний слой загрязнений довольно легко разрушается и удаляется, а затем формируется вновь. В связи с этим термическое сопротивление отложений то уменьшается, то увеличивается. При высоких числах Re изменение $R_з$ во времени наблюдается реже, но асимптотическое значение $R_{з\,max}$ возрастает. По-видимому, в верхний слой отложений попадают некоторые продукты химических реакций, происходящих в промежуточном слое, что ограничивает рост промежуточного и нижнего слоев.

3.2. Термические сопротивления загрязнений на поверхностях ТА промышленного назначения, охлаждаемых водой

Охлаждающая вода	t_1, °С	t_2, °С	w_2, м/с	$R_3 \cdot 10^4$, м² · К/Вт
Дистиллированная	⩽200	Любая	Любая	2,9
Котловая	⩽120	⩽40	⩽0,9	58
	⩽120	⩽40	>0,9	29
	120...200	>40	Любая	58
Оборотная, охлаждаемая в градирнях, очищенная (без указания способа и качества очистки)	⩽120	⩽40	"	5,8
	120...200	>40	"	12
Оборотная, охлаждаемая в градирнях, неочищенная и озерная чистая	⩽120	⩽40	"	17
	120...200	>40	⩽0,9	29
	120...200	>40	>0,9	23
Речная с различной концентрацией солей:				
средней	⩽120	⩽40	⩽0,9	17
	⩽120	⩽40	>0,9	12
	120...200	>40	⩽0,9	23
	120...200	>40	> 0,9	17
минимальной	⩽120	⩽40	⩽0,9	12
	⩽120	⩽40	>0,9	5,8
	120...200	>40	⩽0,9	17
	120...200	>40	>0,9	13
Морская	⩽120	⩽40	Любая	2,9
	120...200	>40	"	5,8

3.3. Средние значения термического сопротивления загрязнений в трубчатых ТА

Теплоноситель в межтрубном пространстве	Теплоноситель в трубах	$R_3 \cdot 10^4$, м² · К/Вт
Деминерализованная вода	Вода	1,72
Топливное масло	"	12,89
Газолин	"	13,75
Тяжелые масла	"	3,44
		8,60
Дизельное топливо или топливо для реактивных двигателей	"	8,60
То же	Масло	8,60
Охлаждающая вода в полостях охлаждения ДВС или компрессоров	Вода	3,44

Продолжение табл. 3.3

Теплоноситель в межтрубном пространстве	Теплоноситель в трубах	$R_3 \cdot 10^4$, м² · К/Вт
Машинное масло:		
низкой вязкости	"	3,44
высокой вязкости	"	5,16
Машинное масло	Масло	10,32
Лигроин	Вода	8,60
"	Масло	8,60
Органические растворители	Вода	5,16
Высококипящие нефтепродукты, растительные масла	"	6,88
Вода	"	5,16...8,6
"	Масло	8,60
Пары спирта	Вода	3,44
Водяной пар	"	0,86
То же	Топливное масло	4,30...9,46
		9,46
Пары углеводородов	Масло	6,88
Высококипящие углеводороды (вакуум)	Вода	5,16
Низкокипящие углеводороды (атмосферное давление)	"	5,16
Воздух, азот и т.д.	Вода или рассол	8,60
Вода или рассол	Воздух, азот и т.п.	8,60
Вода	Водород с примесью природного газа	5,16

3.4. Ориентировочные значения термических сопротивлений загрязнений толщиной не более 0,5 мм на поверхностях пластин из коррозионно-стойких сталей

Теплоноситель, вещество	$R_3 \cdot 10^4$, м² · К/Вт	Теплоноситель, вещество	$R_3 \cdot 10^4$, м² · К/Вт
Абсорбенты тощие	4,0	Масло:	
Алюминатный раствор	1,5	моторное	8,6
Аммиак	2,5	растительное	3,1
		смазочное	42,0
Ацетон и другие растворители	1,0	Накипь	3,3
		Нефтепродукты чистые	2,0
Бензин	1,0		
Вода:		Нефть	2,0
дистиллированная	0,4	Органические жидкости	1,1
жесткая	2,5		

Продолжение табл. 3.4

Теплоноситель, вещество	$R_з \cdot 10^4$, м² · К/Вт	Теплоноситель, вещество	$R_з \cdot 10^4$, м² · К/Вт
морская	1,1	Органические теплоносители	2,0
озерная	2,0		
речная	1,7	Полимеризующиеся продукты	4,5
техническая	2,3	Рассол:	
то же, сильно загрязненная	5,5	аммонизированный	3,0
Водяной пар	1,1	соляной	1,0
Воздух сжатый	4,0	Раствор:	
Газ:		каустической соды	2,0
природный	4,0	солей	2,0
дымовой	6,0	солей с примесью смол и масел	5,0
пиролиза с примесью смолы	20	щелочной (МЭА)	4,0
Гипс	8,3	Ржавчина	5,0
Известь	4,2	Сажа	100,0
Топливо для реактивных двигателей	1,0		
Кислота:		Сернистое железо	0,8
серная, соляная и фосфорная	0,5	Сероуглерод	2,0
		Хладагенты жидкие	0,7
уксусная	5,0	Хлористый кальций	8,0
Кокс	7,15	Хлористый натрий	1,6
Купорос железный	10,0	Углеводороды:	
Лед	2,5	ароматические	1,8
Мазут	5,0	низкокипящие	2,0
		хлорированные	1,0
Масло:			
закалочное	10,0		
машинное и трансформаторное	1,5		

При $\mathrm{Re} > 1200$ экспериментальные данные по исследованию влияния скорости воды на $R_{з\,max}$ в трубах различного диаметра описываются уравнением

$$R_{з\,max} = 0{,}0001\, w^{-1{,}33} d_{вн}^{-0{,}23}.$$

С увеличением скорости газового потока, обтекающего пучки гладких или оребренных труб поперечно или продольно, толщина осевшего слоя загрязнений уменьшается.

В случае использования воды как охлаждающего теплоносителя важно организовать химический контроль ее основных показателей. Противонакипная и противокоррозионная обработка воды должна применяться при карбонатной жесткости более 4 мг/(моль · л), массовой концентрации

железа более 0,3 мг/л (в пересчете на Fe), суммарной массовой концентрации хлоридов и сульфатов выше 50 мг/л и индексе стабильности $J \geqslant 0{,}5$. В некоторых случаях требования к качеству воды могут быть существенно более жесткими.

КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА

Коэффициент c_k запаса зависит от расчетного коэффициента теплопередачи. Вид аналитической зависимости в каждом конкретном случае определяется слагаемыми знаменателя уравнения (3.1). Для получения такой аналитической зависимости необходимо оценить изменение коэффициента теплопередачи для различных вариаций исследуемого термического сопротивления в соответствии с установленной или априорно полученной погрешностью, от которой зависит это сопротивление (коэффициент теплоотдачи, толщина слоя загрязнений, толщина и относительная площадь воздушных прослоек на границе слоев биметаллической трубы и т.п.). Влияние каждого термического сопротивления исследуют отдельно, при этом всем остальным слагаемым знаменателя уравнения (3.1) присваивают значения, которые имеют место при самом ответственном режиме работы ТА (чаще всего номинальный режим или режим допустимой перегрузки). Следует рассматривать только те отклонения значений α_1, R_3, $R_{КТ}$ и α_2, которые обусловливают уменьшение коэффициента теплопередачи.

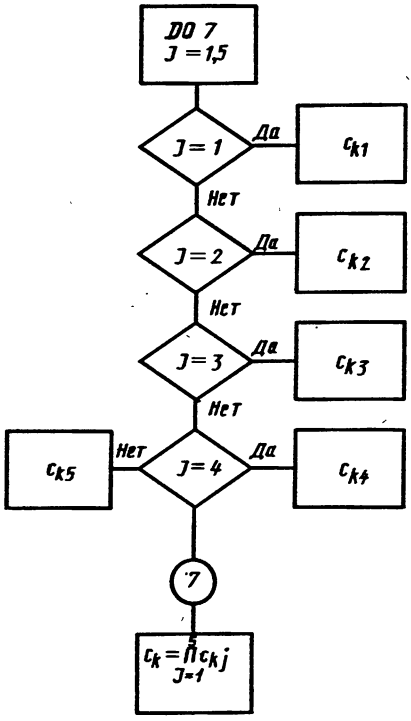


Рис. 3.1. Алгоритм расчета коэффициента c_k запаса

Для получения аналитических зависимостей определяют диапазон изменения варьируемой величины, включая те значения, которые характерны для режимов частичных нагрузок. Внутри этого диапазона выбирают два-три значения рассматриваемой величины, получая, таким образом, вместе со значениями на границах четыре-пять точек, которые необходимы для построения зависимости.

Для каждой точки определяют коэффициент k теплопередачи и его возможное значение $k_и$ при максимальном изменении варьируемого параметра, например коэффициента теплоотдачи, в соответствии с выбранным допуском. Отношение $k_и/k$ будет коэффициентом c_{kj} запаса, учитывающим неполноту знаний о данном термическом сопротивлении на рассматриваемом режиме. В итоге для четырех-пяти значений расчетного коэффициента теплопередачи получают столько же значений коэффициента c_{kj}, что позволяет легко построить регрессионную зависимость типа $c_{kj} = f(k)$. При выборе формы связи между c_{kj} и k следует учитывать, что средняя квадратическая погрешность адекватной модели при доверительной вероятности 0,95 должна быть менее 3...5 %.

Таким путем получают зависимости для каждого j-го термического сопротивления, которые затем используют в подпрограмме расчета коэффициента запаса. В итоге

$$c_k = \prod_{j=1}^{N_т} c_{kj},$$

где $N_т$ – число слагаемых знаменателя уравнения (3.1).

Алгоритм подпрограммы расчета коэффициента c_k запаса приведен на рис. 3.1.

ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ТРУБЧАТЫХ ТА

По этой подпрограмме можно рассчитывать ТА коробчатой (АВО, ОНВ и т.п.) и кожухотрубной конструкции с поперечными сегментными перегородками. Трубы круглые, гладкие или с круглыми ребрами различной конфигурации.

Язык программирования: FORTRAN ЕС ЭВМ.
Обращение: CALL KI.
Описание основных параметров:
AKI – локальный коэффициент теплопередачи;
ALFA1 – коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве;
ALFA2 – то же, в трубах.

В подпрограмме используется большое число вспомогательных параметров, которые употребляются как входные данные для подпрограммы KI и для всех входящих в нее подпрограмм. Все они передаются в подпрограмму и из подпрограммы с помощью общих областей COMMON.

Требуемые подпрограммы: ALIDS, RZAG, OBV, ALF, UST, ALI DK, ALFORK, BJK, CAK, ALIDOR.

Метод: основан на использовании уравнений, приведенных в подразделах 3.1 – 3.4.

Последовательность работы:

расчету предшествует определение площадей проходных сечений теплоносителей, геометрических характеристик труб и пучка в подпрограмме PHX, а также теплофизических свойств теплоносителей (ρ, μ, ν, Pr и λ) в подпрограмме FP. Затем в

подпрограмме KI находятся: коэффициент теплоотдачи в трубах; термические сопротивления загрязнений; коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве "идеального" трубного пучка (без обводных течений). Для кожухотрубных аппаратов определяются коэффициенты влияния обводных течений по методу Белла–Гнилински (см. подразд. 3.4), а для оребренных труб – приведенный коэффициент теплоотдачи. С учетом выполненных операций окончательно уточняется значение ALFA1, что позволяет рассчитать локальный (в данной точке или части ТА) коэффициент теплопередачи AKI. В подпрограмме предусмотрено несколько итерационных циклов, с помощью которых уточняются значения температуры стенки трубы, необходимой для расчета температурного фактора, коэффициента запаса СК и др.

Подпрограмма KI приведена ниже (программа 3.1).

ПРОГРАММА 3.1

```
C   ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ДЛЯ
C   ГЛАДКИХ ТРУБ И ТРУБ С КРУГЛЫМИ РЕБРАМИ
        SUBROUTINE KI
        COMMON/BC1/R31,R32,ALFA2/BC2/W1,W2,RE1,RE2/BC3/TETA,
       2X1,SIG1/BC4/ALFAK/ALFA1,AKI/C2/AMU1/PRA1/AMUST,PRAST
       3/C1/HAM1,CP1,ANU1,ALAM1/A3/DMEP,FKRSS,FSS,FSR/KF5/DZAG,
       4G1,G2,NG/A10/NMTR,NM1X,NM2X/A6/DM,DVN/C3/HAM2,CP2,ANU2,
       5ALAM2/P5/PGL/P4/PSH/A5/HM,FGL1,HL,FIOR,FTR1/B1/S21,
       6BETA,FISR,FISG/B7/DKOR,S1,S2/AB2/DI,EMA,XM,FOBV/P3/
       7PONV/A2/AG,BG,GMTR,FPER,FPRS/B3/FBA1/BC5/CK,CAF/AB1/
       8ALID/A1/FP1,FVN1,RP,FAPRO1,DMEKV/B6/IZI,NP,NMS,NS/ABC2/
       9T1,T2,TM1,TM2/A8/SHAG,DT1,DT2,DT,D,DM1/UU3/CAF2/UU7/
       0TVS,DVS/UU8/PNATR,PNAMT,POR/UU9/CA,PNV/UUB/BET1,BET2
        X7=0.
        CALL RZAG
C  RZAG – ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ
C   ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ ОТЛОЖЕНИЙ
        PRAST=PRA1
        AMUST=AMU1
        W1=G1/(HAM1*FSS)
        W2=G2*NM2X/(HAM2*.7854*(DVN-2.*DZAG)**2*NMTR)
        RE2=W2*(DVN-2.*DZAG)/ANU2
        IF(PGL-1.)1,2,2
C  PGL=0. – ТРУБЫ ГЛАДКИЕ  PGL=1. – ТРУБЫ ОРЕБРЕННЫЕ
    1   RE1=W1*DM/ANU1
        IF(PSH-1.)3,12,12
C  PSH=0 – ПУЧОК ШАХМАТНЫЙ, PSH=1. – ПУЧОК КОРИДОРНЫЙ
C   ШАХМАТНЫЙ ПУЧОК
    3   CALL ALIDS
C  ALIDS – ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА
C   ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОМЫВАНИИ ШАХМАТНОГО
C   ГЛАДКОТРУБНОГО ПУЧКА
    2   CALL OBV
C  OBV – ПОДПРОГРАММА УЧЕТА ВЛИЯНИЯ ОБВОДНЫХ ТЕЧЕНИЙ
        IF(EMA.GT.1.)EMA=1.
        IF(PGL-1.)4,5,5
    4   CALL ALF
C  ALF – ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ В ТРУБАХ
        CALL UST
```

```
C  UST – ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРЫ СТЕНКИ
       CALL ALIDS
       GOTO 13
    5  RE1=W1*HL/ANU1
       CALL ALFORK
C  ALFORK – ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА КОНВЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА
C   ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОМЫВАНИИ ШАХМАТНЫХ И КОРИДОРНЫХ
C   ПУЧКОВ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ
   10  CALL BJK
C  BJK  – ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ФУНКЦИЙ БЕССЕЛЯ
       CALL ALIDOR
C  ALIDOR – ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ПРИВЕДЕННОГО КОЭФФИЦИЕНТА
C   ТЕПЛООТДАЧИ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ
       IF(X7-1.)11,13,13
   11  CALL ALF
       CALL UST
       X7=1.
       GOTO 5
C   КОРИДОРНЫЙ ПУЧОК
   12  CALL ALIDK
C  ALIDK – ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ
C   ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОМЫВАНИИ КОРИДОРНОГО ГЛАДКОТРУБНОГО ПУЧКА
       CALL ALF
       CALL UST
       CALL ALIDK
       CALL OBV
   13  ALPR=ALID*EMA*FOBV/XM
       IF(PONV-1.)14,15,15
   14  ALFA1=ALPR
       GOTO 19
   15  FSUM=FBAI+FPER
       TETA=FSUM/FSS
       X1=(FPER+2.*FBAI)/FSUM
       SIG1=100.*TETA
       X2=FPER/FSUM
       X3=.4*X2+(1.-.4*X2)*EXP(-1.5*TETA)
       ALFA1=ALPR*X3
       CK=1.
       IF(PGL.EQ.0.) GOTO 19
       IF(DM1.NE.0.) GOTO 19
       IF(X1.LT.1..AND.X1.GT.1.22) GOTO 19
       IF(TETA.LT..565.AND.TETA.GT..5) Y9=
      1-6.947-6.618*TETA+16.95*X1+8.39*TETA*TETA-
      28.15*X1*X1+342E-4*RE1
       IF(TETA.LT..565.AND.TETA.GT..5) ALFA1=ALPR*Y9
   19  DO 22 I=1,2
       IF(I.EQ.2) CALL CAK
C  CAK  – ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА
   22  AKI=CK/(1./ALFA1+R31+RP+R32+FP1/(ALFA2*FVN1))
       RETURN
       END
```

3.2. ТЕПЛООТДАЧА И СОПРОТИВЛЕНИЕ В КАНАЛАХ

ТЕПЛООТДАЧА В ПРЯМЫХ ГЛАДКИХ КАНАЛАХ

Для оценки интенсивности теплообмена в каналах используют коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \mathrm{Nu}\,\lambda/l,$$

где Nu – безразмерный коэффициент теплоотдачи (число Нуссельта).

В расчетах теплоотдачи при течении потока в некруглых трубах и каналах в качестве определяющего размера l используют гидравлический (эквивалентный) диаметр

$$d_{\text{г}} = 4F_{\text{сж}}/U_{\text{см}}, \tag{3.7}$$

где $F_{\text{сж}}$ – площадь проходного (сжатого) сечения канала; $U_{\text{см}}$ – смоченный (активный) периметр канала.

В табл. 3.5 собраны наиболее известные уравнения подобия для расчета среднего по длине канала коэффициента теплоотдачи при течении потока жидкости или газа в прямых гладких трубах. Вязкостный режим течения в горизонтальных трубах имеет место при $\mathrm{Re} \leqslant 1100...1700$ и $\mathrm{Ra} \leqslant 8 \cdot 10^5$. Вязкостно-гравитационный режим, когда силы инерции и вязкости, действующие в потоке, соизмеримы, при тех же числах Re характеризуется числами Релея $\mathrm{Ra} > 8 \cdot 10^5$. Переходной режим течения имеет место при $\mathrm{Re} = 1700...7000$, а вязкостно-инерционный (турбулентный) режим течения наступает при $\mathrm{Re} > 7000...10\,000$.

Рекомендуемые уравнения аппроксимируют опытные данные с максимальным разбросом 10...20 %. Учет переменной вязкости с помощью сомножителя $(\mu_f/\mu_w)^n$ справедлив для капельных жидкостей (вода, нефтепродукты), у которых динамическая вязкость убывает с температурой, и непригоден для газов, у которых вязкость при повышении температуры увеличивается.

В уравнении (3.12) при вязкостном режиме и $\dfrac{1}{\mathrm{Re}}\dfrac{L}{d_{\text{вн}}} < 0{,}1$ величину ϵ_l определяют по формуле (3.9), при вязкостно-гравитационном режиме $\epsilon_l = 1$.

В уравнениях (3.20) – (3.24) величину ϵ_l можно найти по формуле (3.19), в уравнениях (3.22) и (3.24) показатель n берется таким же, как в выражении (3.15). Зависимость (3.22) является менее точной, чем (3.18), (3.20) и (3.21) отдельно взятые, но рекомендуется для универсальных алгоритмов, поскольку пригодна для расчета газов и капельных жидкостей.

3.5. Уравнения подобия для определения среднего по длине канала коэффициента α теплоотдачи в прямых гладких трубах (определяющий размер $l = d_{вн}$ или $l = d_г$)

Уравнение подобия	Условия применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t; температурный напор Δt	Режим течения	Литературный источник
$Nu = 1{,}55(Pe d_{вн}/L)^{1/3} \times (\mu_f/\mu_w)^{0{,}14} \epsilon_l$, (3.8) где $\epsilon_l = 0{,}6(Re d_{вн}/L)^{1/7} \times (1 + 2{,}5L/Re/d_{вн})$ (3.9)	$Re < 2100$; $\mu_w/\mu_f = 0{,}07...1500$; $L/(Re d_{вн}) < 0{,}1$	Капельные жидкости	$t = t_w - 0{,}5\Delta t_л$; $\Delta t = \Delta t_л$; для воды $t = t_f$	Вязкостный	[24]
$Nu = 1{,}23(Re d_{вн}/L)^{0{,}4} \times (\mu_f/\mu_w)^{1/6}$ (3.10)	$Re = 400...1300$; $Pr = 170...640$	Вязкий	$t = 0{,}5(t_f + t_w)$; $\Delta t = t_w - t_f$	"	[11]
$Nu = 3{,}65 + \dfrac{0{,}0668(Pe d_{вн}/L)}{1 + 0{,}04(Pe d_{вн}/L)^{2/3}}$ (3.11)	$Re < 2300$; $Pr = 0{,}6...1{,}5$	Газы	$t = t_f + 0{,}5(t_w - t_f)$	"	[34]
$Nu = 1{,}64(Pe d_{вн}/L)^{1/3} \times c_1 Ra^n (\mu_f/\mu_w)^{0{,}14} \epsilon_l$, (3.12) где $c_1 = 1$; $n = 0$ при $Ra < 2 \cdot 10^5$; $c_1 = 0{,}293$; $n = 0{,}1$ при $Ra = 2 \cdot 10^5 ... 10^7$; $c_1 = 0{,}00046437$; $n = 0{,}5$ при $Ra > 10^7$	$Re < 2300$	Капельные жидкости; для газов следует принимать $\mu_f/\mu_w = 1$	t	Вязкостный и вязкостно-гравитационный в горизонтальных трубах (обобщенное уравнение)	[11]

Продолжение табл. 3.5

Уравнение подобия	Условия применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t; температурный напор Δt	Режим течения	Литературный источник
$Nu = 0{,}35(Pe d_{вн}/L)^{0,3} \times \times (Ra d_{вн}/L)^{0,18}$ (3.13)	$Re < Re_{кр}$; $L/d_{вн} = 20...130$; $Pe d_{вн}/L < 1100$; $Ra = 8 \cdot 10^5 ... 4 \cdot 10^8$	Капельные жидкости	Для Pe и Ra $t = 0{,}5(t_f + t_w)$; $\Delta t = \Delta t_a$; для Nu $t = t_w$; $\Delta t = t_0 - t_w$	Вязкостно-гравитационный в вертикальных трубах при совпадении вынужденной и свободной конвекции у стенки	[24]
$Nu = 0{,}255 Gr^{0,25} \times \times Re^{0,07} Pr^{0,37}$ (3.14)	$Re = 1600...4600$; $d_{вн} > 0{,}02$ м	То же	$t = t_f$	То же	[45]
$Nu = 0{,}037 Re^{0,75} Pr^{0,4} \times \times (\mu_f/\mu_w)^n$, (3.15) где $n = 0{,}11$ при нагреве; $n = 0{,}25$ при охлаждении теплоносителя	$Re = 250...20000$; $Gr = (1...5) \cdot 10^6$; $Ra = (1{,}5...12) \cdot 10^6$	"	$t = t_f$; $\Delta t = \Delta t_a$	Вязкостно-гравитационный в вертикальных трубах при противоположных направлениях вынужденной и свободной конвекции у стенки	[24]
$Nu = 0{,}0235 (Re^{0,8} - 230) \times \times (1{,}8 Pr^{0,3} - 0{,}8) \times \times [1 + (d_{вн}/L)^{2/3}] \times \times (\mu_f/\mu_w)^{0,14}$ (3.16)	$Re = 1700...10000$; $L/d_{вн} > 10$	Капельные жидкости, газы	$t = t_f$; для газов $t = 0{,}5(t_f + t_w)$ и $\mu_f/\mu_w = 1$	Переход от ламинарного к турбулентному в горизонтальных трубах.	[45]

$Nu = 0{,}008Re^{0,9}Pr^{0,433}$ (3.17)	$Re = 2300...10000$; $Pr = 20...140$	Вязкий	$t = t_f$	То же	Данные Ю.А. Васильченко и др.	
$Nu = 0{,}023Re^{0,8}Pr^{0,4}\epsilon_l$, (3.18) где $\epsilon_l = 1 + 2d_{вн}/L$ (3.19)	$Re = 7 \cdot 10^3...4 \cdot 10^4$; $Pr = 0{,}7...2$; $\lvert t_w - t_f \rvert \approx 30\ ^\circ C$; $L/d_{вн} < 50$	Вода и другие при $Pr = 0{,}7...2{,}0$	$t = t_f$	Турбулентный (вязкостно-инерционный)	[16]	
$Nu = 0{,}0207Re^{0,8}Pr^{0,43}\epsilon_l$ (3.20)	$Re = 10^4...4 \cdot 10^5$	Газы	$t = t_w$; $\Delta t = t_w - t_f$	То же, при нагреве газов	[12]	
$Nu = 0{,}0192Re^{0,8}Pr^{0,43}\epsilon_l$ (3.21)	$Re > 10^4$	„	$t = t_w$; $\Delta t = t_w - t_f$	То же, при охлаждении газов	[12]	
$Nu = \dfrac{0{,}125\xi RePr(\mu_f/\mu_w)^n}{1{,}07 + 4{,}5\sqrt{\xi}(Pr^{2/3} - 1)}\epsilon_l$; (3.22) $\xi = \dfrac{1}{(1{,}82\lg Re - 1{,}64)^2}$ (3.23)	$Re = 10^4...10^6$; $Pr = 0{,}6...200$. Для газов при нагреве вместо $(\mu_f/\mu_w)^n$ вводят сомножитель $(T_f/T_w)^{0,55}$; при охлаждении газов $\mu_f/\mu_w = 1$	Капельные жидкости, газы	$t = t_f$	То же (обобщенное уравнение)	[11]	

Продолжение табл. 3.5

Уравнение подобия	Условия применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t; температурный напор Δt	Режим течения	Литературный источник
$Nu = 0{,}035 Re Pr^{1/4} \sqrt{\xi} \times (\mu_f/\mu_w)^n \epsilon_l$ (3.24)	$Re > 10^4$; $Pr > 200$	Вязкий	$t = t_f$	То же	[43]
$Nu = 4{,}36 + 0{,}025 Pe^{0,8}$ (3.25)	$Re = 10^4 ... 5 \cdot 10^4$; $Pe = 20 ... 10^4$; $Pr \ll 1$	Жидкие металлы	$t = t_f$	"	[11]

Примечание. t_f – температура потока; t_w – температура стенки; μ_f и μ_w – вязкость при температуре соответственно потока и стенки.

ТЕПЛООТДАЧА В КАНАЛАХ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ С УСТРОЙСТВАМИ ДЛЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ

Помимо уравнений подобия для расчета теплоотдачи в кольцевых каналах необходимы уравнения подобия, с помощью которых можно оценить эффект интенсификации теплоотдачи, достигнутой благодаря применению змеевиков, каналов сложной формы, искусственных турбулизаторов, разрушающих или возмущающих пограничный слой.

При движении потока в змеевиках под действием центробежных сил происходит деформация профиля скорости в сечении канала и возникает вторичная циркуляция (макровихри), увеличивающая степень турбулизации ядра потока, что способствует интенсификации переноса теплоты. У стенки канала интенсивность вторичной циркуляции уменьшается, поэтому в пограничном слое преобладает молекулярный перенос теплоты. Наибольший эффект интенсификации теплоотдачи может быть получен в ламинарной области течения, во всех каналах, где интенсификация теплоотдачи достигается путем закрутки потока.

В ламинарной области течения возникновение вторичной циркуляции (макровихрей) имеет место при критических числах

$$\mathrm{Re}'_{\mathrm{кр}} = 11{,}6\sqrt{d_{\mathrm{вн}}/D_{\mathrm{зм}}}, \qquad (3.26)$$

где $D_{\mathrm{зм}}$ – диаметр гиба (закругления) трубопровода, а переход к турбулентному течению с макровихрями – при

$$\mathrm{Re}_{\mathrm{кр}} = 2300 + 12927\,(d_{\mathrm{вн}}/D_{\mathrm{зм}})^{0{,}3}. \qquad (3.27)$$

Уравнение (3.27) справедливо для $D_{\mathrm{зм}}/d_{\mathrm{вн}} = 6...24$, в области $D_{\mathrm{зм}}/d_{\mathrm{вн}} = 10...250$ более пригодно уравнение

$$\mathrm{Re}_{\mathrm{кр}} = 2100 + 25200\,(d_{\mathrm{вн}}/D_{\mathrm{зм}})^{0{,}5}, \qquad (3.28)$$

а в области $D_{\mathrm{зм}}/d_{\mathrm{вн}} = 5...80$ – уравнение

$$\mathrm{Re}_{\mathrm{кр}} = 2300[\,1 + 8{,}6\,(d_{\mathrm{вн}}/D_{\mathrm{зм}})^{0{,}45}\,]\,. \qquad (3.29)$$

При непрерывной закрутке потока с помощью скрученной в спираль ленты (см. табл. 1.32)

$$\mathrm{Re}'_{\mathrm{кр}} = 11{,}6\,\sqrt{0{,}5 + 8[\,s/(\pi d_{\mathrm{вн}})]^2}; \qquad (3.30)$$

$$\mathrm{Re}_{\mathrm{кр}} = 2300 + 38900\,(d_{\mathrm{вн}}/s)^{1{,}16}\ ; \qquad (3.31)$$

$$d_г = \frac{d_{вн}(\pi d_{вн} - 4\delta_л)}{\pi d_{вн} + 2(d_{вн} - \delta_л)}, \qquad (3.32)$$

где $\delta_л$ – толщина скрученной ленты.

В табл. 3.6 приведены уравнения подобия для определения среднего по длине канала коэффициента α теплоотдачи.

Эмпирические уравнения (3.42) и (3.44), обобщающие опыты отечественных и зарубежных исследователей, универсальны, хотя для описания теплоотдачи используются уравнения для гладких труб, но скорость потока рассчитывается в сечении, площадь которого зависит от геометрии завихрителя [см. формулу (3.43)].

Гидравлический диаметр $d_г$ труб со шнековыми завихрителями можно определять по зависимостям [47].

В уравнении (3.46) $l_ш$ – расстояние между соседними завихрителями по длине трубы; $\varphi_{ср}$ – угол закрутки винтового элемента по среднему диаметру; $\varphi_{ср} = \pi(d_{вн} + d_0)/(2K_{з.ш}s)$, $K_{з.ш}$ – число заходов шнека, $\psi_к$ – поправочный коэффициент; для шнековых вставок, имеющих переменный, уменьшающийся к концам центрального тела, и постоянный внешний диаметры, $\psi_к = 1{,}19$, для всех остальных случаев $\psi_к = 1$.

Коэффициент $c_и$ в уравнении (3.48) учитывает интенсификацию теплоотдачи от масла к стенке, вызываемую рассечкой и отгибом кромок ребер в местах рассечки. Значения его зависят от шага разрезки ребер, характера отгиба их кромок в местах разреза, $c_и = 1{,}4...1{,}8$. Для неразрезных ребер $c_и = 1$.

Наибольший эффект интенсификации теплоотдачи, сопровождаемый соизмеримым ростом гидравлического сопротивления, при переходном и турбулентном режимах течения может быть достигнут благодаря созданию каким-либо путем (например, накаткой) чередующихся или винтообразных плавно очерченных выступов на внутренней поверхности трубы (см. табл. 1.32). Для капельных жидкостей при $Pr = 2...80$ наилучшие результаты были получены при относительном шаге $\bar{t} = 0{,}25...0{,}5$ и высоте выступов $\bar{d} = 0{,}94...0{,}98$, для газов – при $\bar{t} = 0{,}25...1$ и $\bar{d} = 0{,}9...0{,}95$. Помимо шага и высоты выступов большое значение имеет форма профиля выступов, которая зависит от способа их получения. Так, в трубе, накатка которой осуществлялась по калибру одним роликом и выступ которой более плавно очерчен, гидравлическое сопротивление примерно на 25 % ниже, чем в трубе, накатанной тремя роликами, при прочих равных условиях.

Использованные в уравнениях (3.33) – (3.35), (3.39), (3.50), (3.52) – (3.57) числа $Nu_{гл}$ подсчитаны для гладких прямых труб при тех же условиях течения, что и в рассматриваемых случаях, по уравнениям табл. 3.6.

Определенный эффект интенсификации теплоотдачи может быть получен при использовании витых труб (см. табл. 1.32). Уравнение (3.58)

3.6. Уравнения подобия для определения среднего по длине канала коэффициента α теплоотдачи в кольцевых, изогнутых каналах, змеевиках и трубах с устройствами для интенсификации теплоотдачи

Уравнение подобия	Условие применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t; размер l	Условия	Литературный источник
$Nu = 0{,}86 Nu_{гл} (d_2/d_1)^{-0{,}16}$ (3.33) где $Nu_{гл}$ – см. табл. 3.5	$d_2/d_1 = 0{,}2...1{,}0$	Любой	$l = d_1 - d_2$	Кольцевой канал с наружным диаметром d_1 и внутренним d_2 при обогреве внутренней трубы	[16]
$Nu = Nu_{гл}[1 - 0{,}14 \times \times (d_2/d_1)^{0{,}6}]$ (3.34)	$d_2/d_1 = 0...1{,}0$	"	$l = d_1 - d_2$	То же, при обогреве наружной трубы	[16]
$Nu = 0{,}95 Nu_{гл}$ (3.35)	$d_2/d_1 = 0{,}5...0{,}9$	"	$l = d_1 - d_2$	То же, при двустороннем обогреве	[16]
$Nu = 0{,}0575 Re^{0{,}75} Pr^{0{,}43} \times \times (D_{зм}/d_{вн})^{-0{,}21} c_t$, (3.36) где $c_t = (Pr_f/Pr_w)^{0{,}25}$	$Re = 63...2{,}5 \cdot 10^4$; $D_{зм}/d_{вн} = 6{,}2...62{,}5$; $L/d_{вн} = 60$; $Pr = 7...369$	Капельные жидкости	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	Спиральные змеевики при ламинарном течении с макровихрями	[47]
$Nu = 3{,}65 + 0{,}08[1 + 0{,}8 \times \times (D_{зм}/d_{вн})^{-0{,}9}] Pr^{1/3} \times \times Re^{0{,}5 + 0{,}2903 (D_{зм}/d_{вн})^{-0{,}194}}$ (3.37)	$Re = 100...Re_{кр}$, $Re_{кр}$ – см. уравнение (3.29)	Вода, масло, воздух	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	То же	[34]

Продолжение табл. 3.6.

Уравнение подобия	Условие применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t; размер l	Условия	Литературный источник
$Nu = 0{,}0266 Pr^{0,4} [Re^{0,85} \times (D_{зм}/d_{вн})^{-0,15} + 0{,}225 (D_{зм}/d_{вн})^{1,55}]$ (3.38)	$Re = 8 \cdot 10^3 ... 7 \cdot 10^4$; $D_{зм}/d_{вн} = 6{,}2 ... 104$	Капельные жидкости	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	То же, при турбулентном течении с макровихрями	[47]
$Nu = Nu_{гл} (1 + \delta')$, где $\delta' = 0{,}045 \times Re^{0,3} (D_{зм}/d_{вн})^{-0,75}$ (3.39)	$Re = Re_{кр} ... 150 \cdot 10^3$, $D_{зм}/d_{вн} = 5 ... 20$; $Re_{кр}$ – см. уравнение (3.27)	То же	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	То же	[22]
$Nu = 0{,}3 Re^{0,6} Pr^{0,43} \times (d_{вн}/D_{л})^{0,135}$ (3.40)	$s/d_{вн} = 2{,}5 ... 11$; $Re (d_{вн}/D_{л})^{0,5} = 50 ... 8 \cdot 10^3$, где $D_{л}$ – диаметр кривизны осевой линии канала, образованного стенками трубы и ленточной вставкой; s – шаг закрутки ленты	Воздух	$t = t_f$; $l = d_{г}$; определяющая скорость – среднерасходная осевая скорость потока	Непрерывные спиральные ленточные завихрители при ламинарном течении с макровихрями	[47]
$Nu = 0{,}079 Re^{0,74} Pr^{0,43} \times (d_{вн}/D_{л})^{0,11} (T_f/T_w)^{0,575}$ (3.41)	$s/d_{вн} = 1{,}79 ... 13$; $Re = Re_{кр} ... 5{,}9 \cdot 10^4$ для капельных жидкостей сомножитель $(T_f/T_w)^{0,575}$ нужно заменить сомножителем $(\mu_f/\mu_w)^{0,36}$	”	То же	То же, при турбулентном течении с макровихрями	[47]

$Nu = 1{,}4(Re' d_{вн}/L)^{0,4} \times$ $\times Pr^{0,33} c_t$, (3.42) где $Re' = \underline{Gd_г/(\rho f_3 \nu)}$; $f_3 = s[\sqrt{R^2 + (s/(2\pi))^2} -$ $- s/(2\pi)] - \delta_л B_л$ (3.43)	$Re' < 2300$	Капельные жидкости, газы	$t = t_f$	Непрерывные ленточные завихрители (обобщающий подход)	[19]
$Nu = 0{,}021 Re'^{0,8} Pr^{0,43} c_t$ (3.44)	$Re > 10^4$	То же	То же	То же	[19]
$Nu = 0{,}65 Re^{0,5} \psi_ш^{0,2} \times$ $\times (D_л/d_г)^{-0,45} Pr^{0,43} c_t$ (3.45) где $\psi_ш = 1 + 0{,}4 \left(\frac{s}{d_0 + d_{вн}}\right)^2$	$Re = 10^3 ... 4 \cdot 10^4$; $D_л/d_г = 1{,}78 ... 7{,}35$	Капельные жидкости	$t = t_f$; $l = d_г$	Непрерывные шнековые завихрители при ламинарном течении с макровихрями (см. табл. 1.32)	[47]
$Nu = 0{,}037 Re^{0,8} \times$ $\times Pr^{0,43} (1 + 0{,}096 \varphi_{ср}^{1,19}) \times$ $\times (l_ш/d_{вн})^{-0,41} \psi_к$ (3.46)	$Re = 2 \cdot 10^3 ... 5 \cdot 10^4$; $s/d_{вн} = 0{,}28 ... 1{,}53$; $d_0/d_{вн} = 0{,}38 ... 0{,}78$; $l_ш/d_{вн} = 2 ... 15$; $\varphi_{ср} = 45 ... 82°$; угол конусности центрального тела (в обе стороны) изменялся от 6 до 9°	То же	$t = t_f$; $l = d_{вн}$; определяющая скорость среднерасходная осевая скорость теплоносителя	То же, с прерывистыми шнековыми завихрителями	[3]
$Nu = 0{,}15 Re^{0,59} Pr^{0,43} \times$ $\times \left(\frac{d_к - c}{d_к - d_в}\right)^{1,04}$ (3.47)	$Re = 2 \cdot 10^3 ... 10^4$; $Pr = 0{,}7$; $a = (15 ... 56) \cdot 10^{-3}$ м; $b = (4 ... 25) \cdot 10^{-3}$ м; $c = (16 ... 26) \cdot 10^{-3}$ м	Воздух	$t = t_f$; $l = d_г = 4V_3/F$	Кольцевой канал типа диффузора-конфузора (см. табл. 1.32); V_3 – объем кольцевого канала; F – поверхность теплопередачи канала	[7]

Уравнение подобия	Условие применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t; размер l	Условия	Литературный источник
$Nu = c_и 0{,}205 Re^{0,5} Pr^{0,43} c_t$ (3.48)	$Re \leqslant 2 \cdot 10^3$; $d_{2вн}/d_{1н} = 1{,}2...2{,}0$; $\delta_р/h_р = 1{,}1...1{,}5$	Масло	$t = t_f$; $l = d_{1н}$	Кольцевой канал, образованный внутренней поверхностью гладкой трубы большего диаметра $d_{2вн}$ и наружной поверхностью трубы меньшего диаметра $d_{1н}$ с продольными приварными ребрами прямоугольного сечения на ней	[23]
$Nu = 0{,}056 Re^{0,8} Pr^{0,43} \bar{t}^{-0,3} \times$ $\times c_t (h_{вс}/d_{вн})^{0,15}$, (3.49) где $\bar{t} = t_{вс}/d_{вн}$	$Re = 10^4...10^5$; $Pr = 0{,}7...2$	Воздух, вода	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	Круглые трубы с винтообразными плавно очерченными трубами (см. табл. 1.32)	[21]
$Nu = Nu_{гл} Pr^{0,04} [1{,}1 +$ $+ 5 \exp(-0{,}85 K_з \bar{t} -$ $- 0{,}028 d_{вн}/h_{вс})] C_{Re}$, (3.50) где $C_{Re} = [Re/(60 \cdot 10^3)]^m$; (3.51) $m = 0{,}1 - 0{,}3 \exp(-0{,}02 d_{вн}/h_{вс})$	$Re = (30...130) 10^3$; $d_{вн} = (14...26) 10^{-3}$ м; $h_{вс} = (0{,}31...1{,}17) 10^{-3}$ м; $t_{вс} = (3{,}6...26{,}3) \cdot 10^{-3}$; $K_з \bar{t} = 0{,}4...4{,}6$; $K_з = 3$; радиус канавки $r_к = 0{,}5...2{,}5$ мм	Вода	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	То же	[38]

$Nu = Nu_{гл}[14{,}05 - 13{,}06\bar{d} - 0{,}6357\bar{d}\bar{t} + 0{,}095\bar{t}^2 + 0{,}13\cdot10^{-3}Re\bar{d} - 0{,}997\cdot10^{-4}Re - 0{,}29\cdot10^{-9}Re^2]$, где $\bar{d} = d_{вс}/d_{вн}$ (3.52)	$Re = 1580...63\,000$; $Pr = 2...80$; $\bar{d} = 0{,}875...0{,}983$; $\bar{t} = 0{,}496...1{,}987$	Капельные жидкости	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	Круглые трубы с кольцевыми плавно очерченными выступами, полученными методом накатки (см. табл. 1.32)	[12]
$Nu = Nu_{гл}[100(1 - \bar{d})]^{0{,}445}$ (3.53)	$Re > Re^*$; $\bar{t} = 0{,}5$; $\bar{d} = 0{,}94$; $Pr = 2...80$	То же	$t = t_f$, $l = d_{вн}$	То же	[12]
$Nu = Nu_{гл} Pr^{0{,}04}[1{,}1 + 3{,}2 \times \exp(-1{,}3t - 0{,}02d_{вн}/h_{вс})c_{Re}$, где C_{Re} – см. формулу (3.51) (3.54)	$Re = (30...130)\times10^3$; $d_{вн} = (14...26)10^{-3}$, м; $h_{вс} = (0{,}3...1{,}18)\times10^{-3}$ м; $t_{вс} = (6{,}6...24{,}0)10^{-3}$ м; $\bar{t} = 0{,}25...0{,}77$; $r_к = 0{,}5...2$ мм	Вода	То же	”	[38]
$Nu = Nu_{гл}(1 + \frac{\lg Re - 4{,}6}{35})\times\left\{3 - 2\exp[\frac{-18{,}2(1-\bar{d})^{1{,}13}}{\bar{t}^{0{,}326}}]\right\}$ (3.55)	$Re = 10^4...4\cdot10^5$; $T_w/T_f = 0{,}13...1{,}6$; $\bar{d} = 0{,}88...0{,}98$; $\bar{t} = 0{,}25...0{,}8$	Воздух	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	”	[12]

Уравнение подобия	Условие применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t; размер l	Условия	Литературный источник
$Nu = Nu_{ГЛ}\left(1 + \frac{\lg Re - 4,6}{30}\right) \times$ $\times [3,33\bar{t} - 16,33)\bar{d} +$ $+ (17,33 - 3,33\bar{t}\,)\,]$ (3.56)	$Re = 10^4...4 \cdot 10^5$; $T_w/T_f = 0,13...1,6$; $\bar{d} = 0,88...0,98$; $\bar{t} = 0,8...2,5$	Воздух	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	"	[12]
$Nu = Nu_{ГЛ}\left(1 + \frac{\lg Re - 4,6}{7,45}\right) \times$ $\times \left(\frac{1,14 - 0,28\sqrt{1 - \bar{d}}}{1,14}\right) \times$ $\times \exp\left[\frac{9(1 - \bar{d})}{\bar{t}^{0,58}}\right]$ (3.57)	$Re = 10^4...4 \cdot 10^5$; $T_w/T_f = 0,13...1,6$; $\bar{d} = 0,9...0,97$; $\bar{t} = 0,5...10$	"	$t = t_f$; $l = d_{вн}$; при расчете Re вязкость ν определяют по средней температуре стенки	"	[12]
$Nu = 0,019Re^{0,8} \times$ $\times [1 + 0,547(t_s/d)^{-0,83}]$ (3.58)	$t_s/d = 6,2...16,7$ $Re = 6 \cdot 10^3...10^5$; $T_w/T_f = 1...1,55$	"	$t = t_f$; $l = d_г$	Витые трубы (см. табл. 1.32)	[37]

$Nu = 0{,}116(\delta_p/d_г)^{0,1} \times$ $\times (L/d_г)^{0,48} \times$ $\times Re^{0,85}(L/d_г)^{-0,1}$ (3.59)	$Re = 1200...10^4$; $\delta_p/d_г = 0{,}0212...0{,}0287$; $L/d_г = 1{,}68...4{,}03$; $h_p/t_p = 1{,}06...1{,}17$	"	$t = t_f$; $l = d_г$	Каналы пластинчато-ребристых поверхностей с короткими пластинчатыми ребрами и поперечным сечением в виде треугольника со скругленными углами	[50]
$Nu = 0{,}000437(\delta_p/d_г)^{-2,6} \times$ $\times (L/d_г)^{-0,5} \times$ $\times Re^{2,2(\delta_p/d_г)^{0,55}(L/d_г)^{-0,02}}$ (3.60)	$Re < Re_{гр}$; $Re_{гр} = 3960 \times$ $\times (\delta_p/d_г)^{0,25}(L/d_г)^{0,42}$; $\delta_p/d_г = 0{,}058...0{,}1138$; $L/d_г = 0{,}65...19{,}4$; $h_p/t_p = 6{,}0...6{,}31$	"	$t = t_f$; $l = d_г$	Каналы с сечением в виде прямоугольника со скругленными углами	[50]
$Nu = 0{,}00723(\delta_p/d_г)^{-1,6} \times$ $\times (L/d_г)^{-0,9} \times$ $\times Re^{1,2(\delta_p/d_г)^{0,34}(L/d_г)^{0,16}}$ (3.61)	То же, но для $Re \geqslant Re_{гр}$	"	То же	То же	[50]
$Nu = 0{,}1417Re^{0,653}(d_г/L)^{0,247} \times$ $\times [1 + h_г/L]^{0,34}$ (3.62)		"	$t = t_f$; $l = d_г$	Каналы пластинчато-ребристых ТА (обобщенная формула)	

справедливо для воздуха, в нем d – максимальный размер профиля трубы, t_s – шаг закрутки профиля трубы. В случае необходимости использования этого уравнения для других газов в него должен быть введен сомножитель 1,166 $Pr^{0,43}$, а при течении капельных жидкостей – сомножитель $1,166Pr^{0,43}c_t$. Рассчитанные для последнего случая коэффициенты теплоотдачи применимы для сравнительных или приближенных оценок.

В транспортных рекуперативных ТА широко применяют пластинчато-ребристые поверхности нагрева (см. рис. 1.26 и табл. 1.33). Поверхность с ГНР (см. табл. 1.32 и 1.33) имеет каналы, теплопередающие показатели которых близки к показателям круглых гладких труб. При увеличении длины канала гидравлическое сопротивление растет, а эффективность теплообмена снижается. В случае применения ВР (см. табл. 1.33) характер теплоотдачи и сопротивления изменяется: на каждом гребне волны и в каждой впадине пограничный слой, начиная с Re = 500...800 отрывается от стенки, что определенно турбулизирует поток. Ярко выраженная зона переходного течения, как в каналах с гладкими непрерывными ребрами, отсутствует. Режим течения в диапазоне Re = 800...10^4 можно характеризовать как ламинарный с макровихрями.

В каналах с рассеченными ребрами – жалюзийного (чешуйчатого) типа ЖР, показанными в табл. 1.33, КПР (см. рис. 1.26 и табл. 1.33) – ввиду организованных срывов пограничного слоя на концевых участках ребер возникающие вихревые структуры возмущают как ядро потока, так и образующийся на следующих по ходу потока ребрах пограничный слой: теплоотдача и особенно сопротивление в канале существенно возрастают. В характерном для большинства пластинчато-ребристых ТА диапазоне Re = 400...8000 характер теплоотдачи не изменяется, но темп уменьшения коэффициента гидравлического сопротивления с ростом Re замедляется при Re $\approx$ 1500.

Характеристики каналов с КПР зависят от формы канала, что связано с наличием угловых ламинизированных зон, особенно в каналах с поперечным сечением в виде треугольника со скругленными углами. Уравнения (3.59) – (3.61) описывают приведенные коэффициенты теплоотдачи и получены для "эталонных" поверхностей [6], образованных медной лентой [уравнение (3.59)] толщиной δ_p = 0,1 мм и лентой из алюминиевого сплава АмГ-3 и АмГ-5 толщиной δ_p = 0,6 мм [уравнения (3.60) и (3.61)] с последующей тщательной обработкой кромок лент с целью удаления заусенцев, следов штамповки и т.п.

Теплоотдача в каналах с СР (см. табл. 1.33) зависит и от фронтального s_1, и от продольного s_2 шагов стерженьков, их взаимного расположения и формы. Эти величины влияют на длину L обтекания, которую можно определить как путь, который проходит частица в невозмущенном пограничном слое до его срыва или существенного возмущения вихревыми

структурами, порожденными турбулизаторами. В каналах с гладкими непрерывными ПФР турбулизаторами являются отверстия.

Уравнение (3.62) обобщает данные по теплоотдаче пластинчато-ребристых поверхностей в диапазоне изменения параметров, приведенном в табл. 3.7.

3.7. Значения параметров пластинчато-ребристых поверхностей, для которых справедливо уравнение (3.62)

Re	L, мм	$d_г$, мм	Форма канала
	Поверхность с ГНР, $h_г = 0$		
4000...60000	305	14,45	Трапеция Н
3000...25000	305	10,85	То же
3000...15000	301,75	8,5	”
500...1000	457,2	4,57	Квадрат Н
2000...10000	63,25	6,15	Треугольник С
3000...8000	304,8	5,54	Прямоугольник С
800...15000	302,3	4,64	Прямоугольная щель С
2500...10000	63,5	3,08	Треугольник С
800...10000	203,2	3,52	Прямоугольная щель Н
500...10000	63,75	2,59	Треугольник С
800...6000	173,74	2,67	Прямоугольник С
600...8000	65,6	1,875	Треугольник С
500...1500;			
6000...10000	63,75	3,84	Треугольник Н
400...1000;			
4000...10000	127,2	2,87	”
300...600;			
5000...8000	63,5	2,87	”
400...600	127,2	1,72	Сдвоенный треугольник Н
500...1000	63,5	1,15	То же
600...2500	63,5	1,22	”
600...1500	66,8	0,805	Треугольник Н
	Поверхность с ЖР, $h_г = 0{,}89...3{,}3$ мм		
400...8000	4,77...19,05	3,08...4,45	Треугольник С
	Поверхность с ВР, $h_г = 1{,}97...1{,}98$		
300...8000	4,76...4,765	2,12...3,23	Прямоугольник С
	Поверхность с КПР, $h_г = 0$, одиночные и двойные каналы		
300...6000	3,17...12,7	1,61...3,08	Треугольник С Прямоугольник С
	Поверхность с ПФР, $h_г = 2$ мм		
500...10000	15,26	2,51	Прямоугольник С
	Поверхность с СР, коридорная разбивка стерженьков		
800...8000	3,175 (3,175)	4,4	
600...4000	2,438 (3,048)	3,57	

Продолжение табл. 3.7

Re	L, мм	$d_г$, мм	Форма канала
800...8000	3,175 (5,055)	5,66	
1500...4000	4,978 (6,045)	9,04	
800...15000	2,77 (2,28)	4,35	

Примечания. 1. Н – нескругленные углы канала; С – скругленные углы канала.
2. Для поверхностей с ГНР, ЖР, КПР и СР величина $h_г$ – отгиб ребра; для поверхностей с ВР – амплитуда волны; для поверхностей с ПФР – диаметр отверстия перфорации.
3. Для поверхности с СР в скобках приведены значения $h_г$.

Отметим, что уравнение (3.62) обобщает данные [13] для каналов с КПР, которые изготовлены из алюминия путем фрезерования. В результате такой обработки ребра получаются слегка изогнутыми и имеют скошенный край. Поэтому при расчете по уравнениям (3.59) – (3.62) следует учитывать, что несколько десятых долей миллиметра скоса могут существенно влиять на теплоотдачу и сопротивление. Сопоставление результатов расчета по уравнениям (3.60) и (3.62) при Re = 2000 (наиболее часто встречающиеся условия) в диапазоне $d_г/L$, справедливом для выражения (3.62), показывает их хорошую сходимость. В обоих случаях использовались алюминиевые ребра, но способ обработки кромок ребер применялся разный.

Кроме этого, при выводе уравнения (3.62) использовались данные [13] для медных и никелевых ребер. Можно предположить, что фрезерованные ребра изготовлялись тщательно, поэтому и наблюдается совпадение полученных данных [13] и [6, 50].

Большие перспективы имеют пластинчато-ребристые поверхности периодического дросселирования [6], в которых инициированные вихревые структуры распространяются в пределах пограничного слоя и не возмущают ядро потока. Для этих поверхностей интенсификация теплоотдачи соизмерима с ростом гидравлического сопротивления ($Nu/Nu_{гл} = \zeta/\zeta_{гл}$) или даже опережает его. Турбулизаторы в каналах этих поверхностей имеют вид полусфер, плавно переходящих к плоским участкам, плавно очерченных пирамид и т.п.

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ В КАНАЛАХ

Уравнения для расчета гидравлического сопротивления в каналах различной формы и с различными интенсифицирующими устройствами приведены в табл. 3.8.

3.8. Уравнения для расчета гидравлического (аэродинамического) сопротивления в каналах

Уравнение	Условие применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t и размер l	Сопротивление	Литературный источник
$\xi = (64/\mathrm{Re})(\mu_f/\mu_w)^{-n}$, (3.63) где $n = C(\mathrm{Pe}d_{\text{вн}}/L)^m \times$ $\times (\mu_f/\mu_w)^{0,062}$; $C = 2,3$; $m = -0,3$ при $\mathrm{Pe}\, d_{\text{вн}}/L \leqslant 1500$; $C = 0,535$; $m = -0,1$ при $\mathrm{Pe}d_{\text{вн}}/L > 1500$	Вязкостный режим: $\mathrm{Ra} = 3 \cdot 10^4 ... 8 \cdot 10^5$; $\mathrm{Ra} < 2300$	Капельные жидкости	Температура теплоносителя на входе в трубу	Трения при ламинарном движении потока в трубах	[24]
$\xi = (64/\mathrm{Re})(\mathrm{Pr}_f/\mathrm{Pr}_w)^{-1/3} \times$ $\times [1 + 0,22\,(\mathrm{Ra}/\mathrm{Re})^{0,15}]$ (3.64)	Вязкостно-гравитационный режим в горизонтальных трубах: $\mathrm{Ra} = 8 \cdot 10^5 ... 15 \cdot 10^6$; $\mathrm{Re} < 2300$	То же	$t = t_f$; $l = d_{\text{вн}}$; $l = d_{\text{г}}$	То же	[11]
$\xi = [1,82\lg(\mathrm{Re}\mu_f/\mu_w) - 1,64]^{-2}$; (3.65) $\xi = [2\lg(d_{\text{вн}}/\Delta) + 1,14]^{-2}$ (3.66)	$2\Delta/d_{\text{вн}} < 5/\mathrm{Re}^{0,5}$; Δ – высота микронеровностей; $2\Delta/d_{\text{вн}} \geqslant 5/\mathrm{Re}^{0,5}$	Капельные жидкости	$t = t_f$; $l = d_{\text{вн}}$; $l = d_{\text{г}}$;	Трения при переходном и турбулентном движении потока в трубах	[10]
$\xi = \xi_{\text{гл}}[1 + 1,8\exp(-0,11 m_{\text{зм}})] \times$ $\times (1 + \delta_{\text{зм}})$, (3.67) где $\delta_{\text{зм}} = 2,88 \cdot 10^4 \mathrm{Re}^{-1} \times$	$\mathrm{Re} = (10 ... 130)10^3$; $d_{\text{вн}}/D_{\text{зм}} = 0,01 ... 0,2$; $L_{\text{зм}}/D_{\text{зм}} > 15$;	Газы и жидкости	$t = t_f$; $l = d_{\text{вн}}$	Трения спиральных змеевиков	[22]

Продолжение табл. 3.8

Уравнение	Условие применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t и размер l	Сопротивление	Литературный источник
$\times (d_{вн}/D_{зм})^{0,62}$ при $Re = (10...20) \cdot 10^3$; $\delta_{зм} = 0,1 Re^{0,29} \times$ $\times (d_{вн}/D_{зм})^{0,75}$ при $Re > 20 \cdot 10^3$	$m_{зм} = 2...35$; $L_{зм}/d_{вн} = 120...1220$; $d_{вн} = (4...46) \cdot 10^{-3}$ м; $m_{зв}$ – число витков в змеевике; $L_{зм}$ – длина осевой линии змеевика				
$\xi = \xi_{гл} [1 + 0,14 (D_{зм}/d_{вн})^{-0,97} Re^n]$, где $n = 1 - 0,644 (D_{зм}/d_{вн})^{-0,312}$; (3.68) $\xi_{гл} = 64/Re$; $\xi = \xi_{гл} [1 + 2,88 \cdot 10^4 Re^{-1} (D_{зм}/d_{вн})^{-0,62}$ (3.69) $\xi = \xi_{гл} [1 + 0,0823 (1 + d_{вн}/D_{зм}) Re^{0,25} \times$ $\times D_{зм}/d_{вн})^{-0,54}]$, (3.70) где $\xi_{гл} = 0,3164/Re^{0,25}$	$Re = 10^2...20 \cdot 10^3$; $D_{зм}/d_{вн} = 4,9...81$; $d_{вн} = 8 \cdot 10^{-3}$ м; $L_{зм}/d_{вн} = 244...720$ $Re = (20...22) \cdot 10^3$ $Re = (22...150) \cdot 10^3$	Воздух, вода, специальное масло	$t = t_f$; $l = d_{вн}$		[34]
$\xi = 6,34 Re^{-0,474} (d_{вн}/D_л)^{0,263} +$ $+ 25,6/Re$ (3.71)	Ламинарный режим течения с макровихрями $Re (d_{вн}/D_л)^{0,5} = 50...8 \cdot 10^3$; $s/d_{вн} = 2,5...11$	Капельные жидкости, вода, воздух	$t = t_f$; $l = d_г$	Гидравлическое в трубах с непрерывными ленточными завихрителями	[47]

$\xi = 0{,}705\mathrm{Re}^{-0{,}28}(d_{\text{ВН}}/D_{\text{Л}})^{0{,}09} + 0{,}009\,(d_{\text{ВН}}/D_{\text{Л}})^{0{,}65}$ (3.72)	Турбулентный режим $\mathrm{Re} = \mathrm{Re}_{\text{кр}}...5{,}9\cdot10^4$; $s/d_{\text{ВН}} = 13...2{,}65$; $\mathrm{Re}(d_{\text{ВН}}/D_{\text{Л}})^2 = 0{,}5...1{,}6\cdot10^3$				[47]
$\xi = 4{,}72\mathrm{Re}^{-0{,}35}(d_{\text{ВН}}/D_{\text{Л}})^{0{,}74}$ (3.73)	Турбулентный режим $\mathrm{Re} = \mathrm{Re}_{\text{кр}}...5\cdot10^4$; $S/d_{\text{ВН}} = 2{,}5...1{,}79$; $\mathrm{Re}(d_{\text{ВН}}/D_{\text{Л}})^2 = 260...6\cdot10^3$				
$\xi = C_{\text{Ш}}\mathrm{Re}^{-0{,}42}(d_{\text{Г}}/D_{\text{Л}})^{0{,}65}\psi_{\text{Ш}}^{0{,}3}$, (3.74) где для нарезных шнеков $c_{\text{Ш}} = 5{,}55$; для навитых шнеков $c_{\text{Ш}} = 4{,}90$; $\xi = \Delta_p \dfrac{d_{\text{Г}}}{L_{\text{Ш}}} \dfrac{2}{\rho w^2}$;	Ламинарное течение с макровихрями: $L_{\text{Ш}}/d_{\text{Г}} = 73...509$; $\mathrm{Re} = 2\cdot10^3...4\cdot10^4$; $L_{\text{Ш}}$ – длина криволинейного канала шнека	Вода	$t = t_f$; $l = d_{\text{Г}}$;	Гидравлическое сопротивление в трубах с непрерывными шнековыми завихрителями	[47]
$\xi = C\xi_{\text{ГЛ}} + 15\,(s/h_{\text{ВС}})^{-1{,}6}$, (3.75) где $C = [\mathrm{Re}/(60\cdot10^3)]^m$; $m = 1{,}14\cdot10^{-12}\,(s/h_{\text{ВС}})^8 \times \exp(-0{,}11\,s/h_{\text{ВС}})$; $\xi_{\text{ГЛ}}$ – коэффициент трения гладкой трубы	$\mathrm{Re} = (30...130)10^3$; $d_{\text{ВН}} = 14...26$ мм; $s = K_{\text{З}}t_{\text{ВС}} = 20{,}4...78{,}2$; $K_{\text{З}} = 3$; $h_{\text{ВС}} = 0{,}53...1{,}43$ мм; $s/h_{\text{ВС}} = 18...128$	Вода	$t = t_f$; $l = d_{\text{ВН}}$	Сопротивление трения круглых труб с винтообразными плавно очерченными выступами	[38]
$\xi = \xi_{\text{ГЛ}}[1 + 13h_{\text{ВС}}/t_{\text{ВС}} + 94\,(h_{\text{ВС}}/t_{\text{ВС}})^2]$ (3.76)	$\mathrm{Re} = (1...10)10^4$; $d_{\text{ВН}} = (14...28)\cdot10^{-3}$ м; $h_{\text{ВС}} = (0{,}017...0{,}12)\,d_{\text{ВН}}$; $t_{\text{ВС}} = (9...140)\,h_{\text{ВС}}$; $K_{\text{З}} = 1...3$	Однофазные теплоносители	$t = t_f$ $l = d_{\text{ВН}}$	То же, обобщающее уравнение	[21]

Продолжение табл. 3.8

Уравнение	Условие применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t и размер l	Сопротивление	Литературный источник
$\xi = \xi_{гл}[1 + \frac{100\,(\lg Re - 4{,}6)(1-\bar{d})^{1{,}65}}{\exp(\bar{t})^{0{,}3}}] \times$ $\times \exp[\frac{25(1-\bar{d})^{1{,}32}}{\bar{t}^{\,0{,}75}}]$; (3.77) $\xi_{гл} = \frac{0{,}316}{Re^{0{,}254}} (\frac{\mu_f}{\mu_w})^{-n}$, где $n = n_0 10^{-(0{,}369/t)(1{,}217 - \lg \bar{t})}$ при $\bar{d} = 0{,}94$; $n_0 = 0{,}14$ для нагрева газа; $n_0 = 0$ для охлаждения газа; $n_0 = 1/3$ для нагрева жидкостей	$Re = 10^4 ... 4 \cdot 10^5$; $\bar{d} = 0{,}9 ... 0{,}97$; $\bar{t} = 0{,}5 ... 10$	Воздух и капельные жидкости	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	Трения круглых труб с кольцевыми плавно очерченными выступами	[12]
$\xi = \xi_{гл}[1 + \frac{\lg Re - 4{,}6}{3{,}4 \cdot 10^5 Re + 6}] \times$ $\times (1{,}3 - \sqrt{\lvert\bar{d} - 0{,}931\rvert}) \times$ $\times \exp[20{,}9(1-\bar{d})^{1{,}05}]$; (3.78) $\xi_{гл} = 0{,}185\,Re^{-0{,}2}$	$Re = 10^4 ... 4 \cdot 10^5$; $\bar{d} = 0{,}88 ... 0{,}98$; $\bar{t} = 0{,}5$	Воздух	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	То же	[12]

$\xi = \xi_{гл}[1 + \frac{\lg Re - 4,6}{6(Re10^{-5})^{0,33}}] \times$ $\times (3\bar{d} - 2)(2,5 - 1,5\bar{d}) \times$ $\times \exp[17(1 - \bar{d})^{0,858}]$ (3.79)	$Re = 10^4...4 \cdot 10^5$; $\bar{d} = 0,9...0,98$; $t = 0,25$	"	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	"	[12]
$\xi = \xi_{гл} + 13[h_{вс}^2/(t_{вс}\, d_{вн})]^{0,9}$ (3.80)	$Re = 1580...13 \cdot 10^4$ $Pr = 2...80$; $\bar{d} = 0,875...0,983$; $\bar{t} = 0,253...1,987$; $h_{вс} = 0,3...1,18$ мм; $d_{вн} = 10...26$ мм	Капельные жидкости	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	"	[38]
$\xi = 0,316[1 + 3,237\,(t_s/d)^{-0,81}]\,Re^{-0,25}$ (3.81)	$Re = 6 \cdot 10^3...10^5$; $T_w/T_f = 1,00...1,55$	Газ	$t = t_f$; $l = d_{вн}$	Гидравлическое, течение потока внутри витых труб	[37]
$\xi = 0,316(1,560 - 0,0204 t_s/d)Re^{-0,25}$ (3.82)	$t_s/d = 6,2...16,7$;	Газ	$t = t_f$; $l = d_г$	То же	
$\xi = 0,316Re^{-0,25}$ (3.83)	$t_s/d = 17...27,7$; $t_s/d > 27,7$				
$\xi = 22,6(\delta_p/d_г)^{0,33} \times$ $\times (L/d_г)^{-0,87} \times$ $\times Re^{-0,73(\delta_p/d_г)^{0,1}(L/d_г)^{-0,25}}$ (3.84)	То же, что и для уравнения (3.59)	Воздух	$t = t_f$; $l = d_г$	В каналах пластинчато-ребристых поверхностей с КПР и поперечным сечением в виде треугольника со скругленными углами	[50]

Продолжение табл. 3.8

Уравнение	Условие применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t и размер l	Сопротивление	Литературный источник
$\xi = 1{,}05(\delta_р/d_г)^{-1{,}05}(L/d_г)^{-0{,}27} \times$ $\times \mathrm{Re}^{-0{,}277(L/d_г)^{0{,}064}(\delta_р/d_г)^{-0{,}285}}$ (3.85)	$\mathrm{Re} \leqslant \mathrm{Re}_{гр}$; $\mathrm{Re}_{гр} = 448(\delta_р/d_г)^{-0{,}653} \times (L/d_г)^{0{,}009}$ То же, что для уравнения (3.60)	"	$t = t_f$; $l = d_г$	В каналах с поперечным сечением в виде прямоугольника со скругленными углами	[50]
$\xi = 0{,}131(\delta_р/d_г)^{-0{,}44}(L/d_г)^{-0{,}234} \times$ $\times \mathrm{Re}^{-0{,}0042(L/d_г)^{0{,}39}(\delta_р/d_г)^{-1{,}25}}$ (3.86)	$\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{кр}$	"	$t = t_f$; $l = d_г$	То же	[50]
$\xi = 5{,}187\mathrm{Re}^{-0{,}43}(d_г/L)^{0{,}33} \times$ $\times [1 + h_г/L]^{0{,}901}$ (3.87)	См. уравнение (3.62)	"	$t = t_f$; $l = d_г$	В каналах пластинчато-ребристых поверхностей (обобщенная формула)	

Коэффициент сопротивления трения соответствует уравнению

$$\Delta_p = \xi \frac{L}{d_г} \frac{\rho w^2}{2},$$

где L – длина канала.

Коэффициенты сопротивления в каналах с интенсифицирующими устройствами, а также в каналах пластинчато-ребристых поверхностей учитывают кроме сопротивления трения местные сопротивления, обусловленные закруткой потока, обтеканием препятствий и т.п. Однако в уравнениях (табл. 3.8) они представлены в качестве аналогов коэффициента сопротивления трения, в связи с чем для их обозначения также использована буква ξ. Поэтому при определении потерь давления Δp форма записанного выше уравнения сохраняется, но вместо длины L канала должна быть подставлена эффективная длина $L_{эф}$ канала, учитывающая увеличение пути потока в канале вследствие его криволинейности.

Уравнение (3.87) рекомендуется только для сравнительных оценок, потому что разброс отдельных точек около аппроксимирующей кривой для некоторых поверхностей достигает 35...40 %. Это уравнение можно использовать в тех же диапазонах изменения параметров, которые указаны для зависимости (3.62), за исключением всех поверхностей с СР и ПФР. Наиболее точно выражение (3.87) описывает сопротивление поверхностей с ЖР и ВР, для которых максимальное отклонение экспериментальных точек от аппроксимирующей прямой не превышает ± 15 %.

ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ДВИЖЕНИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТРУБАХ

Язык программирования: FORTRAN ЕС ЭВМ.
Обращение: CALL ALF.
Описание основных параметров:
RE2 – число Рейнольдса теплоносителя в трубах при определяющей температуре;
PRA2 – число Прандтля при определяющей температуре;
CT – температурный фактор;
DVN – внутренний диаметр трубы;
ALAM2 – теплопроводность теплоносителя при определяющей температуре;
ALFA2 – коэффициент теплоотдачи при движении теплоносителя в трубах.
Эти и некоторые вспомогательные параметры передаются в подпрограмму и из нее с помощью общих областей COMMON.
Требуемые подпрограммы:
PCA, FP и TFAK.
Метод: при расчете коэффициента теплоотдачи α_2 при различных режимах течения теплоносителя в вертикальных и горизонтальных трубах используются уравнения, приведенные в табл. 3.6.
Последовательность работы: подпрограмму ALF вызывает подпрограмма KI.

При определении ALFA2 предусмотрено несколько итерационных циклов, с помощью которых уточняются температура стенки трубы и температурный фактор.

Ниже приведен текст подпрограммы ALF для расчета коэффициента теплоотдачи при движении теплоносителя в трубах трубчатых ТА (программа 3.2).

ПРОГРАММА 3.2

```
C   ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА КОЭФ–ТА
C   ТЕПЛООТДАЧИ В КРУГЛЫХ ТРУБАХ
        SUBROUTINE ALF
C   ПЕРЕДАВАЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ
        COMMON/A1/FP1,FVN1,RP,FAPRO1, DMEKV/C3/HAM2,CP2,ANU2,
       •ALAM2/A6/DM,DVN/C5/AM,BM/C8/T,TM/C4/AMU2,PRA2/C10/
       •HAM20/PZ5/PRO/P2/PTR/P11/PMT/AB1/ALID/BC1/R31,R32,
       •ALFA2/BC2/W1,W2,RE1,RE2/BC4/ALFAK,ALFA1,AKI/UU3/CAF2/
       •UU7/TVS,DVS,UU8/PNATR,PNAMT,POR/UU9/CA,PNV/A11/QL,QB,
       •QH/UUB/BET1,BET2
        X=0.
C TVS   –ШАГ ВЫСТУПОВ НАКАТКИ
        CALL PCA
C PCA   –ПОДПРОГРАММА УЧЕТА ИНТЕНСИФИКАЦИИ
C   ТЕПЛООБМЕНА В ТРУБАХ ИЗ-ЗА
C   НАКАТКИ ПЛАВНО ОЧЕРЧЕННЫХ ВЫСТУПОВ
    1   CTG=1.
        CTM=1.
        CTP=1.
        DT=.4•ABS(T–TM)
    2   RA=PRA2•BET2•9.807•(DVN••3)/ANU2•DT/ANU2
        IF(POR.GE.2.) GOTO 14
C POR   –ПРИЗНАК ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОРИЕНТИРОВКИ ТРУБ
        IF(POR.LT.1.) GOTO 4
C POR=0. –ТРУБЫ ОРИЕНТИРОВАНЫ ВЕРТИКАЛЬНО,
C   НАПРАВЛЕНИЕ СВОБОДНОЙ И ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ
C   СОВПАДАЕТ
C POR=1. –ТО ЖЕ, НО НАПРАВЛЕНИЕ НЕ СОВПАДАЕТ
        IF(RE2.LT.250.) GOTO 12
        IF(RE2.GT.2.E4) GOTO 34
        IF(RA.LE.1.2E7.AND.RA.GE.1.5E6) GOTO 10
        GOTO 14
   10   CALL TFAK(CTM,CTG,PTR,PNATR,CT)
C TFAK –ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА
C   ТЕМПЕРАТУРНОГО ФАКТОРА (ЖИДКОСТИ И ГАЗЫ)
        UN=(RE2••.75)•.037•CT•PRA2••.4
        GOTO 50
    4   IF(RE2.GT.2300) GOTO 32
        IF(RA.LT.8.E5.OR.RA.GT.4.E8) GOTO 12
        R1=DVN/QL
        UN=.35•((RE2•PRA2•R1)••.3)RA•R1)••.18
        GOTO 50
   14   IF(RE2.GT.2300.) GOTO 32
C   ЛАМИНАРНЫЙ РЕЖИМ ТЕЧЕНИЯ
   12   R2=RE2•PRA2•DVN/QL
        IF(PTR.NE.3.) GOTO 15
```

```
C  PTR  -ПРИЗНАК ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТРУБАХ
C  PRT=0. -МОРСКАЯ ВОДА
C  PTR=1. -ПРЕСНАЯ ВОДА
C  PTR=2. -ГАЗ
C  PTR=3. -НЕФТЕПРОДУКТ
      IF(RE2.LT.400..OR.RE2.GT.1300) GOTO 15
      IF(PRA2.LT.170..OR.PRA2.GT.640) GOTO 15
      UN=1.23*((R2/PRA2)**.4)*CTM**(-1./6.)
      GOTO 50
   15 IF(RA.GE.2.E5) GOTO 16
      C1=1.
      AN=0.
      GOTO 20
   16 IF(RA.GT.1.E7) GOTO 18
      C1=.293
      AN=.1
      GOTO 20
   18 C1=.00046437
      AN=.5
   20 CT=CTM**.14
      IF(PTR.EQ.2.) CT=1.
      R3=QL/DVN/RE2
      IF(R3.GE..1) GOTO 24
      IF(RA.LT.2.E5) GOTO 24
      EL=.6*R3**(-1./7.)*(1.+2.5*R3)
      GOTO 25
   24 EL=1.
   25 UN=1.64*(R2**(1./3.))*C1*(RA**AN)*CT*EL
      GOTO 50
   32 IF(RE2.GT.8000.) GOTO 34
      IF(PTR.EQ.3.) GOTO 33
C     ПЕРЕХОДНЫЙ РЕЖИМ ТЕЧЕНИЯ
      CT=CTM**.14
      IF(PTR.EQ.2.) CT=1.
      UN=.0235*(RE2**.8-230.)*(1.8*
     *PRA2**.3-.8)*(1.+(DVN/QL)**(2./3.))*CT
      GOTO 50
   33 IF(PRA2.LT.20..OR.PRA2.GT.140.) GOTO 40
      UN=.008*RE2**.9*PRA2**.433
      GOTO 50
   40 UN=4.048E-5*RE2**1.4929*PRA2**.43*CTP**.25
      GOTO 50
C     ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМ ТЕЧЕНИЯ
   34 EL=1.
      IF(QL/DVN.LT.50)EL=1.+2*DVN/QL
      R5=EL*RE2**.8
      IF(PTR.GE.2.) GOTO 41
      UN=.023*R5*PRA2**.4
      GOTO 50
   41 IF(PTR.GT.2.) GOTO 43
      C2=.0192
      IF(PNATR.LT.1.) C2=.0207
```

```
C  PNATR – ПРИЗНАК НАГРЕВА СРЕДЫ В ТРУБАХ
C  PNATR=0. – НАГРЕВАЕТСЯ
C  PNATR=1. – ОХЛАЖДАЕТСЯ
       UN=C2*R5*PRA2**.43
       GOTO 50
   43  IF(PRA2.GT.200.) GOTO 44
       CALL TFAK(CTM,CTG,PTR,PNATR,CT)
       UN=.023*R5*CT*PRA2/(1.+2.14/(RE2**.1)
      **(PRA2**(2./3.)-1.))
       GOTO 50
   44  UN=.021*R5*(PRA2**.43)*CTP**.25
   50  ALFA2=CAF2*CA*UN*ALAM2/DVN
       IF(X.EQ.2.) GOTO 60
       X=X+1.
       R1=AKI
       IF(AKI.LT..1) R1=1./(1./ALID+R31+RP+R32+
      *FP1/ALFA2/FVN1)
       TW=R1*(TM-T)/ALFA2+TM
       DT=ABS(TW-TM)
       IF(PTR.EQ.2.) CTG=(TM+273.)/(TW+273)
       IF(PTR.EQ.2.) GOTO 2
       R6=TM
       TM=TW
       R7=AMU2
       R8=PRA2
       CALL FP
C  FP  – ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ
C  СВОЙСТВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ
       CTM=R7/AMU2
       CTP=R8/PRA2
       TM=R6
       CALL FP
       GOTO 2
   60  RETURN
       END
C  ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРЫ НАРУЖНОЙ
C  СТЕНКИ ТРУБЫ И ВЕЛИЧИН, ОБРАЗУЮЩИХ
C  ТЕМПЕРАТУРНЫЙ ФАКТОР
       SUBROUTINE TFAK(CT1,CT2,PT,PNA,CT)
       IF(PNA.LT.1) GOTO 1
       IF(PT.EQ.2.) CT=1.
       CT=CT**.25
       GOTO 2
    1  CT=CT1**.11
       IF(PT.EQ.2.) CT=CT2**.55
    2  RETURN
       END
```

3.3. ТЕПЛООТДАЧА И СОПРОТИВЛЕНИЕ ТРУБНЫХ ПУЧКОВ

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ВНЕШНЕМ ОБТЕКАНИИ ТРУБНЫХ ПУЧКОВ

При продольном омывании пучков гладких труб гидравлический диаметр ячейки пучка $d_\Gamma = 4F_{яч}/U_{яч}$, где $F_{яч}$ – площадь проходного сечения ячейки пучка; $U_{яч}$ – омываемый периметр ячейки. Кроме того, используется гидравлический диаметр $d_{\Gamma п}$ пучка, который отличается от диаметра d_Γ тем, что учитывает ячейки, образованные кожухом и прилегающими к нему трубами, а в смоченный периметр U составной частью входит периметр кожуха ТА.

Для шахматных пучков гладких труб (разбивка по треугольнику)

$$d_\Gamma = [1{,}102(s/d)^2 - 1]d, \qquad (3.88)$$

а для коридорных пучков гладких труб (квадратная упаковка)

$$d_\Gamma = [1{,}273(s/d)^2 - 1]d. \qquad (3.89)$$

Понятие гидравлического диаметра является условным, поэтому расчеты, выполненные с помощью этого параметра, могут иметь существенную погрешность, особенно в случае течения потока в тесных продольно омываемых пучках с ламинизированными угловыми зонами каждой ячейки. Это необходимо учитывать при анализе достоверности результатов расчетов.

Экспериментально установлено, что теплоотдача при продольном омывании гладких и оребренных труб примерно в 2 – 2,5 раза менее интенсивна, чем при поперечном омывании и прочих равных условиях. Поэтому интенсификация теплоотдачи, достигаемая благодаря закрутке потока при продольном омывании пучка витых труб, имеет хорошие перспективы. В этих пучках трубы установлены с касанием всех соседних. При продольном омывании труб не имеет значения, как они повернуты друг относительно друга в пучке. Перемешивание потока в межтрубном пространстве примерно в 10 раз интенсивнее, чем в ТА с круглыми трубами.

Уравнения подобия для определения коэффициентов теплоотдачи при внешнем обтекании пучков приведены в табл. 3.9.

Уравнения (3.95) – (3.101) описывают теплоотдачу при поперечном омывании пучков гладких труб. Поправочный коэффициент на малорядность пучка c_z зависит от числа Re и компоновки пучка.

Для шахматных пучков ($z_p \leqslant 20$, $\mathrm{Re} = 10^2 \ldots 10^3$)

$$c_z = 0{,}816 + 0{,}0361 z_p - 0{,}18 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{Re} - 0{,}143 \cdot 10^{-2} z_p^2 +$$

$$+ 0{,}353 \cdot 10^{-7}\,\mathrm{Re}^2 + 0{,}932 \cdot 10^{-5} z_p\,\mathrm{Re};$$

для коридорных пучков ($z_p \leqslant 20$, $\mathrm{Re} = 10^2 \ldots 10^3$)

3.9. Уравнения подобия для определения коэффициентов теплоотдачи при стабилизированном внешнем обтекании трубных пучков

Уравнение подобия	Условие применяемости	Теплоноситель	Определяющие температура t; размер l	Примечание	Литературный источник
$Nu = Nu_{тр}\epsilon_{п}$, (3.90) где $\epsilon_{п} = 1{,}1(d_{Гп}/d)^{0{,}1}$; $Nu_{тр}$ – определяется по уравнениям (3.18) – (3.23) при $l = d_{Г}$	$Re = 10^4 \dots 10^6$; $Pr = 0{,}7 \dots 6$; $\epsilon_{п} = 1{,}0 \dots 1{,}35$; $s/d = 1{,}1 \dots 2{,}4$	Газы и жидкости	$l = d_{Г}$ [см. уравнения (3.88), (3.89)]	Продольное омывание пучков гладких труб	[16]
$Nu = (0{,}032\, s/d - 0{,}0144) \times Re^{0{,}8} Pr^{1/3}$ (3.91)	$Re = 1{,}3 \cdot 10^4 \dots 10^6$; $s/d = 1{,}1 \dots 1{,}5$; шахматные пучки	Газы	$t = 0{,}5\,(t_f + t_W)$; $l = d_{Г}$	То же	[16]
$Nu_{пр} = 0{,}025\, Re^{0{,}9}\, c_t$, (3.92) где $Nu_{пр} = \alpha_{пр} l/\lambda$	$Re = 20 \dots 2 \cdot 10^2$; $s = 27 \cdot 10^{-3}$ м; $s/D = 1{,}1$; $D/d = 25/15$ мм; медные трубы	Масло МС-20	$t = t_f$; $l = d_{Гп}$	Продольное омывание пучков оребренных труб	По данным ЦНИДИ
$Nu = 0{,}023\, Re^{0{,}8}\, Pr^{0{,}4} \times (1 + 3{,}6\, Fr_{М}^{-0{,}357})(T_f/T_W)^{0{,}55}$, (3.93) где $Fr_{М} = t_s^2/(d d_{Г})$	$Re = 2 \cdot 10^3 \dots 4 \cdot 10^4$; $Fr_{М} = 232 \dots 2440$; $t_s/d = 12{,}3 \dots 34$; $x/d_{Г} \geqslant 20$; $d = 12{,}3 \cdot 10^{-3}$ м	Газы	$t = t_f$; $l = d_{Г}$	Продольное омывание пучка витых труб	[37]
$Nu = 83{,}5\, Fr_{М}^{-1{,}2}\, Re^{n}\, Pr^{0{,}4}\,(1 + 3{,}6\, Fr_{М}^{-0{,}357})\,(T_f/T_W)^{0{,}55}$, (3.94) где $n = 0{,}212\, Fr_{М}^{0{,}194}$ при $Fr_{М} \leqslant 924$; $n = 0{,}8$ при $Fr_{М} > 924$	$Re < 2 \cdot 10^3$; [см. уравнение (3.93)]	"	$t = t_f$; $l = d_{Г}$	То же	[37]

$Nu = 0{,}6\,Re^{0{,}5}\,Pr^{0{,}36}\,c_z c_t c_\varphi$ (3.95) $Nu = 0{,}35\,(s_1/s_2)^{0{,}2}\,Re^{0{,}6}\,Pr^{0{,}36}\,c_z c_t c_\varphi$ (3.96) $Nu = 0{,}4\,Re^{0{,}6}\,Pr^{0{,}36}\,c_z c_t c_\varphi$ (3.97) $Nu = 0{,}021\,Re^{0{,}84}\,Pr^{0{,}36}\,c_z c_t c_\varphi$ (3.98)	$Re < 10^3$ $Re = 10^3 \ldots 2 \cdot 10^5$; $s_1/s_2 > 2$ $Re = 10^3 \ldots 2 \cdot 10^5$; $s_1/s_2 \leqslant 2$ $Re > 2 \cdot 10^5$	Капельные жидкости	$t = t'_f$; $l = d$	Поперечное омывание шахматных пучков гладких труб	[8]
$Nu = 0{,}52\,Re^{0{,}5}\,Pr^{0{,}36}\,c_z c_t c_\varphi$ (3.99) $Nu = 0{,}27\,Re^{0{,}63}\,Pr^{0{,}36}\,c_z c_t c_\varphi$ (3.100) $Nu = 0{,}02\,Re^{0{,}84}\,Pr^{0{,}36}\,c_z c_t c_\varphi$ (3.101)	$Re < 10^3$ $Re = 10^3 \ldots 2 \cdot 10^5$ $Re > 2 \cdot 10^5$	То же	$t = t'_f$; $l = d_\Gamma$	Поперечное омывание пучков коридорных гладких труб	[8]
$Nu = 0{,}785\,Re^{0{,}565}\,Pr^{1/3} \times$ $\times\,(s_1/d)^{-0{,}251}\,(s_2/d)^{-0{,}419}$ (3.102)	$Re = (3 \ldots 20{,}2) \cdot 10^3$; $d = 18 \cdot 10^{-3}$ м; $t_{вс} = 0{,}145$ м; $\Delta t = 50\,^\circ C$; $t_f = 20 \ldots 35\,^\circ C$; $z_p = 6 \ldots 9$; $s_1/d = 1{,}5 \ldots 4{,}0$; $s_2/d = 1{,}0 \ldots 2{,}0$	Воздух	$t = t_f$; $l = d$	Поперечное омывание шахматных пучков (гладкие трубы со спиральными плавно очерченными канавками, полученными накаткой, два захода спирали)	По данным К.К. Плауде и др.
$Nu = 0{,}441\,Re^{0{,}604}\,Pr^{1/3} \times$ $\times\,(s_1/d)^{0{,}042}\,(s_2/d)^{-0{,}249}$ (3.103)	$Re = (5 \ldots 19{,}8) \times 10^3$; $z_p = 6 \ldots 7$; $s_1/d = 1{,}5 \ldots 3{,}0$; $s_2/d = 1{,}5 \ldots 3{,}0$ [см. уравнение (3.102)]	”	$t = t_f$; $l = d$	То же, для коридорных пучков	То же
$Nu = 0{,}51\,Re^{0{,}62}$ (3.104) $Nu = 0{,}74\,Re^{0{,}58}$ (3.105)	$Re = 10^3 \ldots 3 \cdot 10^4$; $t_s/d = 6{,}1$; $t_s/d = 12{,}2$	”	$t = t_f$; $l = d_{Гв}$	Поперечное омывание пучка витых труб (ус-	[37]

Продолжение табл. 3.9

Уравнение подобия	Условие применяемости	Теплоноситель	Определяющие температура t; размер l	Примечание	Литературный источник
				тановка труб с образованием щелевых каналов примерно одинаковой ширины)	
$Nu = 0{,}232\,Re^{0{,}68}$ (3.106) $Nu = 0{,}538\,Re^{0{,}59}$ (3.107) $Nu = 0{,}367\,Re^{0{,}64}$ (3.108)	$Re = (1 \dots 3) \cdot 10^4$; $t_s/d = 6{,}1$ $Re = 10^3 \dots 10^4$; $t_s/d = 6{,}1$ $Re = 10^3 \dots 10^4$; $t_s/d = 12{,}2$	Воздух	$t = t_f$; $l = d_{гр}$	То же	[37]
$Nu = 0{,}36\beta_s^{0{,}1}\varphi_{op}^{-0{,}5}\,Re^{n_1} \times$ $\times\, Pr^{1/3} c_z$, (3.109) где $\beta_s = \dfrac{s_1 - d}{s_2' - d}$; $n_1 = 0{,}6\varphi_{op}^{0{,}07}$	$l = (12 \dots 178) \times 10^{-3}$ м; $\beta_s = 0{,}46 \dots 2{,}2$; $\varphi_{op} = 1 \dots 21{,}2$; $Re = (5 \dots 370) \times 10^3$	Газы	$t = t_f$; l [см. уравнение (3.122)]	Поперечное омывание шахматного пучка труб, оребренных круглыми ребрами постоянной толщины или винтовой накаткой	[48]
$Nu = 2{,}807\,Re^{0{,}454}\beta_s^{0{,}1} \times$ $\times\, \varphi_{op}^{-0{,}5} Pr^{1/3} c_z c_t$ (3.110) $Nu = 0{,}216\,Re^{0{,}665} Pr^{1/3} c_t$ (3.111)	$Re < 2 \cdot 10^3$; $Pr = 0{,}7 \dots 10^3$; $\varphi_{op} = 1 \dots 17$; $c_t = 0{,}075 \dots 0{,}7$ $Re = 2 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$	Масло, воздух	$t = t_f$; l [см. уравнение (3.122)]	То же	Данные В.М. Корня

$Nu = 0{,}2\varphi_{op}^{-0,7} Re^{n_2} Pr^{1/3} c_s c_z$, (3.112) где $n_2 = 0{,}65\varphi_{op}^{0,07}$; $c_s = [1 + (2s_1/d - 3)(1 - 0{,}5 s_2/d)^3]^{-2}$	$l = (27 \dots 178) \times 10^{-3}$ м; $\varphi_{op} = 1 \dots 18{,}5$; $Re = 10^3 \dots 3{,}7 \cdot 10^5$	Газы	$t = t_f$; l [см. уравнение (3.122)]	То же, коридорных пучков	(48)
$Nu = 2{,}8 Re^{0,46} (d/t_p)^{-0,6} \times (l_0/h)^{0,36}$, (3.113) где $l_0 = \pi d/z_{пр}$	$Re = 7 \cdot 10^2 \dots 7 \cdot 10^3$; $d/t_p = 1{,}4 \dots 2{,}7$; $l_0/t_p = 0{,}1 \dots 0{,}28$; $h/t_p = 0{,}8 \dots 2{,}5$	Воздух	$t = t_f$; $l = t_p$	Поперечное омывание шахматных пучков круглых труб, оребренных проволочными петлями (см. табл. 1.28)	Данные С.Н. Тулина
$Nu = 0{,}23 Re^{0,771} \beta_s^{0,1} \varphi_{op}^{-0,5}$ (3.114)	$Re = (2 \dots 30) \cdot 10^3$; $\beta_s = 1{,}0 \dots 1{,}81$; $\varphi_{op} = 6{,}0 \dots 9{,}0$		$t = t_f$; l [см. уравнение (3.123)]		По данным Ю.А. Васильченко и др.
$Nu = 0{,}0257 Re^{1,099} \beta_s^{0,1} \varphi_{op}^{-0,5}$ (3.115)	$Re = (1{,}5 \dots 30) \cdot 10^3$; $\beta_s = 0{,}7 \dots 0{,}8$; $\varphi_{op} = 4{,}5 \dots 9{,}5$		$t = t_f$; l [см уравнение (3.123)]	То же, эллиптичных труб	То же

Продолжение табл. 3.9

Уравнение подобия	Условие применяемости	Теплоноситель	Определяющие температура t; размер l	Примечание	Литературный источник
$Nu = 0{,}0723(b/t_p)^{-0{,}54} \times \left(\frac{s_1 - b}{2t_p}\right)^{-0{,}14} Re^{0{,}695} Pr^{1/3} \times \left(1 + 1{,}9\,\frac{h_\Gamma b_\Gamma}{s_\Gamma^2}\right)$ (3.116)	$Re = 400 \ldots 20\,000$; $s_1/b = 4 \ldots 7$; $b/t_p = 0{,}9 \ldots 2{,}15$; $\frac{s_1 - b}{2t_p} = 3 \ldots 12$; $z_p \leqslant 4$	Воздух	$t = t_f$; $l = b$	Течение воздуха в сердцевине радиаторов из плоских труб с коллективным оребрением (некоридорная разбивка трубного пучка)	Обобщение данных различных авторов
$Nu = 0{,}0512(b/t_p)^{-0{,}54} \times \left(\frac{s_2 - a}{t_p}\right)^{-0{,}14} Re^{0{,}73} Pr^{1/3} \times \left(1 + 1{,}9\,\frac{h_\Gamma b_\Gamma}{s_\Gamma^2}\right)$ (3.117)	$Re = 400 \ldots 20\,000$; $s_2/b = 4{,}5 \ldots 9{,}0$; $b/t_p = 0{,}55 \ldots 1{,}2$; $\frac{s_2 - a}{t_p} = 1{,}3 \ldots 1{,}65$; $z_p \leqslant 4$	”	$t = t_f$; $l = b$	То же (коридорная разбивка трубного пучка)	То же

Примечание. t'_f – температура на входе.

$$c_z = 1{,}17675 z_p^{0{,}0618}\,\mathrm{Re}^{-0{,}05593},$$

где z_p – число рядов пучка.

Если $\mathrm{Re} < 10^2$, то для шахматных пучков следует принимать $\mathrm{Re} = 10^2$, для коридорных $c_z = 1$; $c_z = 1{,}0$ при $z_p \geqslant 20$; если $\mathrm{Re} > 10^3$, то влиянием Re на c_z можно пренебречь.

Поправочный коэффициент c_φ на угол атаки для шахматных и коридорных пучков можно рассчитать по следующей формуле:

$$c_\varphi = 0{,}305 + 0{,}0143\varphi_A - 0{,}7376 \cdot 10^{-4}\varphi_A^2 - 0{,}292 \cdot 10^{-9}\varphi_A^3,$$

где φ_A – угол атаки; $\varphi_A = 90^\circ$ при поперечном омывании труб; $\varphi_A = 0^\circ$ при продольном омывании. Уравнение справедливо в диапазоне $\varphi_A = 25 \ldots 90^\circ$.

Повышения коэффициента теплоотдачи при поперечном омывании гладкотрубных шахматных пучков на 40 ... 60 %, а коридорных на 30 ... 35 % можно достичь вследствие нанесения на наружную поверхность каждой трубы каким-либо способом, например накаткой, спиральных плавно очерченных канавок, благодаря чему на внутренней поверхности трубы образуются плавно очерченные выступы, интенсифицирующие теплоотдачу также внутри труб.

При поперечном омывании пучка витых труб наилучшим признан вариант, когда плотная упаковка с касанием всех соседних труб сохраняется, но трубы одного ряда повернуты друг относительно друга так, что большие оси овалов их сечений образуют систему взаимно перпендикулярных линий. Кроме того, в каждом ряду поперечно ориентированные к потоку большие оси овалов сечений труб оказываются перпендикулярными к продольно ориентированным в потоке большим осям овалов сечений труб соседнего ряда. Благодаря такой компоновке пучка поток движется не только по щелевым каналам примерно одинаковой ширины в направлении, перпендикулярном к осям труб, но и по спирали вокруг каждой витой трубы, что существенно снижает неравномерность теплоотдачи по периметру трубы.

По сравнению с поперечно омываемыми гладкотрубными пучками при одинаковых числах Re интенсивность теплоотдачи в рассматриваемых пучках витых труб выше на 60 ... 80 %. Однако в 2 раза выше и гидравлическое сопротивление. Во избежание этого нежелательного последствия витые трубы в пучке иногда ориентируют относительно друг друга так, что ширина каналов для прохода в направлении, перпендикулярном к осям труб, периодически изменяется от нуля до максимального значения, равного разности максимального и минимального размеров овала сечения трубы.

Однако в таких пучках при равных числах Re интенсивность теплоотдачи на 25 ... 33 % ниже, чем в пучках с щелевыми каналами примерно одинаковой ширины.

Приведенные данные по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению при поперечном омывании пучков витых труб получены для труб с наружным диаметром $d = 12{,}3$ мм, $t_s = 75$ мм и $t_s = 150$ мм, скомпонованных в 10-рядные пучки. Определяющая скорость рассчитывалась по формуле

$$w = w_0/\omega_{вт}, \tag{3.118}$$

где $\omega_{вт}$ – коэффициент стеснения пучка; $\omega_{вт} = 1 - n_{тр} V_{тр1}/V'_{ТЭ}$; $n_{тр}$ – число труб в пучке; $V_{тр1}$ – объем одной трубы; $V'_{ТЭ}$ – объем, занимаемый теплообменным элементом без учета трубных решеток.

В качестве определяющего размера использовался гидравлический диаметр

$$d_{Гр} = 2\,\frac{\omega_{вт}}{1-\omega_{вт}}\,\frac{F_{тр}}{s_2}, \tag{3.119}$$

где $F_{тр}$ – площадь поперечного сечения одной трубы; s_2 – продольный шаг разбивки труб в пучке.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ОРЕБРЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Тепловой расчет оребренных поверхностей довольно сложен. Подставляемый в уравнение для определения коэффициентов теплопередачи приведенный коэффициент $\alpha_{пр}$ теплоотдачи (оребрение чаще всего выполняют со стороны межтрубного пространства при $2\lambda_р/(\alpha\delta_р) > 5$, где $\lambda_р$ и $\delta_р$ – соответственно теплопроводность материала и толщина ребра) должен учитывать геометрические характеристики оребрения, теплопроводность материала ребер, неравномерность распределения температуры по поверхности ребра и другие факторы. Введение коэффициента $\alpha_{пр}$ обусловлено упрощением эксперимента при определении коэффициента теплоотдачи к оребренной поверхности, когда ее для расчета заменяют равновеликой гладкой, а действительные условия эксперимента – фиктивными, хотя и эквивалентными по конечным результатам. В эксперименте коэффициент $\alpha_{пр}$ рассчитывают как отношение теплового потока, определяющего теплообмен с единицей оребренной поверхности, к температурному напору у основания ребер. Таким образом, термическое сопротивление $1/\alpha_{пр}$ включает сопротивление пристенных слоев теплоносителя на поверхности несущей трубы и ребер, а также термическое сопротивление самих ребер. Зависимости для определения коэффициента $\alpha_{пр}$ действительны лишь для тех условий, в которых проводился эксперимент, что значительно усложняет вывод обобщенных уравнений для расчета теплоотдачи в пучках оребренных труб.

Расчетные уравнения получают с помощью среднего по поверхности теплообмена конвективного коэффициента $\alpha_к$ теплоотдачи, который не

учитывает термическое сопротивление ребер. Это сопротивление характеризуется преимущественно коэффициентом $E_р$ эффективности ребер, под которым понимают отношение теплового потока, проходящего через оребренную поверхность, к тепловому потоку, который мог бы проходить через эту же поверхность в случае идеальной теплопроводности ребер. Для прямоугольных ограниченных ребер

$$E_р = th(mh)/(mh), \tag{3.120}$$

где mh – параметр ребра; $m = \sqrt{2\alpha_к/(\lambda_р\delta_р)}$; h – высота ребра.

Уравнение (3.120) часто используют для расчета коэффициента эффективности ребер труб в виде проволочной спирали. В этом случае параметр

$$mh = [h + 0{,}5(u - d_{пр})]\sqrt{2\alpha_к/(\lambda_{пр}d_{пр})},$$

где h, u и $d_{пр}$ – см. табл. 1.28; $\lambda_{пр}$ – теплопроводность проволоки.

Для круглых СР, применяемых в пластинчато-ребристых ТА,

$$m = \sqrt{4\alpha_к/(\lambda_р d_р)},$$

где $d_р$ – диаметр ребра.

Эффективная высота h ребра в этом случае должна приниматься равной половине расстояния между соседними пластинами.

Для цилиндрических ребер постоянной толщины

$$E_р = \frac{2}{U_b[1 - (U_c/U_b)^2]} \times$$

$$\times \left[\frac{I_1(U_b) - \beta_{ор}K_1(U_b)}{I_0(U_b) + \beta_{ор}K_0(U_b)}\right], \tag{3.121}$$

где $U_b = mhd/(D - d)$; $U_c = U_bD/d$; I_0 и I_1 – функции Бесселя мнимого аргумента первого рода нулевого и первого порядков; K_0 и K_1 – то же, второго рода; $\beta_{ор} = I_1(U_c)/K_1(U_c)$.

Теплоотдачу с торца ребра обычно учитывают приближенно, условно увеличивая высоту ребра на половину его толщины, т.е. в выражение для определения U_b вместо высоты h ребра подставляют величину $h' = h + 0{,}5\delta_р$. Коэффициент эффективности винтовых ребер описан в специальной литературе, однако в инженерной практике для оценки $E_р$ чаще всего используют зависимость (3.121).

Уравнения (3.109) – (3.112) обобщают имеющиеся экспериментальные данные по определению конвективных коэффициентов теплоотдачи при поперечном омывании пучков труб с круглыми поперечными ребрами. Поправочный коэффициент на малорядность пучка рассчитывают по следующим формулам:

для шахматных пучков

$$c_z = 0{,}701 + 0{,}15z_p - 0{,}263 \cdot 10^{-5}\,\mathrm{Re} - 0{,}0182z_p^2 + 0{,}144 \cdot 10^{-10}\,\mathrm{Re}^2 + 0{,}419 \cdot 10^{-6} z_p \mathrm{Re}$$

при $\mathrm{Re} = (1{,}2 \ldots 5)10^4$ и $z_p \leqslant 7$;

для коридорных пучков

$$c_z = 1{,}892 - 0{,}308z_p - 0{,}187 \cdot 10^{-4}\,\mathrm{Re} + 0{,}0257z_p^2 + 0{,}819 \cdot 10^{-10}\,\mathrm{Re}^2 + 0{,}322 \cdot 10^{-5} z_p \mathrm{Re}$$

при $\mathrm{Re} = (1 \ldots 5)10^4$ и $z_p \leqslant 5$.

Соотношение конвективного и приведенного коэффициентов теплоотдачи выражается уравнением

$$\alpha_{пр} = \alpha_к \left(\frac{F_р}{F_п} E_р \mu' \psi_{ор} + \frac{F_{тр}}{F_п} \right),$$

где $F_р$, $F_{тр}$ и $F_п$ – площадь поверхности соответственно собственно ребер, межреберных промежутков и полная оребренная на единице длины трубы; $F_п = F_р + F_{тр}$; μ' – коэффициент уширения ребра к основанию; для трапецеидальных ребер (рис. 3.2); $\mu' = 1 + (1 - \sqrt{\delta_2/\delta_1})mh'/8{,}56$; $\psi_{ор}$ – поправочный коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по поверхности ребра; в диапазоне изменения параметра ребра $mh' = 0{,}1 \ldots 3{,}7$ коэффициент $\psi_{ор} = 1 - 0{,}058\,mh'$ [48].

В случае определения коэффициента теплоотдачи пластинчато-ребристых ТА, компактность которых во многом достигается благодаря применению тонколистового материала, соотношение между $\alpha_{пр}$ и $\alpha_к$ следующее:

$$\alpha_{пр} = \alpha_к \left(\frac{F_р}{F_п} E_р + \frac{F_{тр}}{F_п} \right).$$

Выражение в скобках характеризует эффективность полной поверхности теплообмена – средневзвешенную величину между $E_р$ и эффективностью неоребренной части труб, которая принимается равной единице.

При поперечном омывании пучков труб, оребренных винтовой накаткой, определяющий размер

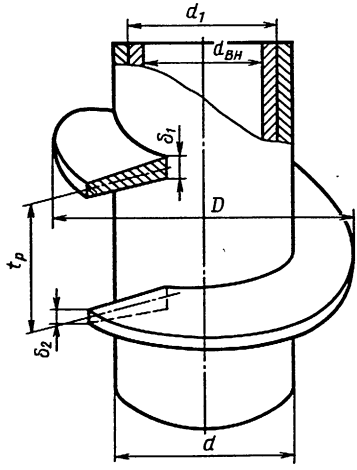


Рис. 3.2. Расчетная схема биметаллической трубы с трапецеидальными ребрами

$$l = \frac{F_{тр}}{F_п} d + \frac{F_р}{F_п} \sqrt{\frac{F'_р}{2n_р}}, \qquad (3.122)$$

где $F'_р$ – площадь поверхности боковых сторон всех ребер на единице длины трубы без учета площади поверхности торцов ребер; $n_р$ – число ребер на единице длины одной трубы.

Для гладкотрубных пучков $F_{тр} = F_п, F_р = F'_р = 0$ и уравнение (3.122) преобразуется к виду $l = d$. При обобщении материалов по теплоотдаче пучков оребренных труб как предельный случай рассматривалась теплоотдача гладкотрубных пучков, что позволяет считать полученные уравнения применимыми и для расчета гладкотрубных пучков.

При поперечном омывании пучков труб, оребренных проволочными петлями, определяющий размер

$$l = \frac{F_{тр}}{F_п} b_э + \frac{F_р}{F_п} \sqrt{(2h + u) d_{пр} z_{пр}}, \qquad (3.123)$$

где $b_э$ – размер трубы, несущей ребра, по фронту потока; $b_э = d$ для круглых труб; $b_э$ – малая ось эллипса для эллиптических труб; $z_{пр}$ – число петель проволоки по окружности трубы.

Конвективные коэффициенты теплоотдачи в сердцевине радиаторов из плоских труб с коллективным оребрением можно определить по уравнениям (3.116) и (3.117). Размеры a, b, s_1, s_2, $t_р$, $h_Г$ и $s_Г$ – см. табл. 1.28, $b_Г$ – ширина гофра (технологической вьштамповки в пластинах, образующих оребрение) по ходу воздуха. Приведенные коэффициенты теплоотдачи можно рассчитать по следующему уравнению:

$$\alpha_{пр} = 0{,}9\alpha_к[(1 - \frac{F_{вн}}{F_п})E_р + \frac{F_{вн}}{F_п}],$$

где $F_{вн} \approx F_{тр}$; $F_п$ – площадь поверхности труб и ребер радиатора; $F_{вн}$ – площадь поверхности, омываемая теплоносителем в трубах; $E_р = \frac{th(mH_0)}{mH_0}$; $m = \sqrt{\frac{2\alpha_к}{\lambda_р \delta_р}}$; $H_0 = [\frac{s_1}{2} \frac{l_р}{z_р(a-b)} - \frac{b}{2}]\kappa_р$; $l_р$ – глубина сердцевины радиатора по ходу воздуха; $z_р$ – число рядов труб по ходу теплоносителя.

С погрешностью до 5 % поправочный коэффициент

$$\kappa_р = 0{,}8u_р - 0{,}16u_р^2 - 0{,}12,$$

где $u_р = \frac{l_р}{z_р(a-b)}$ при $\frac{s_2}{a-b} \geqslant 1$;

$$u_{\text{р}} = \frac{l_{\text{р}}}{z_{\text{р}}(a-b)} + \frac{z_{\text{р}}-1}{z_{\text{р}}}\left(1 - \frac{s_2}{a-b}\right)$$

при $\dfrac{s_2}{a-b} < 1.$

Гофрирование пластин позволяет увеличить теплоотдачу трубчато-пластинчатых поверхностей радиаторов в 1,5 – 2 раза в том случае, если правильно выбрать расположение гофр. В каждом канале противоположные выступы должны размещаться в одном поперечном сечении, при этом форму и шаг гофр следует выбирать такими же, что и для каналов периодического дросселирования, в которых участки постоянного сечения чередуются с конфузорно-диффузорными участками. Отношение гидравлического диаметра в самом узком сечении канала к гидравлическому диаметру канала может составлять 0,687 ... 0,912, а отношение шага гофр к гидравлическому диаметру канала равно 0,24 ... 4,55.

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ВНЕШНЕМ ОБТЕКАНИИ ТРУБНЫХ ПУЧКОВ

Уравнения для расчета гидравлического сопротивления при внешнем обтекании трубных пучков приведены в табл. 3.10.

Данные по сопротивлению трения продольно омываемых пучков труб обобщены на основе зависимости

$$\xi = \frac{2\Delta p}{\rho w^2}\,\frac{d_{\Gamma}}{L}.$$

Приведенные рекомендации по расчету значений ξ не учитывают зависимости теплофизических свойств теплоносителей от температуры.

Принимая во внимание, что от температуры наиболее существенно зависит вязкость теплоносителя, в расчетные уравнения вводят сомножитель $(\mu_f/\mu_w)^{-n}$, где $n = 0{,}14$ для нагрева газов, $n = 0$ для охлаждения газов, $n = 1/3$ для нагрева жидкостей.

Коэффициенты сопротивления трения при продольном омывании шахматных и коридорных пучков несущественно различаются между собой. Если в качестве определяющего размера использовать эффективный диаметр $d_{\text{эф}}$, то коэффициент ξ пучков с $s/d > 1{,}1$ можно вычислить по формулам, приведенным в табл. 3.8 для круглых труб. Причем

$$d_{\text{эф}} = \kappa_{\text{эф}} d_{\Gamma},$$

где $\kappa_{\text{эф}}$ – см. формулу (3.124).

При расположении труб по равностороннему треугольнику входящая

3.10. Уравнения для расчета гидравлического (аэродинамического) сопротивления при внешнем обтекании трубных пучков

Уравнение	Условие применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t; размер l	Условия обтекания трубных пучков	Литературный источник
$\xi = 64/(\mathrm{Re}\kappa_{эф})$, где $\kappa_{эф} = \frac{2\omega_x}{(1-\omega_x)^2} \times \times \left(\frac{\omega_x}{2} - \frac{3}{2} - \frac{\ln\omega_x}{1-\omega_x}\right)$; (3.124) ω_x – доля площади поперечного сечения канала ячейки, занятой трубами	$\mathrm{Re} < 2300$; $s/d < 1{,}5$	Однофазный	$t = t_f$; $l = d_Г$	Продольное омывание круглых гладких труб. Расположение труб по равностороннему треугольнику	[24]
$\xi = 0{,}47(U_к/U_{тр})\,\mathrm{Re}^{-0{,}25} \times \times [F_к/(n_{тр}F_{тр})]^{0{,}35}$, (3.125) где $U_к$ – смоченный периметр кожуха; $U_{тр}$ – смоченный периметр всех труб; $F_к$ – площадь проходного сечения кожуха ТА без учета площади занятой трубами	$\mathrm{Re} = 4 \cdot 10^3 \ldots 10^5$	,,	$t = t_f$; $l = d_Г$	То же	[24]
$\xi = \frac{0{,}96(s/d) + 0{,}63}{(1{,}8\lg\mathrm{Re} - 1{,}64)^2}$ (3.126)	$\mathrm{Re} = 10^3 \ldots 5 \cdot 10^4$; $s/d = 1{,}0 \ldots 1{,}5$	,,	$t = t_f$; $l = d_Г$	,,	[10]
$\xi = 0{,}3164\mathrm{Re}^{-0{,}25} \times (1 + 3{,}6\mathrm{Fr}_м^{-0{,}357})$ (3.127)	$t_s/d = 6{,}2 \ldots 16{,}7$; $\mathrm{Fr}_м = 232 \ldots 2440$; $\mathrm{Re} = 3 \cdot 10^3 \ldots 3{,}5 \cdot 10^4$	Воздух	$t = t_f$; $l = d_Г$	Продольное омывание пучка витых труб	[37]

Продолжение табл. 3.10

Уравнение	Условие применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t; размер l	Условия обтекания трубных пучков	Литературный источник
$\zeta_1 = 157{,}8\,\mathrm{Re}^{-0{,}99} \times \times (\mu_f/\mu_w)^{-0{,}14}$ (3.128) $\zeta_1 = 15{,}28\,\mathrm{Re}^{-0{,}432} \times \times (\mu_f/\mu_w)^{-0{,}14}$ (3.129) $\zeta_1 = 2{,}68\,\mathrm{Re}^{-0{,}182} \times \times (\mu_f/\mu_w)^{-0{,}14}$ (3.130)	$s/d = 1{,}2 \ldots 1{,}4$; $\mathrm{Re} < 100$ $\mathrm{Re} = 10^2 \ldots 10^3$ $\mathrm{Re} = 10^3 \ldots 10^5$	Однофазный	$t = t_f$; $l = d_\Gamma$	Один ряд гладких труб при поперечном омывании жидкостью шахматного пучка (расположение труб по треугольнику)	[34]
$\zeta_1 = 1{,}42(s_1/d - 1)^{-0{,}33} \times \times \mathrm{Re}^{-0{,}15}$ (3.131) $\zeta_1 = 5{,}2(s_1/d - 1)^{-0{,}25} \times \times \mathrm{Re}^{-0{,}29}$ (3.132)	$\mathrm{Re} = 6 \cdot 10^2 \ldots 7 \cdot 10^3$ $\mathrm{Re} = 7 \cdot 10^3 \ldots 2 \cdot 10^5$	”	$t = t_f$; $l = d$	То же	[8]
$\zeta_1 = \mathrm{Re}^{-0{,}16}[1 + 0{,}47 \times \times (s_1/d - 1)^{-1{,}08}]$ (3.133)			$t = t_f$; $l = d$	То же	[45]
$\zeta_1 = c_\Delta[0{,}136 \lg \frac{s_2}{s_1 - d} + 0{,}057](\mu_f/\mu_w)^{-0{,}14}$, (3.134) где $c_\Delta = 2(75\,000/\mathrm{Re} \times \times \lg \frac{s_2}{s_1 - d})^{0{,}25 \lg \frac{s_2}{s_1 - d} + 0{,}1}$		”	То же	Один ряд гладких труб при поперечном омывании жидкостью коридорного пучка	[16]

$+\dfrac{0{,}32\,s_2/d}{(s_1/d-1)^{0{,}43+1{,}13\,d/s_2}}\Big]$	(3.135)	—	—	"	То же	[45]
$\zeta_1 = 16{,}0\,\mathrm{Re}^{-0{,}17}$	(3.136)	$\mathrm{Re} = 4{,}7\cdot10^3 \ldots 3\cdot10^4$; $t_s/d = 12{,}2$	Воздух	$t = t_f$; $l = d_{\Gamma p}$; скорость рассчитывается по уравнению (3.118), $d_{\Gamma p}$ – по уравнению (3.119)	Один ряд витых труб при поперечном омывании пучка (установка труб с образованием щелевых каналов примерно одинаковой ширины)	[37]
$\zeta_1 = 3{,}8$	(3.137)	$\mathrm{Re} = (1 \ldots 4{,}7)\cdot10^3$ $t_s/d = 12{,}2$				
$\zeta_1 = 11{,}56\,\mathrm{Re}^{-0{,}13}$	(3.138)	$\mathrm{Re} = 3{,}7\cdot10^3 \ldots 3\cdot10^4$; $t_s/d = 6{,}1$				
$\zeta_1 = 4{,}0$	(3.139)	$\mathrm{Re} = (1 \ldots 3{,}7)\cdot10^3$; $t_s/d = 6{,}1$				
$\zeta_1 = 7{,}72\,\mathrm{Re}^{-0{,}156}$	(3.140)	$\mathrm{Re} = 10^3 \ldots 10^4$; $t_s/d = 12{,}2$	"	$t = t_f$; $l = d_{\Gamma p}$ скорость рассчитывается по уравнению (3.118), $d_{\Gamma p}$ – по уравнению (3.119)	То же, но установка труб с образованием щелевых каналов переменной ширины	[37]
$\zeta_1 = 3{,}68\,\mathrm{Re}^{-0{,}076}$	(3.141)	$\mathrm{Re} = (1 \ldots 3)\cdot10^4$; $t_s/d = 12{,}2$				
$\zeta_1 = 3{,}33\,\mathrm{Re}^{-0{,}06}$	(3.142)	$\mathrm{Re} = 10^3 \ldots 10^4$; $t_s/d = 6{,}1$				
$\zeta_1 = 2{,}36\,\mathrm{Re}^{-0{,}021}$	(3.143)	$\mathrm{Re} = (1 \ldots 3)\cdot10^4$; $t_s/d = 6{,}1$				
$\zeta_1 = 5{,}4\,(l/d_\Gamma)^{0{,}3}\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}$	(3.144)	$l/d_\Gamma = 0{,}15 \ldots 6{,}5$; $\mathrm{Re} = (2{,}2 \ldots 180)\cdot10^3$	Газ	$t = t_f$; l – см. уравнение (3.122)	Один ряд труб, оребренных круглыми ребрами постоянной толщины или винтовой накаткой, при поперечном омывании потоком шахматного пучка	[48]
$\zeta_1 = 0{,}26\,(t/d_\Gamma)^{0{,}3}$	(3.145)	$\mathrm{Re} > 180\cdot10^3$				

Продолжение табл. 3.10

Уравнение	Условие применимости	Теплоноситель	Определяющие температура t; размер l	Условия обтекания трубных пучков	Литературный источник
$\zeta_1 = 142\,\mathrm{Re}^{-1,0}(l/d_\Gamma)^{0,49} c_t$ $\zeta_1 = 13,5\,\mathrm{Re}^{-0,46}(l/d_\Gamma)^{0,49} c_t$ (3.146) $\zeta_1 = 2,2\,\mathrm{Re}^{-0,25}(l/d_\Gamma)^{0,49} c_t$ (3.147) (3.148)	$\mathrm{Re} = 2 \ldots 100$; $\mathrm{Pr}_f/\mathrm{Pr}_w = 0,07 \ldots 0,7$ $l/d_\Gamma = 1,2 \ldots 6$ $\mathrm{Re} = 10^2 \ldots 4 \cdot 10^3$ $\mathrm{Re} = 4 \cdot 10^3 \ldots 2 \cdot 10^5$	Масло, воздух	$t = t_f$; l – см. уравнение (3.122)	То же	Данные В.М. Корня
$\zeta_1 = 0,52 \left(\frac{s_2 - d}{s_1 - d}\right)^{0,68} \times$ $\times (l/d_\Gamma)^{0,3} \mathrm{Re}^{-0,08}$ (3.149)	$\mathrm{Re} = (4 \ldots 160) \cdot 10^3$; $\frac{s_2 - d}{s_1 - d} = 0,5 \ldots 2,0$; $l/d_\Gamma = 0,85 \ldots 11,5$	Газы	$t = t_f$; l – см. уравнение (3.122)	То же, для коридорного пучка	[48]
$\zeta_1 = 3,2\,\mathrm{Re}^{-0,24}(l_0/t_\mathrm{p})^{-0,365} \times$ $\times (h/t_\mathrm{p})^{0,15}(d/t_\mathrm{p})^{0,1}$ (3.150) $\zeta_1 = 4,954\,\mathrm{Re}^{-0,198}(l/d_\Gamma)^{0,3}$ (3.151)	$\mathrm{Re} = 7 \cdot 10^2 \ldots 7 \cdot 10^3$; $d/t_\mathrm{p} = 1,4 \ldots 2,7$; $l_0/t_\mathrm{p} = 0,1 \ldots 0,28$; $h/t_\mathrm{p} = 0,8 \ldots 2,5$ $\mathrm{Re} = 2 \cdot 10^3 \ldots 3 \cdot 10^4$ $\varphi_{\mathrm{op}} = 4,5 \ldots 9,5$	Воздух	$t = t_f$; $l = t_\mathrm{p}$ $t = t_f$; l – см. уравнение (3.123)	Один ряд труб, оребренных проволочными петлями, при поперечном омывании шахматного пучка	Данные С.Н. Тулина. Обобщенные данные

$\zeta = 8{,}35\,\mathrm{Re}^{-0{,}627}(b/d_\Gamma)\,\epsilon_\lambda$ (3.152)	$b/d_\Gamma = 0{,}6 \ldots 0{,}72$; $\mathrm{Re} = 400 \ldots 2 \cdot 10^3$;	Газы	$t = t_f$; $l = t_p$	В каналах сердцевины радиаторов из плоских труб с коллективным оребрением, некоридорная разбивка труб	То же
$\zeta = 0{,}153\,\mathrm{Re}^{-0{,}26}(b/d_\Gamma)\,\epsilon_\lambda$ (3.153)	$\mathrm{Re} = 2 \cdot 10^3 \ldots 10^5$				
$\zeta = 5{,}508(b/d_\Gamma)^{0{,}3}\,\mathrm{Re}^{-0{,}7} \times \left(\frac{s_2 - b}{s_1 - b}\right)^{0{,}68}\epsilon_\lambda$ (3.154)	$b/d_\Gamma = 0{,}847$; $\mathrm{Re} = 400 \ldots 2 \cdot 10^3$; $\frac{s_2 - b}{s_1 - b} = 2{,}96$	”	$t = t_f$; $l = t_p$	То же, коридорная разбивка труб	”
$\zeta = 0{,}0845(b/d_\Gamma)^{0{,}3}\,\mathrm{Re}^{-0{,}15} \times \left(\frac{s_2 - b}{s_1 - b}\right)^{0{,}68}\epsilon_\lambda$ (3.155)	$\mathrm{Re} = 2 \cdot 10^3 \ldots 10^4$				
$\epsilon_\lambda = \left(1 + 1{,}9\,\frac{h_\Gamma b_\Gamma}{s_\Gamma^2}\right)1{,}65^{\lg \mathrm{Re} - 2{,}53}$	$\mathrm{Re} \leqslant 2 \cdot 10^3$				
$\epsilon_\lambda = 1{,}47\left(1 + 1{,}9\,\frac{h_\Gamma b_\Gamma}{s_\Gamma^2}\right)$	$\mathrm{Re} = 2 \cdot 10^3 \ldots 10^4$				

в эту формулу доля площади поперечного сечения канала ячейки, занятой трубами,

$$\omega_x = \pi d^2/(2s^2\sqrt{3}).$$

Потери давления при поперечном омывании пучков из гладких и оребренных труб определяют по уравнению

$$\Delta p = 0{,}5\zeta_1 z_p c'_z c'_\varphi w^2 \rho,$$

где c'_z – поправочный коэффициент на малорядность пучков; c'_φ – поправочный коэффициент на угол атаки.

Для шахматных гладкотрубных пучков ($z_p \leqslant 6$; $\varphi_A = 30 \ldots 90°$)

$$c'_z = 1{,}7245 z_p^{-0{,}299};$$

$$c'_\varphi = 0{,}0582 + 0{,}426 \cdot 10^{-2}\varphi_A + 0{,}237 \cdot 10^{-3}\varphi_A^2 - 0{,}186 \cdot 10^{-5}\varphi_A^3;$$

для коридорных гладкотрубных пучков ($z_p \leqslant 8$; $\varphi_A = 30 \ldots 90°$)

$$c'_z = 2{,}473 - 0{,}88 z_p + 0{,}167 z_p^2 - 0{,}01 z_p^3;$$

$$c'_\varphi = -0{,}215 + 0{,}0247\varphi_A - 0{,}117 \cdot 10^{-3}\varphi_A^2 - 0{,}857 \cdot 10^{-7}\varphi_A^3;$$

для шахматных пучков, составленных из труб, оребренных винтовой накаткой [$\mathrm{Re} = (1{,}2 \ldots 5 \cdot 10^4$, $z_p \leqslant 7$],

$$c'_z = 0{,}925 z_p^{-0{,}158}\mathrm{Re}^{0{,}036};$$

для коридорных пучков, составленных из труб, оребренных винтовой накаткой [$\mathrm{Re} = (1{,}2 \ldots 5) \cdot 10^4$, $z_p \leqslant 7$],

$$c'_z = 4{,}136 z_p^{-0{,}478}\mathrm{Re}^{-0{,}0582}.$$

В уравнения (3.131), (3.132) для вязких жидкостей при $\mathrm{Re} < 10^3$ вводится сомножитель $(\mu_f/\mu_w)^{-n}$, где n изменяется от нуля при $\mathrm{Re} = 10^3$ до 0,48 при $\mathrm{Re} = 1$.

В уравнениях (3.144) – (3.148) при $(s_1 - d)/(s'_2 - d) > 2$ скорость и гидравлический диаметр рассчитывают по диагональному шагу s'_2.

Потери давления в каналах средней части радиаторов из плоских труб с коллективным оребрением рассчитывают по формуле

$$\Delta p = \zeta \frac{L_{TA}}{d_\Gamma} \frac{w^2\rho}{2}, \qquad (3.156)$$

где ζ – коэффициент сопротивления, определяется по уравнениям (3.152) – (3.155); L_{TA} – глубина пучка ТА по ходу теплоносителя.

Для более точного расчета потерь в трубных пучках иногда учитывают влияние ускорения потока на величину сопротивления путем прибавления

к величине $\zeta L_{TA}/d_{\Gamma}$ члена $2(v''/v' - 1)$, где v'' и v' – удельные объемы теплоносителя соответственно на выходе из ТА и на входе в него. В этом случае величины w и ρ в уравнении (3.156) должны быть подсчитаны по температуре t'_f.

ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОМЫВАНИИ ПОТОКОМ ГЛАДКОТРУБНЫХ ШАХМАТНЫХ ПУЧКОВ

Для расчета коэффициента теплоотдачи при поперечном омывании потоком теплоносителя идеальных гладкотрубных шахматных пучков используется подпрограмма ALIDS.

Язык программирования: FORTRAN EC ЭВМ.

Обращение: CALL ALIDS.

Описание основных параметров:

RE1 – число Рейнольдса теплоносителя в межтрубном пространстве;
DM – наружный диаметр труб;
ALAM1 – теплопроводность теплоносителя в межтрубном пространстве при определяющей температуре;
AG и BG – относительные шаги труб в трубном пучке;
PRA1 – число Прандтля теплоносителя в межтрубном пространстве при определяющей температуре;
PRAST – то же, но при температуре стенки;
ALID – коэффициент теплоотдачи при поперечном омывании потоком теплоносителя идеального пучка.

Эти и некоторые вспомогательные параметры передаются в подпрограмму и из нее с помощью общих областей COMMON.

Требуемые подпрограммы: нет.

Метод и последовательность работы: для расчета коэффициента теплоотдачи ALID при различных режимах течения теплоносителя используются уравнения, приведенные в табл. 3.9. Подпрограмму ALIDS вызывает подпрограмма KI (программа 3.3).

ПРОГРАММА 3.3

```
C   ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ
C   ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОМЫВАНИИ "ИДЕАЛЬНЫХ" ГЛАДКОТРУБНЫХ
C   ПУЧКОВ
        SUBROUTINE ALIDS
C   ПЕРЕДАВАЕМЫЕ ДАННЫЕ
        COMMON/AB1/ALID/A6/DM,DVN/C1/HAM1,CP1,ANU1,ALAM1/
       *C2/AMU1,PRA1,AMUST,PRAST/BC2/W1,W2,RE1,RE2,A2/AG,
       *BG,GMTR,FPER,FPRS
        IF(PMT.LT.1) GOTO 1
C   PMT – ПРИЗНАК ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В
C    МЕЖТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВЕ
C   PMT=0. – ГАЗ
C   PMT=1. – НЕФТЕПРОДУКТ
C   PMT=2. – ПРЕСНАЯ ВОДА
        CT=(PRA1/PRAST)**.25
    4   R1=ALAM1/DM*CT*PRA1**.36
        IF(RE1.GT.1000.) GOTO 2
```

```
      ALID=.6*R1*RE1**.5
      GOTO 7
    2 IF(RE1.GT.2.E5) GOTO 3
      ALID=.35*((AG/BG)**.2)*R1*RE1**.6
      IF(AG/BG.GT.2.) ALID=.4*R1*RE1**.6
      GOTO 7
    3 ALID=.021*R1*RE1**.84
      GOTO 7
    1 CT=1.
      IF(TVS.LT..00001) GOTO 4
      R1=ALAM1/DV*PRA1**(1./3.)
      ALID=.785*(RE1**.565258)*(AG**
     *(-.250865))*(BG**(-.419437))*R1
    7 RETURN
      END
```

3.4. ТЕПЛООТДАЧА И СОПРОТИВЛЕНИЕ НАСАДОК РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТА

ТЕПЛООТДАЧА В НАСАДКАХ

Если каналы для прохода теплоносителей в насадке можно считать прямыми, а изменение площади их проходного сечения – несущественным, теплоотдачу и сопротивление оценивают с помощью формул, приведенных в подразд. 3.2.

В качестве определяющей температуры используют среднюю температуру теплоносителя в аппарате, а определяющий размер l выбирают в зависимости от типа насадки. Для шаровых засыпок, а также для решеток со сферическими узлами $l = d$ или $l = d_{сф}$, для насадок из гофрированной ленты *3* (см. рис. 1.31) и насыпных насадок $l = d_Г$, где

$$d_Г = \frac{4V_{св}}{F} = \frac{4V_{св}}{k_{FV}V_н} = \frac{4\omega}{k_{FV}}, \qquad (3.157)$$

где ω – пористость; $\omega = V_{св}/V_н$, для насадок из гофрированной ленты $\omega = 1 - 0{,}5k_{FV}\delta$; для насыпных каменных насадок $\omega = 0{,}42$ м^3/м^3 и практически не зависит от размера гранул; δ – толщина ленты; $V_{св}$ – свободный объем между отдельными элементами насадки в объеме $V_н$ занимаемой насадкой; k_{FV} – коэффициент компактности; $k_{FV} = F/V_н$; для насадок из гофрированной ленты

$$k_{FV} = 0{,}83\,\frac{4(h_Г - \delta)}{t_Г h_Г \sin\varphi_Г};$$

неплотность навивки ленты учитывается числом 0,83; $\varphi_Г$ – угол штамповки; $\operatorname{tg}\varphi_Г = 2(h_Г - \delta)/t_Г$.

Применительно к насыпным насадкам коэффициент k_{FV} компактности зависит от размера $d_{гр}$ гранул. Экспериментально установлены следующие соотношения между k_{FV} и $d_{гр}$:

$d_{гр}$	4	6	8	10	12
k_{FV}, м^2/м^3	1250	850	630	500	380

Для определения диаметра $d_Г$ сетчатых насадок также используют уравнение (3.157), но пористость рассчитывают по уравнению

$$\omega = 1 - \frac{z_{1м}\pi d_{пр}^2}{2(l_я + d_{пр})\cos\alpha_я},$$

где $z_{1м}$ – число сеток, приходящихся на единицу длины пакета, 1/м; $l_я$ – размер ячейки в свету; соответствует номеру типоразмера стандартной сетки, м; $\alpha_я$ – угол наклона проволоки к плоскости сетки; $\alpha_я = \operatorname{arctg}[d_{пр}/(l_я + d_{пр})]$.

В случае плотно упакованных сеток (идеальная насадка) $z_{1м} = (2d_{пр})^{-1}$, для свободной укладки $z_{1м} = (2{,}2d_{пр})^{-1}$.

Коэффициент компактности и пористость насадок из свободно уложенных сеток определяют по формулам

$$k_{FV} = \frac{1{,}82\,m_1}{d_{пр}^2\rho}; \quad \omega = 1 - \frac{m_1}{2{,}2\,d_{пр}\rho_{пр}},$$

где m_1 – масса сетки площадью 1 м^2; $m_1 = M_1/z_{1м}$, кг/м^2; M_1 – масса насадки объемом 1 м^3, кг/м^3; $\rho_{пр}$ – плотность материала, из которого изготовлена сетка; $\rho_{пр} = 8550$ кг/м^3 для латуни, $\rho_{пр} = 8750$ кг/м^3 для бронзы.

В регенеративных ТА современных ГТУ применяют пакеты мелких металлических сеток из проволоки, изготовленной из коррозионно-стойкой стали. Поверхность теплообмена состоит из совокупности отдельных теплопередающих элементов, которые вставляют в герметические карманы (соты) диска аппарата. Эти элементы представляют собой толстостенные пористые усеченные конусы или пирамиды (см. рис. 1.30, *б*). Для таких и подобных им элементов применение при расчете гидравлического диаметра не позволяет обобщить имеющиеся экспериментальные данные, поэтому в качестве определяющего размера используют параметр $d_{кв}$, обратно пропорциональный пористости во второй степени и коэффициенту компактности.

Уравнения подобия для определения средних за период и по поверхности нагрева коэффициентов α теплоотдачи при течении газов в насадках регенеративных ТА приведены в табл. 3.11.

3.11. Уравнения подобия для определения средних за период и по поверхности нагрева коэффициентов $\bar{\alpha}$ теплоотдачи при течении газов в насадках регенеративных ТА

Уравнения подобия	Условие применимости	Тип насадки	Литературный источник
$Nu' = 1{,}25 + Re'^{0{,}5} + 0{,}005\,Re'$, (3.158) где $Nu' = \frac{\omega}{1-\omega}\,\frac{\bar{\alpha} d_{ш}}{\lambda}$; $Re' = \frac{1}{1-\omega}\,\frac{w_н d_{ш}}{\nu}$	$Re = 10^2 \ldots 10^5$; $d_{ш} = (2{,}3 \ldots 50)\,10^{-3}$ м	Шаровая засыпка; $d_{ш}$ – диаметр шара; $w_н$ – скорость набегающего потока	[45]
$Nu = \frac{0{,}3}{k_{FV} d_Г}\,Re^{0{,}8}\,\omega^{0{,}75}$, (3.159) где $Re = \frac{w_н d_Г}{\nu\omega}$; $Nu = \frac{\bar{\alpha} d_Г}{\lambda}$	$\omega = 0{,}42$	Насыпная	[5]
$Nu = \frac{2{,}36}{k_{FV} d_Г}\,Re^{0{,}76}\left(\frac{b_л}{d_Г}\right)^{-m} \times$ $\times \left(\frac{\delta}{\delta_0}\right)^{-0{,}392}\left(1 + \frac{d_Г \cos\beta_Г}{t_Г}\right) \times$ $\times (z_{прз} \cos\beta_Г)^{0{,}187}\,\frac{t_Г}{t_{ГО}}$, (3.160) где $m = 0{,}759 + 7{,}05 / b_л$	$Re = 60 \ldots 700$ $\delta_0 = 0{,}4$ мм; $t_{ГО} = 3{,}14$ мм; Re и Nu – см. уравнение (3.159)	Из гофрированной ленты с продольными прорезями (см. рис. 1.31); $z_{прз}$ – число прорезей; длина прорези 50 мм, интервал между прорезями 100 мм; расстояние между рядами прорезей по высоте 8 ... 12 мм	[5]

$Nu = 1{,}21\,Re^{0{,}47}\,(H/d_Г)^{-0{,}8}/Re^{0{,}25}$; (3.161) $Nu = 0{,}05\,Re^{0{,}85}$ (3.162)	$Re = 10 \ldots 500$; $H/d_Г \leqslant 200$; $Re = 10 \ldots 500$; $H/d_Г > 200$	Сетчатая; H – протяженность (высота) насадки по ходу теплоносителей	[5]
$Nu_{кв} = 0{,}11\,Re_{кв}^{0{,}54}\,Pr^{1/3}$, (3.163) где $Re_{кв} = \frac{w_н d_{кв}}{\nu\omega}$; $Nu_{кв} = \frac{\bar{\alpha} d_{кв}}{\lambda}$; $d_{кв} = \frac{0{,}015}{\omega^2 k_{FV}}$	Определяющий размер $d_{кв}$; $Re_{кв} = 0{,}01 \ldots 10$; $Re = 4 \ldots 1500$; $\omega = 0{,}6 \ldots 0{,}9$; $k_{FV} = 3 \cdot 10^2 \ldots 4 \cdot 10^4$; $d_Г = (0{,}29 \ldots 10{,}25)\,10^{-3}$ м	Сетчатая вращающихся регенеративных аппаратов ГТУ	Данные Н.Г. Лебедя и Н.В. Рынди
$Nu = 0{,}107\,Re^{n}(H/d_Г)^{-0{,}43} \times$ $\times (d_Г/d_{пр})^{2{,}41}$ (3.164) где $n = 4{,}4\,(d_Г/d_{пр})^{-1{,}73}$	$Re = 10 \ldots 350$; $z_c = 100 \ldots 600$; типоразмеры 0071, 008 (см. табл. 1.35)	Сетчатая регенеративных аппаратов газовых холодильных машин; z_c – число сеток в пакете; $d_{пр}$ – диаметр проволоки	[5]
$Nu = 0{,}4\left(\frac{\omega}{1-\omega}\right)^{0{,}8} Re^{0{,}5}$ (3.165)	$Re = 50 \ldots 400$; $z_c = 40 \ldots 50$; типоразмеры 015, 025, 05 и 1	То же	[5]
$Nu_{пр} = 0{,}09 + 0{,}49\,Re_{пр}^{0{,}5}$, (3.166) где $Nu_{пр} = \frac{\bar{\alpha} d_{пр}}{\lambda}$; $Re_{пр} = \frac{w_н d_{пр}}{\nu\omega}$	$Re_{пр} = 20 \ldots 400$; $d_{пр} = (0{,}18 \ldots 0{,}5)\,10^{-3}$ м	Сетчатая, изготовленная из стальной и латунной проволоки	[5]

Уравнения подобия	Условие применимости	Тип насадки	Литературный источник
$Nu_{сф} = A_{сф} Re_{сф}^{0,7}$, где $Re_{сф} = w_{сж} d_{сф}/\nu$; при $s_1 = 28$ мм и $s_1 = 65$ мм $A_{сф} = 0,13$; при $s_1 = 26$ мм $A_{сф} = 0,0869$; при $s_1 = 30$ мм $A_{сф} = 0,1$; при $s_1 = 60$ мм $A_{сф} = 0,051$; при $s_1 = 70$ мм $A_{сф} = 0,0803$	$Re_{сф} = (4 \ldots 12)\,10^3$; $d_{сф} = (12 \ldots 16)\,10^{-3}$ м; $d_п = (6 \ldots 8)\,10^{-3}$ м; $\omega = 0,55 \ldots 0,82$; $F = 0,282 \ldots 0,57$ м^2; $V = (2,74 \ldots 4,75)\,10^{-3}$ м^3 $s_2 = (6,6 \ldots 9,0)\,10^{-3}$ м	Вращающихся регенеративных ТА котлов в виде силуминовых решеток со сферическими узлами, скомпонованными в пакет так, что их узлы расположены в пространстве в шахматном порядке. Обработка данных по номинальным размерам решеток: s_1 – шаг узлов в их квадратной упаковке; $d_п$ – диаметр перемычки; $d_{сф}$ – диаметр узловой сферы; s_2 – шаг между решетками по ходу воздуха. Шаги $s_1 = 28$ и 65 мм условно приняты для пакетов со сдвоенными решетками, имеющими соответственно $s_1 = 26$ и 30 мм и $s_1 = 60$ и 70 мм. $w_{сж}$ – скорость в сжатом сечении решетки	Данные В.Б. Куптыша, З.Г. Марьина, И.А. Боткачика и др.
$Nu = 1,38 Re'^{0,56}_{сф}$, (3.167) где $Re'_{сф} = w_н d_{сф}/\nu$	$Re'_{сф} = 3000 \ldots 13000$; $s_1 = 22 \cdot 10^{-3}$ м; $s_2 = (11 \ldots 27)\,10^{-3}$ м; $z_{реш} = 7$; $d_{сф} = 16 \cdot 10^{-3}$ м	Вращающихся регенеративных ТА котлов в виде чугунных решеток со сферическими узлами; $z_{реш}$ – число устанавливаемых решеток	Данные И.А. Боткачика

$Nu = 0{,}35\,Re'^{0{,}68}_{сф}$ (3.168)	$Re'_{сф} = 2000 \ldots 10\,000$; для чугуна $d_{сф} = 16{,}5 \cdot 10^{-3}$ м; для силумина $d_{сф} = (8{,}5 \ldots 13{,}1) \cdot 10^{-3}$ м	То же, с решетками из серого чугуна или силумина	То же
$Nu = c_{эм} Re^{0{,}8}$, (3.169) где $c_{эм} = 0{,}0335$ при перекрестном расположении волн дистанционирующего и волнистого листа; $c_{эм} = 0{,}036$ при согласном расположении волн	$Re = 1000 \ldots 5000$; $\delta = (0{,}5 \ldots 0{,}7)\,10^{-3}$ м; $d_Г = (7{,}8 \ldots 9{,}8)\,10^{-3}$ м	Вращающихся регенеративных ТА котлов из стальных эмалированных волнистых листов. Теплоотдача в насадках из листов без покрытия на 5 % интенсивнее	[31]
$Nu = c_{\omega} Re'^{0{,}7}_{сф}$, (3.170) где $c_{\omega} = 0{,}36$ при частоте вращения ротора $n_р = 0{,}67$ об/мин; $c_{\omega} = 0{,}39$ при $n_р = 2{,}07$ об/мин; $c_{\omega} = 0{,}4$ при $n_р = 6{,}54$ об/мин	$Re'_{сф} = 1000 \ldots 4000$; $H = 0{,}31$ м; $\omega = 0{,}42$; $F = 62$ м^2; диаметр ротора 1,4 м	Вращающихся регенеративных ТА котлов из стеклянных шаров диаметром $d_ш = (19 \ldots 20)\,10^{-3}$ м, уложенных на сетки из проволоки диаметром $d_{пр} = 10^{-3}$ м с ячейками $10 \cdot 10^{-3} \times 10 \cdot 10^{-3}$ м	Данные И.А. Боткачика

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ПОТОКА В НАСАДКАХ

На точность расчета гидравлического сопротивления кирпичных, керамических, каменных и шаровых насадок большое влияние оказывает шероховатость поверхности. Приведенные в табл. 3.12 уравнения для определения коэффициентов сопротивления достаточно точны только для тех условий, в которых проводился эксперимент. На сопротивление сетчатых насадок существенное влияние оказывает плотность упаковки сеток. Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что плотная упаковка сеток успокаивает поток, а расположение их с определенными интервалами, как в сетчатых аппаратах, приводит к турбулизации потока газа со всеми вытекающими отсюда последствиями.

С учетом изложенного можно принять, что максимальный разброс данных по аэродинамическому сопротивлению, полученному по уравнениям (3.171) ... (3.186) не превышает 25 ... 30 %.

3.5. УЧЕТ ОБВОДНЫХ ТЕЧЕНИЙ В КОЖУХОТРУБНЫХ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТА

При сборке трубного пучка кожухотрубных рекуперативных ТА в межтрубном пространстве устанавливают поперечные перегородки *2* (рис. 3.3), отверстия в которых расположены точно так же, как в трубных решетках. Диаметр отверстий в перегородках должен быть больше наружного диаметра труб или ребер на 0,3 ... 0,5 мм, а наружный диаметр перегородок – меньше внутреннего диаметра кожуха *1* на 1,5 ... 3,0 мм. Зазор между кожухом и крайними трубами пучка в собранном аппарате определяется по условиям прочности трубных решеток и составляет примерно (0,65 ... 0,7) d, где d – наружный диаметр гладких труб или несущий диаметр оребренных труб.

Если не принять меры по уплотнению зазоров в аппарате, то при обте-

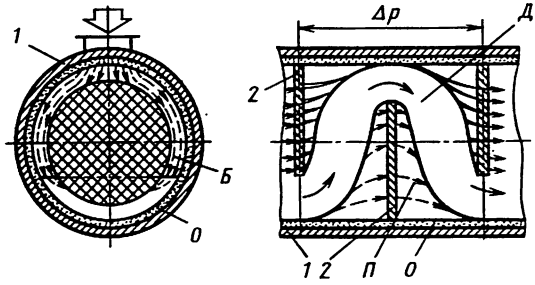


Рис. 3.3. Расчетная схема обводных течений в межтрубном пространстве кожухотрубных ТА:
Б – байпасный поток между кожухом и пучком труб; *Д* – основной (действительный) поток; *О* – окружной поток через зазор между перегородкой и кожухом ТА; *П* – перепускной поток через зазоры между трубами и отверстиями в перегородке

3.12. Уравнения для определения коэффициентов сопротивления при течении газов в насадках регенеративных ТА

Уравнения	Условие применимости	Тип насадки	Литературный источник
$\zeta = 160\,\mathrm{Re}'^{-1} + 3{,}1\,\mathrm{Re}'^{-0{,}1}$, (3.171) где Re' – см. уравнение (3.158)	—	Шаровая засыпка или засыпка из тел шаровидной формы; $\Delta p = \zeta \frac{1-\omega}{\omega^3} \rho w_H^2 \frac{H}{d}$	[45]
$\zeta = (0{,}37 + 135\,\mathrm{Re}^{-1})\omega\left(\frac{\delta}{\delta_0}\right)^{0{,}51}$ (3.172)	$\mathrm{Re} = 300 \ldots 800$;	Из гофрированной ленты (см. рис. 1,31, *б*), регенеративные ТА воздухоразделительных установок; $\Delta p = \zeta \frac{\rho w_н^2}{2\omega^2} \frac{H}{d_Г}$	[5]
$\zeta = 77{,}5\,\mathrm{Re}^{-0{,}8}\omega\left(\frac{\delta}{\delta_0}\right)^{0{,}51}$, (3.173) где $\delta_0 = 0{,}4 \cdot 10^{-3}$ м	$\mathrm{Re} = 60 \ldots 300$; $\varphi_Г = 60°$; $\delta = 0{,}9 \cdot 10^{-3}$ м; $b_л = (50; 80; 115)\,10^{-3}$ м; $t_Г = (1{,}57; 4{,}78; 6{,}38; 8{,}0)\,10^{-3}$ м; $z_{прз} = 3; 7; 10; 20$		
$\zeta = \frac{133}{\mathrm{Re}} + \frac{4{,}9}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}$ (3.174)	$\mathrm{Re} = 3 \ldots 350$; типоразмеры сеток 004; 005; 0063; 0071; 008; 01	Сетчатая; $\Delta p = \zeta \frac{\rho w_н^2}{8\omega^3} Hk_{FV}$	[5]
$\zeta = \frac{65}{\mathrm{Re}} + \frac{8}{\mathrm{Re}^{0{,}3}}$ (3.175)	$\mathrm{Re} = 10 \ldots 500$; типоразмеры сеток 004; 0071; 0112		
$\zeta = \frac{100}{\mathrm{Re}} + \frac{11}{\mathrm{Re}^{0{,}3}}$ (3.176)	$\mathrm{Re} = 10 \ldots 500$; типоразмер 004		

Продолжение табл. 3.12

Уравнения	Условие применимости	Тип насадки	Литературный источник
$\zeta = \frac{59}{\mathrm{Re}^{0,74}} \left(\frac{\omega}{\omega_{\text{ид}}} \right)^{1,35}$, (3.177) где $\omega_{\text{ид}}$ – пористость плотно упакованной насадки	$\mathrm{Re} = 10 \ldots 40$; $H/d_{\Gamma} \geqslant 25$; $\omega = 0,66 \ldots 0,875$	Уплотненная сетчатая; $\Delta p = \zeta \frac{\rho w_{\text{н}}^2}{8\omega^3} H k'_{FV}$, где $k'_{FV} = k_{FV}(100 - f_{\text{зн}})/100$; $f_{\text{зн}}$ – относительная величина, учитывающая уменьшение поверхности нагрева в результате контакта проволок в местах сращивания при спечении или прессовании, %	[5]
$\zeta = \frac{19}{\mathrm{Re}^{0,44}} \left(\frac{\omega}{\omega_{\text{ид}}} \right)^{1,35}$ (3.178)	$\mathrm{Re} = 40 \ldots 300$; $H/d_{\Gamma} \geqslant 25$; $\omega = 0,66 \ldots 0,875$	То же	[5]
$\zeta_1 = 0,408 + \frac{39,8}{\mathrm{Re}_c} - 0,54 \cdot 10^{-4} \mathrm{Re}_c$, (3.179) где $\mathrm{Re}_c = \frac{w_{\text{ср}} l}{\nu}$; $l = d_{\Gamma.\text{яч}} - d_{\text{пр}}$	$\mathrm{Re}_c = 10 \ldots 2000$; $d_{\text{пр}} = (0,18 \ldots 0,5)\, 10^{-3}$ м;	Сетчатая, изготовленная из стальной или латунной проволоки; $\Delta p = 0,5 \zeta_1 z_c \rho w_{\text{ср}}^2$; $d_{\Gamma.\text{яч}}$ – гидравлический диаметр ячейки сетки; $w_{\text{ср}}$ – средняя скорость газа	

$\zeta_1 = 320/\mathrm{Re}$ (3.180) $\zeta_1 = 100/\mathrm{Re}^{0,7}$ (3.181) $\zeta_1 = 45/\mathrm{Re}^{0,5}$ (3.182)	$\mathrm{Re} = 4 \ldots 15$ $\mathrm{Re} = 15 \ldots 50$ $\mathrm{Re} = 50 \ldots 800;$ $d_{\text{пр}} = (0{,}055 \ldots 0{,}215)\,10^{-3}$ м	Из стандартной сетки. Для прессованных сеток ζ_1 следует увеличивать на 10 %, а для спеченных – уменьшать на 10 %	[5]
$\zeta_{\text{кв}} = 2\mathrm{Re}_{\text{кв}}^{-1} + 2$ (3.183)	$\mathrm{Re}_{\text{кв}} = 0{,}01 \ldots 10;$ $\mathrm{Re} = 4 \ldots 1500;$ $\omega = 0{,}6 \ldots 0{,}9;$ $k_{FV} = 300 \ldots 40\,000;$ $d_{\Gamma} = (0{,}29 \ldots 10{,}25)\,10^{-3}$ м	Сетчатая вращающихся регенеративных аппаратов ГТУ; $\Delta p = \zeta_{\text{кв}} \dfrac{\rho w_{\text{н}}^2}{8\omega^2} H k_{FV}$	Данные Н.Г. Лебедя и Н.В. Рынди
$\zeta_{1\text{м}} = 775\,(s_1/d_{\text{сф}})^{-2}$ (3.184)	$\mathrm{Re} = (2 \ldots 22{,}5)\,10^{-3};$ $d_{\text{сф}} = (12;\ 16)\,10^{-3}$ м; $d_{\text{п}} = (6;\ 8)\,10^{-3}$ м; $\omega = 0{,}55 \ldots 0{,}82;$ $s_2 = (6{,}6 \ldots 9{,}0)\,10^{-3}$ м	Вращающихся регенеративных ТА котлов в виде решетки со сферическими узлами. Обработка данных по номинальным размерам решеток; $\Delta p = 0{,}5\,\zeta_{1\text{м}}\,\rho w_{\text{н}}^2 H/\omega^2$	Данные В.Б. Кунтыша, З.Г. Марьина, И.А. Боткачика и др.
$\xi = c'_{\text{эм}}\,\mathrm{Re}^{-0,25}$, (3.185) где $c'_{\text{эм}} = 0{,}81$ при перекрестном расположении волн; $c'_{\text{эм}} = 0{,}955$ при согласном расположении волн	$\mathrm{Re} = 1000 \ldots 5000;$ $\delta = (0{,}5 \ldots 0{,}7)\,10^{-3}$ м; $d_{\Gamma} = (7{,}8 \ldots 9{,}8)\,10^{-3}$ м	Вращающихся регенеративных ТА котлов из стальных эмалированных волнистых листов; $\Delta p = 0{,}5\,\xi H \rho w_{\text{сж}}^2/d_{\Gamma}$	Данные И.А. Боткачика
$\zeta = \dfrac{H}{d}\left(\dfrac{4480}{\mathrm{Re}_{\text{сф}}^{0,82}} + 11{,}6\right)$ (3.186)	$\mathrm{Re}_{\text{сф}} = 1000 \ldots 4000;$ $H = 0{,}31$ м; $\omega = 0{,}42;$ $F = 62$ м^2; диаметр ротора 1,4 м; частота вращения ротора $n_{\text{р}} = 4 \ldots 400$ с$^{-1}$; $w_{\text{н}} = 2 \ldots 7$ м/с	Вращающихся регенеративных ТА котлов из стеклянных шаров $d = (19 \ldots 20)\,10^{-3}$ м, уложенных на сетки из проволоки; $d_{\text{пр}} = 1 \cdot 10^{-3}$ м с ячейками $10^{-2} \times 10^{-2}$ м; $\Delta p = 0{,}5\,\zeta \rho w_{\text{н}}^2$	То же

кании пучка теплоноситель устремляется прежде всего в зазоры, так как в этом месте гидравлическое сопротивление меньше, чем при поперечном обтекании труб. Таким образом, появляются протечки теплоносителя, ввиду наличия которых интенсивность теплоотдачи снижается на 30 ... 45 %.

Методы учета обводных течений предполагают использование при определении α уравнений подобия для идеальных пучков труб – прямоугольных пучков гладких или оребренных труб, в которых исключена возможность существования обводных течений.

МЕТОД ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ СКОРОСТИ

При определении числа Re и потерь давления используют так называемую действительную скорость $w_Д$ омывания трубного пучка, которая меньше среднерасходной скорости w вследствие существования байпасногоБ, окружного О, перепускного П потоков.

Действительная скорость в расчетном сечении отсека ТА

$$w_Д = w\left(1 + \frac{F_Б}{F_{сж}}\sqrt{\frac{\zeta_Д}{\zeta_Б}} + \frac{F_О}{F_{сж}}\sqrt{\frac{\zeta_Д}{\zeta_О}} + \right.$$

$$\left. + \frac{F_П}{F_{сж}}\sqrt{\frac{\zeta_Д}{\zeta_П}}\right)^{-1},$$

где $F_{сж}$, $F_Б$, $F_О$ и $F_П$ – площадь проходного сечения соответственно в сжатом (расчетном) сечении пучка, в зазоре кожух – перегородка, в зазоре между кожухом и трубным пучком, в зазорах труба – перегородка.

От точности расчета гидравлических сопротивлений $\zeta_Д$, $\zeta_Б$, $\zeta_О$ и $\zeta_П$ на разных режимах работы ТА зависит точность расчета $w_Д$ и коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве. Однако особенности конфигурации поперечно омываемого пучка труб (в каждом ряду неодинаковые площади проходных сечений и число труб, постоянно изменяющиеся площади $F_О$ проходных сечений, различные длины обтекания струй перепускного потока, неодинаковые проходные сечения в зазорах труба – перегородка), неопределенность гидродинамического сопротивления при движении потоков через вырезы окон перегородок и оценки степени участия в теплообмене обводных течений затрудняют точное определение сопротивлений $\zeta_Д$, $\zeta_О$ и $\zeta_П$.

МЕТОД ПОПРАВОЧНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ

Вначале рассчитывают коэффициент теплоотдачи при поперечном омывании идеального пучка труб (см. табл. 3.9), используя скорость w, опреде-

ляемую в расчетном (близком к экваториальному) сечении площадью $F_{сж}$ отсека кожухотрубного ТА. Затем подсчитывают поправочные коэффициенты (формулы справедливы для кожухотрубных ТА с сегментными перегородками). Поправочный коэффициент, учитывающий влияние окружного потока,

$$x_o = \exp(-r_o).$$

Здесь

$$r_o = 1{,}35 m_i (1 - \sqrt[3]{2z_г/z_п}), \qquad (3.187)$$

где m_i – отношение усредненной площади F_0 сечения для прохода окружного потока к площади $F_{сж}$ расчетного сечения $m_i = (D_{вн} - D_o) l_п / F_{сж}$; $D_{вн}$ – внутренний диаметр кожуха ТА; D_o – диаметр окружности, в которую вписан трубный пучок; $l_п$ – длина отсека (расстояние между соседними перегородками); $z_г$ – число герметизирующих полос в зазоре между кожухом и трубным пучком (число "волн" уплотняющего устройства); $z_п$ – число поперечно омываемых рядов труб в пучке (между срезами окон соседних перегородок).

Если $Re < 150$, то в формуле (3.187) вместо числа 1,35 следует принимать 1,5. Если $2z_г > z_п$, то $x_o = 1$.

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние размера выреза окна сегментной перегородки,

$$x_c = 1 - r_c + 0{,}524 r_c^{0{,}32} (F_{сж}/F_c)^{0{,}03},$$

где $r_c = 2n_c/n_{тр}$; n_c – число труб, попадающих в вырез окна сегментной перегородки; F_c – площадь проходного сечения при продольном омывании труб в области выреза окна сегментной перегородки.

Поправочный коэффициент x_z, учитывающий отклонение угла атаки поперечно омываемых труб от 90°, определяют в зависимости от числа Рейнольдса (см. ниже).

Re	< 150	150 ... 4000	> 4000
x_z	$(10/z_y)^{0{,}18}$	1	$(0{,}93 + 0{,}0156 z_п)^{-1}$ при $z_п \geqslant 15$; $(0{,}878 + 0{,}0052 z_п)^{-1}$ при $z_п = 8 ... 14$; $(0{,}785 + 0{,}017 z_п)^{-1}$ при $z_п < 8$

Здесь z_y – общее число значительных сужений при прохождении потока через все межтрубное пространство ТА, $z_y = n_1 z_п + (n_1 + 1) z_c$; z_c – число рядов труб пучка, попадающих в вырез окна сегментной перегородки.

Установлено, что байпасный поток примерно в 2 раза ухудшает теплоотдачу по сравнению с перепускным потоком. Это объясняется тем, что

поток Б (см. рис. 3.3) практически не омывает теплопередающую поверхность, а скорость потока в зазорах перегородка – труба в 2 – 3 раза выше скорости w (гладкотрубные пучки).

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние байпасного и перепускного потоков,

$$x_{БП} = 1 - X_1 \psi_\alpha,$$

где $X_1 = (F_П + 2F_Б)/(F_П + F_Б)$; $\psi_\alpha = 0{,}45\theta_\alpha + 0{,}1[1 - \exp(-30\theta_\alpha)]$ для гладкотрубных пучков и пучков из низкоребренных труб; $\theta_\alpha = (F_П + F_Б)/F_{сж}$.

При $\theta_\alpha > 0{,}9$.

$$x_{БП} = 0{,}4m_f + (1 - 0{,}4m_f)\exp(-1{,}5\theta_\alpha),$$

где $m_f = F_П/(F_П + F_Б)$.

Для пучков труб, оребренных винтовой накаткой, с размерами, показанными на рис. 1.18, *б*, при $\theta_\alpha = 0{,}5 \ldots 0{,}564$; $X_1 = 1 \ldots 1{,}22$; Re = = 98 ... 4500

$$x_{БП} = -6{,}947 - 6{,}618\theta_\alpha + 16{,}95X_1 + 8{,}39\theta_\alpha^2 - 8{,}15X_1^2 + \\ + 0{,}342 \cdot 10^{-4}\,\mathrm{Re}.$$

Расчетный коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве ТА с сегментными перегородками

$$\alpha = \alpha_{ид} x_o x_c x_z x_{БП}.$$

Потери давления в межтрубном пространстве по методу поправочных коэффициентов

$$\Delta p = 2\Delta p_{поп}(1 + z_c/z_п) + \Delta p_м,$$

где $\Delta p_{поп}$ – потери давления при поперечном омывании труб одного отсека без учета протечек через зазоры; $\Delta p_{поп} = 0{,}5\zeta_1 y_o \rho z_п w^2$; $y_o = \exp(-r_{\Delta p})$; $r_{\Delta p} = a_D m_i(1 - \sqrt[3]{2z_г/z_п})$; $a_D = 5{,}0$ при $\mathrm{Re} < 100$; $a_D = 4{,}0$ при $\mathrm{Re} > 100$; $\Delta p_м$ – потери давления в межтрубном пространстве без учета крайних отсеков; $\Delta p_м = \Delta p_{м.п} y_{БП}$; $y_{БП}$ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние байпасного и перепускного зазоров; для гладкотрубных пучков и пучков из низкоребренных труб $y_{БП} = 1 - X_1\psi_{\Delta p}$;

$$100\psi_{\Delta p} = 8{,}1\sigma_\alpha - 1{,}66\sigma_\alpha^2 + 0{,}26028\sigma_\alpha^3 - 2{,}4412 \cdot 10^{-2}\sigma_\alpha^4 + \\ + 1{,}2847 \cdot 10^{-3}\sigma_\alpha^5 - 3{,}4971 \cdot 10^{-5}\sigma_\alpha^6 + 3{,}8285 \cdot 10^{-7}\sigma_\alpha^7;$$

$$\sigma_\alpha = 100\theta_\alpha \quad \text{при} \quad \theta_\alpha \leqslant 0{,}25;$$

$$100\psi_{\Delta p} = 26{,}8 + 0{,}5459\sigma_\alpha + 5{,}3401 \cdot 10^{-5}\,\sigma_\alpha^2$$

при $\theta_\alpha = 0{,}25 \ldots 0{,}75$;

для пучков труб, оребренных винтовой накаткой, с размерами, указанными на рис. 1.18, *б*,

$$y_{\text{БП}} = -60{,}14 + 5{,}045\theta_\alpha + 101{,}21X_1 + 34{,}31\theta_\alpha^2 - 38{,}32X_1^2 - 28{,}2\theta_\alpha X_1$$

при $\theta_\alpha = 0{,}5 \ldots 0{,}564$; $X_1 = 1{,}00 \ldots 1{,}22$; $\mathrm{Re} = 98 \ldots 4500$;

$\Delta p_{\text{м.п}}$ – потери давления в межтрубном пространстве без учета протечек через зазоры; $\Delta p_{\text{м.п}} = (n_1 - 2)\Delta p_{\text{поп}} + (n_1 - 1)\Delta p_{\text{с}}$; $\Delta p_{\text{с}}$ – потери давления на участке прохождения потока через вырез окна сегментной перегородки без учета протечек через зазоры;

$$\Delta p_{\text{с}} = 0{,}2746 y_{\text{о}} \frac{\mu w}{s_1 - d} z_{\text{с}} + 0{,}255 \frac{\mu w}{D_{\text{вн}}} \frac{l_{\text{п}}}{D_{\text{вн}}} +$$

$+ 0{,}098\rho w^2$ при $\mathrm{Re} \leqslant 150$;

$\Delta p_{\text{с}} = 0{,}5(2 + 0{,}6z_{\text{с}})\rho w_z^2$ при $\mathrm{Re} > 150$;

$w_z = \sqrt{w w_{\text{с}}}$; $w_{\text{с}} = G/(\rho F_{\text{с}})$.

Для гладкотрубных ТА с дискокольцевыми перегородками влияние обводных течений можно учесть с помощью уравнений, разработанных на основе рекомендаций Б.Е. Шорта.

4. МЕТОДЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ТА

4.1. КЛАССИФИКАЦИЯ РАСЧЕТОВ ТА

Термодинамические расчеты проводят с целью выявления термодинамической эффективности процессов переноса теплоты, определения потерь эксергии, эксергического КПД и т.д. В некоторых случаях к термодинамическим относят расчеты термодинамических (теплофизических) свойств рабочих тел.

Конструкторские расчеты выполняются на базе определенной технологической программы специализированного предприятия и разработанных каталогов основных деталей. В соответствии с этими документами и заданным типом ТА при необходимости проводят конструктивные (компоновочные) и прочностные расчеты.

Проектные расчеты проводят для определения площади необходимой

теплопередающей поверхности, а в случае многосекционных ТА – числа их секций, схемы соединения секций или аппаратов между собой. Кроме этого, при проведении проектных расчетов детализируют конструкцию ТА, компонуемую, как правило, из стандартизированных или нормализованных деталей, узлов, секций, аппаратов, а также рассчитывают массовые, габаритные, гидравлические, экономические и другие показатели эффективности ТА.

Проектно-конструкторские расчеты в отличие от проектных ориентированы на нестандартные ТА. Поэтому для этих расчетов характерны итерационные процедуры, использующие фрагменты проектных и конструкторских расчетов.

Поверочные расчеты необходимы для определения неизвестных концевых температур или требуемых режимных параметров (расход, давление, температура теплоносителей) при заданных конструкции и схеме тока. В итоге выявляются показатели эффективности ТА.

Проектно-поверочный расчет последовательно объединяет в одном расчетном цикле проектный (проектно-конструкторский) и поверочный расчеты. Он необходим, когда площадь F требуемой поверхности теплопередачи ТА, определенную в проектном расчете, увеличивают с целью резервирования или запаса, а также в случае округления рассчитанных конструктивных размеров до установленных нормами, что может привести к увеличению или уменьшению площади F проектируемого ТА.

Исследовательские расчеты выполняют на основе проектных или поверочных расчетов для оптимизации термодинамических, энергетических, конструктивных или экономических показателей ТА, а также с целью корректировки каких-либо уравнений, используемых в реализуемой математической модели ТА по экспериментальным данным, выявления влияния различных физических величин или условий эксплуатации на показатели эффективности ТА, условия переноса теплоты и т.д. Как правило, при проведении расчетных исследований выполняются десятки и сотни расчетов по специальному плану, разработанному согласно основным положениям математической теории планирования эксперимента.

МОДЕЛИ ТА С СОСРЕДОТОЧЕННЫМИ И РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

В моделях с сосредоточенными параметрами пространственные изменения величин не анализируются и теплофизические свойства теплоносителей, а следовательно, коэффициенты теплоотдачи считаются однородными во всем объеме ТА. Модели с распределенными параметрами в отличие от предыдущих учитывают детальные изменения режима переноса теплоты при движении от одной координаты поверхности к другой. Модели ТА с

сосредоточенными параметрами проще, чем модели с распределенными параметрами, но последние более точны с методологической точки зрения, поскольку позволяют рассматривать ТА как очень большое число сложно соединенных между собой микротеплообменников, в пределах элементов поверхностей которых или срабатываемых температурных перепадов теплофизические свойства теплоносителей можно с большой достоверностью принимать постоянными.

Модели с распределенными параметрами используют в интервально-итерационных расчетах, которые аналогичны численному интегрированию дифференциальных уравнений теплопередачи и теплового баланса с изменяющимися в ходе каждой итерации граничными условиями. Чаще всего в алгоритм интервально-итерационных расчетов заложены конечно-разностные процедуры, в соответствии с которыми теплообменная поверхность или температурный перепад разбивается на большое число элементов (интервалов), рассчитать которые за один проход невозможно ввиду неопределенности значений концевых температур элемента или его поверхности.

Модели с распределенными параметрами находят применение при выполнении исследовательских расчетов для повышения их точности, а также в тех случаях, когда требуется проанализировать влияние изменения какого-либо параметра, например расхода теплоносителя, по сечению или по длине ТА.

Модели с сосредоточенными параметрами распространены в интегральных расчетах (расчетах ТА в целом), которые необходимы на всех стадиях проектирования ТА. При конструировании моделей с сосредоточенными параметрами встает проблема согласования условных значений среднего по поверхности коэффициента $\bar{k}$ теплопередачи и среднего температурного напора $\Delta t_{\text{ср}}$ которая решается путем соответствующего расчета определяющих температур.

ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ

Определяющими называют температуры t_1 и t_2, с помощью которых рассчитывают коэффициент теплопередачи $\bar{k}$, согласующийся со средним температурным напором $\Delta t_{\text{ср}}$ (см. подразд. 2.2).

Самый простой метод расчета определяющих температур t_1 и t_2 основан на линейной концепции изменения температур теплоносителей по поверхности ТА. В соответствии с этим определяющую температуру теплоносителя, наиболее слабо изменяющего свои теплофизические свойства, например, вследствие небольшого перепада температур, рассчитывают как среднюю арифметическую температуру на входе данного теплоносителя в аппарат и выходе из него, а определяющую температуру другого теплоносителя

находят путем прибавления или вычитания среднего температурного напора, например:

$$t_2 = 0{,}5(t_2'' + t_2'); \quad t_1 = t_2 + \Delta t_{ср}.$$

Установлено, что этот метод позволяет получить хорошие результаты для охладителей с небольшими температурными перепадами, для других ТА его можно применять только в качестве ориентировочного.

Методика С.М. Богаткова учитывает форму кривых изменения температур теплоносителей по поверхности ТА, определяемую соотношением теплоемкостей расходов. Методика А. Колбэрна основана на представлении о линейном изменении коэффициента теплопередачи по поверхности площадью F, а методика Р.Г. Малека – об экспоненциальном изменении коэффициента k теплопередачи по площади F. Все эти методики применимы только для двух схем тока – противотока и прямотока.

Универсальная методика базируется на концепции экспоненциального изменения коэффициента k по поверхности площадью F, что очень близко к действительности. В случае наиболее сильного влияния на коэффициент теплопередачи изменения теплофизических свойств греющего теплоносителя

$$t_1 = t_1' + \frac{t_1' - t_1''}{\ln \dfrac{k'}{k''}} \ln \frac{W_2(t_2'' - t_2')}{k' F \Delta t_{ср}}; \tag{4.1}$$

$$t_2 = t_2' + (t_1 - t_1'')/A^0; \tag{4.2}$$

$$n_k = \frac{\ln(k'/k'')}{t_1' - t_1''}; \quad A_k = \frac{k'}{\exp(n_k t_1')}, \tag{4.3}$$

где k' – коэффициент теплопередачи на горячем конце ТА, рассчитывается с помощью подпрограмм FP и KI, причем горячим считается конец ТА с самой высокой температурой теплоносителя, изменение теплофизических свойств которого наиболее сильно влияет на коэффициент теплопередачи. Определяющие температуры принимаются равными температурам теплоносителей на горячем конце ТА; k'' – то же, но на холодном конце ТА.

В случае наиболее сильного влияния на коэффициент теплопередачи изменения теплофизических свойств нагреваемого теплоносителя

$$t_2 = t_2'' + \frac{t_2'' - t_2'}{\ln(k'/k'')} \ln \frac{W_1(t_1' - t_1'')}{k' F \Delta t_{ср}}; \tag{4.4}$$

$$t_1 = t_1'' + (t_2 - t_2')A^0; \tag{4.5}$$

$$n_k = \frac{\ln(k'/k'')}{t_2'' - t_2'}; \quad A_k = \frac{k'}{\exp(n_k t_2'')}. \tag{4.6}$$

Уравнения (4.1) – (4.6) справедливы для любой схемы тока, применительно к которой получены аналитические выражения для расчета $\Delta t_{ср}$, но их использование затруднено вследствие неопределенности площади F, при проектном расчете ТА, а также концевых температур и $\Delta t_{ср}$ при поверочном расчете. В этом случае неизбежно использование итерационного цикла, алгоритм которого показан на рис. 4.1. Здесь FP – подпрограмма

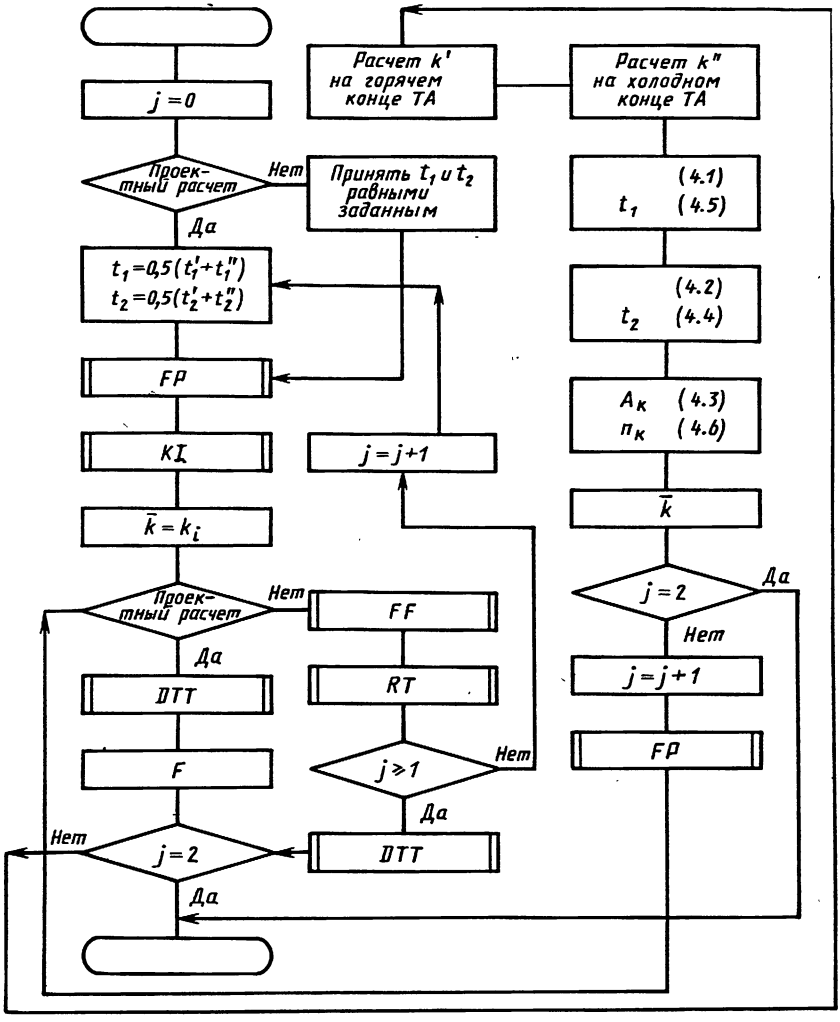


Рис. 4.1. Алгоритм итерационного цикла

расчета теплофизических свойств теплоносителей; KI – подпрограмма расчета локального коэффициента теплопередачи; J – счетчик итераций. Средний по поверхности коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$\bar{k} = A_k \exp(n_k t),$$

где $t = t_1$ при использовании уравнений (4.1) – (4.3) и $t = t_2$ при использовании уравнений (4.4) – (4.6).

4.2. МЕТОДЫ ПРОЕКТНЫХ И ПОВЕРОЧНЫХ РАСЧЕТОВ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТА

ПРОЕКТНЫЕ РАСЧЕТЫ

Проектный расчет включает совокупность вычислительных операций, необходимых для выбора рекуперативного ТА из типоразмерных рядов или конструирования нового, компонуемого из стандартных (нормализованных) узлов.

Методика упрощенного расчета. При проектировании ТА без использования ЭВМ выполняют поверочный расчет, осуществляемый за несколько итераций. Этот расчет основан на схеме "жизненного" цикла рекуперативного ТА (рис. 4.2).

Расчеты, выполняемые в блоках 6 – 8, лишь условно можно назвать проектными, поскольку рассчитывается уже полностью сконструированный аппарат (блок 5), фактическую площадь F^* поверхности теплопередачи которого легко подсчитать по известным конструктивным соотношениям. В блоке 6 назначаются требуемые по условиям эксплуатации ТА концевые температуры, а в блоке 7 последовательно рассчитываются коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, средний температурный напор (по простейшей формуле для противотока) и требуемая поверхность F теплопередачи (по уравнению теплопередачи). В блоке 9 осуществляется проверка коэффициента запаса $c_F = F^*/F$. В случае $c_F < 1$ конструкция ТА изменяется с целью увеличения площади F^* и тепловой расчет повторяется до удовлетворения условия блока 9.

Методы, ориентированные на реализацию в САПР. На рис. 4.3 приведена укрупненная схема проектного расчета рекуперативного ТА. Исходными данными являются концевые температуры теплоносителей t_1', t_1'', t_2' и t_2'', расходы теплоносителей G_1 и G_2, давления теплоносителей p_1 и p_2 (для газов), константы для расчета теплофизических свойств, размеры элементов теплопередающей поверхности, необходимые для расчета определяющего размера, проходных сечений для теплоносителей, средневзвешенной

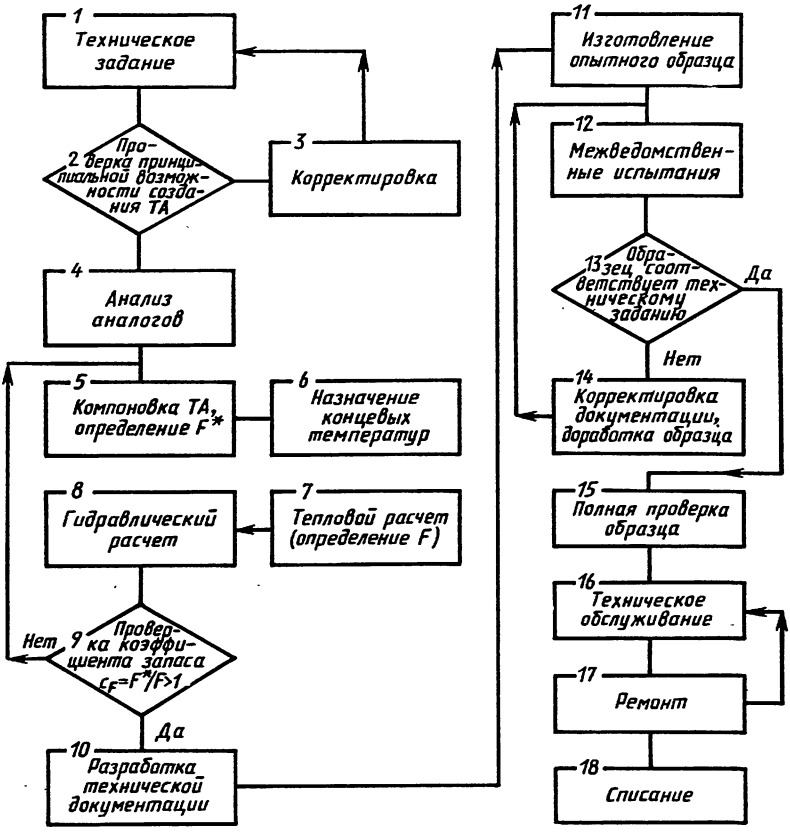


Рис. 4.2. Схема "жизненного" цикла рекуперативного ТА

эффективности (для оребренных поверхностей) и коэффициента теплопередачи.

Некоторые из перечисленных параметров могут быть не заданы, поэтому в блоке 2 выполняется анализ исходных данных, рассчитываются требуемые геометрические характеристики (площади проходных сечений, технологических зазоров, поверхностей теплопередающих элементов, омываемых теплоносителями и др.), а по уравнению теплового баланса определяются недостающие значения температур или расходов теплоносителей.

Выделенную штриховыми линиями (рис. 4.3) совокупность блоков называют прямым тепловым расчетом. Его цель – определение требуемой

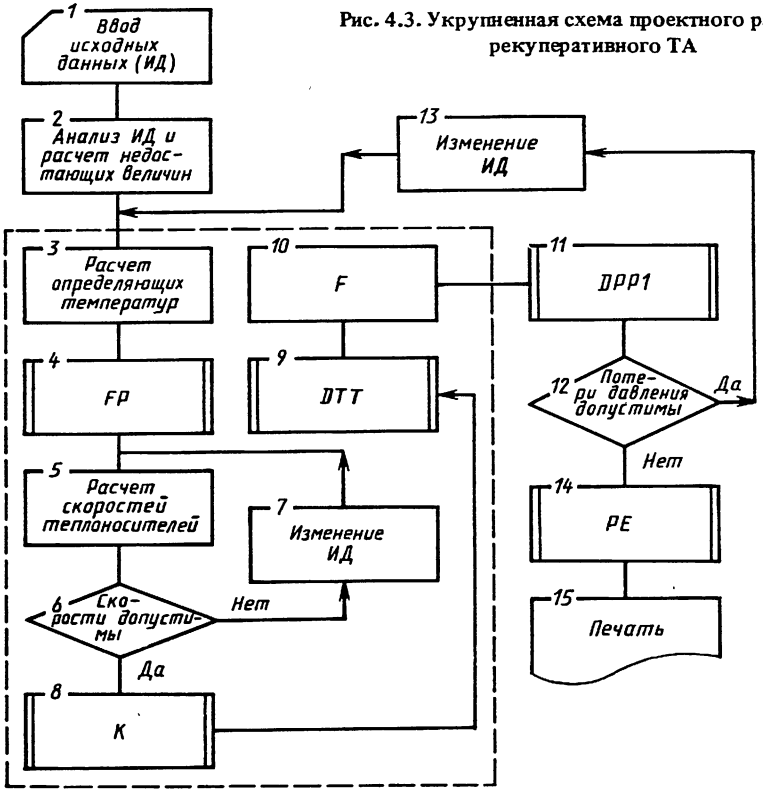


Рис. 4.3. Укрупненная схема проектного расчета рекуперативного ТА

площади F поверхности теплопередачи. Здесь FP – подпрограмма расчета теплофизических свойств теплоносителей; K – подпрограмма расчета среднего по поверхности коэффициента $\bar{k}$ теплопередачи; DTT – подпрограмма расчета среднего температурного напора $\Delta t_{\text{ср}}$; расчет F производится по формуле $F = Q/(\bar{k}\,\Delta t_{\text{ср}})$, где $Q = W_1(t_1' - t_1'') = W_2(t_2'' - t_2')$.

Подпрограммы гидравлического расчета (DPP1) и расчета показателей эффективности (PE) универсальны и могут быть использованы в поверочных, исследовательских и других расчетах. В тех случаях, когда расчет η и $\Delta t_{\text{ср}}$ основан на применении индекса противоточности, обращение к подпрограмме DTT становится ненужным, а требуемая площадь поверхности теплопередачи в блоке *10* определяется по формуле

$$F = \frac{W_2}{\bar{k}\,z_t} \ln \frac{2 - p(1 + R - z_t)}{2 - p(1 + R + z_t)},$$

где z_t – см. уравнение (2.30).

Алгоритмы проектных (чаще проектно-конструкторских) интервально-итерационных расчетов применяют для тех конструкций ТА, в которых реализованы сравнительно простые схемы тока без реверсов обоих теплоносителей. Методика расчета предполагает дробление перепада температур теплоносителя, траектория движения которого наиболее проста, на определенное число N интервалов – микроперепадов температуры. Число интервалов выбирается таким, чтобы теплоемкости теплоносителя на границах интервала отличались не более чем на 5 %. Как правило, процедуры определения достаточного числа интервалов с попутным расчетом теплоемкости автоматизированы. Затем каждый интервал температуры рассматривается как температурный перепад j-го микротеплообменника, для которого требуется рассчитать необходимую площадь F_j поверхности теплопередачи. Таким образом, расчет всего ТА сводится к последовательному проведению N j-проектных расчетов, после чего определяется $F = \sum_{j=1} F_j$. Чем больше число N интервалов, тем точнее и продолжительнее расчет площади F.

Алгоритм ускоренного интервально-итерационного расчета. Любой интервально-итерационный расчет можно свести к задаче распределения по интервалам и их составным частям элементарных тепловых потоков Q_{ij}. Для этого необходимо минимизировать абсолютную максимальную погрешность текущего распределения по сравнению с балансовым распределением при ограничениях, накладываемых уравнениями теплового баланса.

Ниже рассмотрен метод решения задачи распределения для двух простых схем тока (рис. 4.4). Нагреваемый теплоноситель движется в трубах, совершая M ходов ($M = 4$). Греющий теплоноситель реверсов не имеет, поэтому температурный перепад $\Delta t_1 = t_1' - t_1''$ легко разбить на N равных

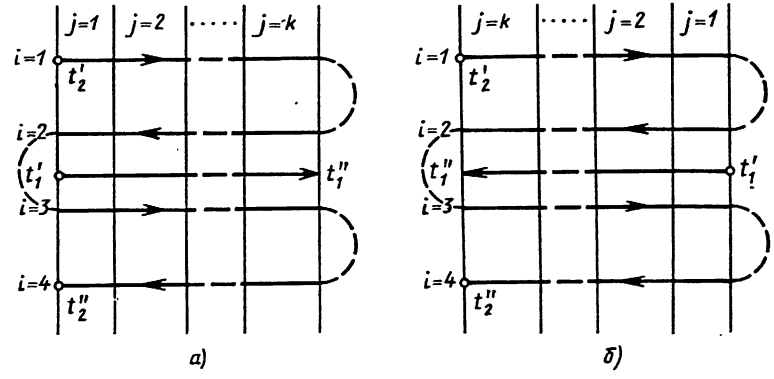


Рис. 4.4. Схемы смешанного тока (к задаче распределения)

интервалов по ходу движения теплоносителя. В каждом интервале греющий теплоноситель отдает, а нагреваемый теплоноситель воспринимает тепловой поток $Q^j = \sum_{i=1}^{M} Q_{ij}$, где $i = 1, 2, ..., M$. Тепловой поток аппарата $Q = \sum_{j=1}^{N} Q^j$.

Алгоритм реализует процедуру последовательной коррекции распределения теплового потока, воспринимаемого нагреваемым теплоносителем, и сводится к такой последовательности операций.

1. Тепловой поток Q разбивается на N равных частей: $Q^j = Q/N$, а тепловой поток Q^j интервала равномерно распределяется между ходами трубного пространства: $Q_{ij} = Q^j/M$. Полученное распределение фиксируется матрицей

$$Q_N = \| Q_{ij} \|, \text{ где } i = 1, ..., M; \quad j = 1, ..., N.$$

Здесь и далее j-й столбец матрицы Q_N характеризует текущее распределение теплового потока j-го интервала Q^j между ходами; Q_{ij} – тепловой поток, воспринимаемый нагреваемым теплоносителем i-го хода на j-м интервале.

2. Рассчитываются температуры на концах выделенных интервалов по распределению Q_N. Расчет ведется для каждого хода в направлении движения нагреваемого теплоносителя. Обозначим температуру теплоносителя на входе в интервал t_{21}, а на выходе из интервала t_{22}, верхним индексом j, а нижним, в скобках, i. Формулы для расчета температур на концах интервалов и граничные условия в сечениях трубных решеток для каждой рассматриваемой схемы приведены в табл. 4.1.

3. Для каждого микротеплообменника с тепловым потоком Q_{ij} и известными концевыми температурами выполняется прямой тепловой расчет, причем определяющие температуры принимаются средними арифметическими, а после расчета F_{ij} по известным размерам и числу труб определяется длина L_{ij} каждого хода внутри каждого интервала. В результате строится матрица L_N, элементами которой являются рассчитанные значения длины труб всех ходов каждого интервала. Матрица L соответствует текущему распределению теплового потока Q_N и температурным профилям теплоносителей:

$$L_N = \| L_{ij} \|, \text{ где } i = 1, ..., M; \; j = 1, ..., N.$$

Специфика движения теплоносителей и обводных течений в ТА учитывается при определении коэффициента теплопередачи микротеплообменника и не оказывает влияния на содержание рассматриваемого алгоритма.

4. Определяется вектор (одномерный массив) средних значений длин труб по всем ходам на интервале:

$$\bar{L}_N = (\bar{L}^1, \bar{L}^2, ..., \bar{L}^N)'; \quad \bar{L}^j = \sum_{i=1}^{M} L_{ij}/M, \quad j = 1, ..., N.$$

5. Корректируется распределение Q_N в соответствии с ограничениями, согласно которым значения длины всех ходов холодного теплоносителя внутри j-го интервала должны быть одинаковы и равны среднему значению $\bar{L}^j$. Новое распределение фиксируется матрицей

$$Q'_N = \|Q'_{ij}\|, \quad Q'_{ij} = Q_{ij}\bar{L}^j/L_{ij},$$

где $i = 1, ..., M$; $j = 1, ..., N$.

4.1. Формулы для расчета температур на концах интервалов и граничные условия в сечениях трубных решеток

Температура	Формулы для схем на рис. 4.4	
	а	*б*
	i – нечетное	
$t_{21}(1)$	$t^1_{21}(1) = t'_2$	$t^N_{21}(1) = t'_2$
$t^j_{22}(i)$	$t^j_{21}(i) + \dfrac{Q_{ij}}{c_{p2}G_2} = t^{j+1}_{21}(i)$	$t^j_{21}(i) + \dfrac{Q_{ij}}{c_{p2}G_2} = t^{j-1}_{21}(i)$
	i – нечетное, $i \neq 1$	
$t_{21}(i)$	$t^1_{21}(i) = t^1_{22}(i-1)$	$t^N_{21}(i) = t^N_{22}(i-1)$
	i – четное	
$t^j_{22}(i)$	$t^j_{21}(i) + \dfrac{Q_{ij}}{c_{p2}G_2} = t^{j-1}_{21}(i)$	$t^j_{21}(i) + \dfrac{Q_{ij}}{c_{p2}G_2} = t^{j+1}_{21}(i)$
$t_{21}(i)$	$t^N_{21}(i) = t^N_{22}(i-1)$	$t^1_{21}(i) = t^1_{22}(i-1)$

Примечание. G_2 – массовый секундный расход нагреваемого теплоносителя; c_{p2} – изобарная теплоемкость нагреваемого теплоносителя, рассчитывается как средняя для температурных границ $t^j_{21}(i) \ldots t^j_{22}(i)$ или принимается средней для всего ТА.

6. Строится матрица ΔQ_N, характеризующая избыток (недостаток) распределяемого теплового потока,

$$\Delta Q_N = \|\Delta Q_{ij}\|; \quad \Delta Q_{ij} = Q'_{ij} - Q_{ij}.$$

7. Вычисляется абсолютная максимальная относительная погрешность текущего распределения Q'_N по сравнению с балансным распределением Q_N для M ходов и N интервалов:

$$\epsilon_{N\max} = \max_{i,j} (\Delta Q_{ij}/Q_{ij}).$$

8. Величина $\epsilon_{N\max}$ сравнивается с заданной допустимой относительной погрешностью ϵ_Q (принималось $\epsilon_Q = 0{,}1$ %). В случае $\epsilon_{N\max} \leqslant \epsilon_Q$ задача распределения считается решенной ($L_{\text{ТА}} = \sum_{j=1}^{N} \bar{L}^j$), в противном случае следует переход к п. 9.

9. Условия тепловых балансов не позволяют перераспределить тепловые потоки в соответствии с ΔQ_N. Поэтому строится нормирующий вектор $\bar{R}_N$, пропорционально координатам которого можно распределить имеющиеся тепловые потоки внутри соответствующих интервалов:

$$\bar{R}_N = (r^1, r^2, \ldots, r^N);$$

$$r^j = \sum_{i=1}^{M} \Delta Q_{ij} / \sum_{i=1}^{M} |\Delta Q_{ij}|.$$

10. Матрица Q_N корректируется путем частичной компенсации избытка (недостатка) теплового потока с помощью вектора $\bar{R}_N$ и матрицы ΔQ_N. В итоге формируется новое распределение Q_N тепловых потоков внутри каждого интервала разбиения:

$$Q_N = \|Q_{ij}\|;$$

$$Q_{ij} = Q'_{ij} - r^j |\Delta Q_{ij}|.$$

Новая матрица Q_N является исходной для следующего итерационного цикла перераспределения, который начинается с п. 2, и это правомерно, поскольку выполняются условия тепловых балансов

$$\sum_{i=1}^{M} Q_{ij} = Q^j; \quad \sum_{j=1}^{N} Q^j = Q.$$

Абсолютная сходимость при $\epsilon_Q = 0{,}1$ % обеспечивается за три – четыре итерации. Рассмотренная расчетная схема обеспечивает существенное сокращение времени расчета, ее легко приспособить к другим схемам тока.

ПОДПРОГРАММА ПРОЕКТНОГО И ПОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТОВ ТРУБЧАТЫХ ТА

В подпрограмме реализованы модели с сосредоточенными параметрами. Подпрограмма TRUT позволяет выполнить проектно-поверочный, проектно-конструкторский или поверочный расчет трубчатых ТА коробчатой и кожухотрубной конструкции с поперечными перегородками или без них.

Язык программирования: FORTRAN ЕС ЭВМ.
Обращение: CALLTRUT.
Описание основных параметров:

T1 и T2	– температуры греющего теплоносителя на входе в аппарат и на выходе из него;
TM1 и TM2	– то же, но для нагреваемого теплоносителя;
F	– расчетная поверхность теплопередачи;
K	– средний по поверхности площадью F коэффициент теплопередачи;
QL	– рабочая длина труб;
R	– отношение теплоемкостей расходов;
T, TM	– определяющие температуры;
NMTR	– число труб в пучке;
DTCR	– средний температурный напор.

Подпрограмма использует большое число дополнительных параметров, часть которых входит в исходные данные, а остальные рассчитываются в различных подпрограммах. Все параметры передаются в подпрограмму и из нее с помощью общих областей COMMON.

Требуемые подпрограммы: PHX, FP, PECH1, DTT, FF, RAK, RT, DPP1, SHAR, RPZ и PECH2. Каждая из перечисленных подпрограмм, в свою очередь, обращается к нескольким вспомогательным подпрограммам (см. подпрограммы KI, ALF, ALIDS и др.).

Метод: реализует совокупность вычислительных операций, перечисленных в подразд. 4.2 и 4.3, а также уравнения (4.1) – (4.6).

Последовательность работы: работе подпрограммы предшествует ввод или изменение исходных данных в управляющей программе. В зависимости от численных значений задаваемых признаков подпрограмма TPUT выполняет последовательность действий, соответствующих алгоритму (см. рис. 4.1). Ниже приведена программа 4.1.

ПРОГРАММА 4.1

```
      SUBROUTINE TRUT
C     ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ТРУБЧАТЫХ ТА
C     ОБЩИЕ ОБЛАСТИ
      COMMON/A1/FP1,FVN1,RP,FAPRO1,DMEKV/A2/AG,BG,GMTR,
     *FPER,FPRS/A3/DMEP,FKRSS,FSS,FKR,FSR/A4/N1R,F1R/A5/
     *HM,FGL1,HL,FIOR,FTR1/A12/FR1/B1/S21,BETA,FISR,FISG/B2/
     *FSEG,FSEG1,ARAS,NPRO/B3/FBAI/C1/HAM1,CP1,ANU1,ALAM1/
     *C2/AMU1,PRA1,AMUST,PRAST/C3/HAM2,CP2,ANU2,ALAM2/C4/
     *AMU2,PRA2/AC/HAM,CP,ALAM,ANU,AMU,PRA/AB1/ALID/AB2/
     *DI,EMA,XM,FOBV/AB3/W1P,REP1/BC1/R31,R32,ALFA2/BC2/
     *W1,W2,RE1,RE2/BC3/TETA,X1,SIG1/BC4/ALFAK,ALFA1,AKI/
```

```
     *BJ1/BJ1UC,BK1UC,UC/BJ2/BJ1UB,BK1UB,BJOUB,BKOUB,UB/
     *BJ3/BM1,H1/KF1/WB1,WB2,P,R,AE/KF2/SES,FEF,FEFE/KF3/
     *K,F/ABC1/DTCL,PSIST,DTCR/ABC2/T1,T2,TM1,TM2/C5/AM,BM
     */C9/TOL/C10/HAM20/C11/DG/BC5/CK,CAF/A6/DM,DVN/A7/
     *ULAM1,ULAM2/A8/SHAG,DT1,DT2,DT,D,DM1/A9/HATR1,HATR2
     */A10/NMTR,NM1X,NM2X/A11/QL,QB,QH/B4/DBVN,DBO,DLP,
     *DLP1/B5/DEL1,DEL2,HSEG/B6/IZI,NP,NMS,NS/B7/DKOR,S1,
     *S2/KF4/R3V,R3M,R3PV,R3MV/KF5/DZAG,G1,G2,NG/C6/P1/
     *C7/GME,TAU/DP1/CLA2/DP2/POTDA1,POTDA2/DP3/QN1,QN2/
     *C8/T,TM/P11/PTM/P2/PTR/P3/PONV/P4/PSH/P5/PGL/P6/PPT
     */P7/PRIAM/P8/P2P/P9/P2K/SH1/Q1,Q2,GTR,GTOB/SH2/KV,KG
     *,ENEF,ETA/PZ1/UKTOB,UKN,UKAP,UKSP,PRIZAT/PZ2/PO,POPT
     */PZ3/NEF,TAUR,CT,CR/PZ4/VMSK/PZ5/PRO/UU1/PECH/UUB/
     *BET1,BET2/A35/CDP1,CDP2/UU3/CAF2/UU7/TVS,DVS/UU8/
     *PNATR,PNAMT,POR/UU9/CA,PNV
   4 IM=0
     CALL PHX
C  PHX - ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ПРОХОДНЫХ
C   СЕЧЕНИЙ ДЛЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
     IF(PRIAM-1.)5,6,6
C  PRIAM - ПРИЗНАК ВИДА РАСЧЕТА:
C  PRIAM=0. - ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ,
C  PRIAM=1. - ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ
C  T,TM - ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ
   5 T=(T1+T2)/2.
     TM=(TM1+TM2)/2.
     GOTO 7
   6 T=T1
     TM=TM1
   7 CALL FP
C  FP - ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ
C   СВОЙСТВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ
     CALL RAK
C  RAK - ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА СРЕДНЕГО
C   ПО ПОВЕРХНОСТИ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ
  25 IF(PRIAM-1.)8,12,12
   8 IF(IM-1)11,12,12
  11 CALL DTT
C  DTT - ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА СРЕДНЕГО
C   ТЕМПЕРАТУРНОГО НАПОРА
     Y=G1*CP1*(T1-T2)/(K*DTCR)
     IF(PONV-1.)9,10,10
C  PONV - ПРИЗНАК КОНСТРУКЦИИ ТА:
C  PONV=0. - КОРОБЧАТАЯ КОНСТРУКЦИЯ,
C  PONV=1. - КОЖУХОТРУБНАЯ КОНСТРУКЦИЯ
   9 V=Y/F1R
     NM1X=V+1.
     F=NM1X*F1R
     Y8=FLOAT(N1R)-.5
     IF(PSH.GE.1.) Y8=FLOAT(N1R)
     YV=FLOAT(NM1X)*Y8
     NMTR=IFIX(YV)
```

```
          GOTO 12
       10 V=Y/FSR
          NM1X=V+1.
          F=2.*FKR+(FLOAT(NM1X)-2.)*FSR
         *+FP1*TOL*FLOAT(NMTR)
          QL=DLP*(FLOAT(NM1X)-2.)+2.*DLP1+(FLOAT(NM1X)-1.)*TOL
       12 CALL FF
C  FF - ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
          IF(PECH.EQ.1.) GOTO 61
C  PECH- ПРИЗНАК ПЕЧАТИ:
C  PECH=0. - ПЕЧАТАТЬ ДАННЫЕ
C  PECH=1. - НЕ ПЕЧАТАТЬ ДАННЫЕ
          IF(IM.GT.0) GOTO 61
C  PECH1 - ПОДПРОГРАММА ПЕЧАТИ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ
C    ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБ И ПУЧКА
          CALL PECH1
       61 CALL RT
C  RT - ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА НЕИЗВЕСТНЫХ
C    КОНЦЕВЫХ ТЕМПЕРАТУР
          IF(IM-1)21,22,22
       21 IM=IM+1
          GOTO 5
       22 CALL DTT
       13 IF(IM.EQ.2) GOTO 20
          T=T1
          IF(PPT-1.)14,14,15
C  PPT - ПРИЗНАК ОБЩЕЙ СХЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ ХОДОВ
C  PPT=1. - ПРОТИВОТОК
C  PPT=2. - ПРЯМОТОК
C  PPT=0. - ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ ВКЛЮЧЕНИЕ ХОДОВ
\      14 TM=TM2
          GOTO 16
       15 TM=TM1
       16 CALL FP
          CALL RAK
          AK1=K
          T=T2
          IF(PPT-1.)17,17,18
       17 TM=TM1
          GOTO 19
       18 TM=TM2
       19 CALL FP
          CALL RAK
          AK2=K
          X13=ABS(AK1-AK2)/AK1
          IF(X13.LE..05.OR.AK1.LE.AR2) GO TO 113
          X=ALOG(AK1/AK2)
          IF((TM2-TM1).GT.(T1-T2)) GO TO 23
          Y=ALOG((G2*CP2*(TM2-TM1))/(AK1*F*DTCR))
          T=T1+(T1-T2)*Y/X
          IF(T.GE.T1) T=T1-1.
```

```
      IF(T.LE.T2) T=T2+1.
      TM=TM1+(T-T2)/R
      IF(TM.GE.TM2) TM=TM2-1.
      IF(TM.LE.TM1) TM=TM1+1.
      ALN=X/(T1-T2)
      AAN=AK1/(EXP(ALN*T1))
      K=AAN*EXP(ALN*T)
      GOTO 24
   23 Y=ALOG(G1*CP1*(T1-T2)/(AK1*F*DTCR))
      TM=TM2+(TM2-TM1)*Y/X
      IF(TM.GE.TM2) TM=TM2-1.
      IF(TM.LE.TM1) TM=TM1+1.
      T=T2+(TM-TM1)*R
      IF(T.LE.T2) T=T2+1.
      IF(T.GE.T1) T=T1-1.
      ALN=X/(TM2-TM1)
      AAN=AK1/EXP(ALN*TM1))
      K=AAN*EXP(ALN*TM)
   24 CALL FP
  114 IF(IM.EQ.2) GOTO 20
      IM=IM+1
      GOTO 25
  113 TM=.5*(TM1+TM2)
      T=TM+DTCR
      CALL FP
      CALL KI
      K=AKI
      GOTO 114
   20 CALL DPP1
C  DPP1 - ПОДПРОГРАММА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА
      CALL SHAR
C  SHAR - ПОДПРОГРАММА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТА
      CALL PE
C  PE   - ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
      CALL RPZ
C  RPZ  - ПОДПРОГРАММА РАСЧЕТА ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
      IF(PECH.EQ.1.) GOTO 60
      CALL PECH2
C  PECH2 - ПОДПРОГРАММА ПЕЧАТИ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА
   60 RETURN
      END
```

ПОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ

Целью поверочного расчета является определение концевых температур и показателей эффективности уже спроектированного или даже изготовленного ТА.

Методика упрощенного расчета. При проведении поверочного расчета без использования ЭВМ по методике проектного заданными являются

площадь F^* поверхности теплопередачи и любая пара температур из набора t'_1, t'_2, t''_1 и t''_2, а расчет выполняют в такой последовательности:

задают значение еще одной концевой температуры; например: если заданы t'_2 и t''_1, то задают значение t'_1 по условиям эксплуатации или технологии;

определяют значение неизвестной концевой температуры (в нашем примере t''_2) из уравнения теплового баланса

$$G_1 c_{p1}(t'_1 - t''_1) = G_2 c_{p2}(t''_2 - t'_2);$$

рассчитывают средний температурный напор $\Delta t_{\text{ср.пр}}$ противоточной схемы тока для значений температур t'_1, t''_1, t'_2 и t''_2. По графикам поправочных коэффициентов в зависимости от комплексов P и R определяют коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$, учитывающий более низкую эффективность той схемы тока, которая реализована в рассматриваемом ТА, по сравнению с противотоком. Средний температурный напор

$$\Delta t_{\text{ср}} = \epsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{ср.пр}};$$

находят коэффициенты теплоотдачи: α_1 от греющего теплоносителя к стенке, разделяющей теплоносители, и α_2 от стенки к нагреваемому теплоносителю, а также коэффициент k теплопередачи, отнесенный к площади F^*;

по уравнению теплопередачи определяют требуемую для обеспечения температур t'_1, t''_1, t'_2 и t''_2 площадь поверхности теплопередачи $F = G_1 c_{p1}(t'_1 - t''_1)/(k\Delta t_{\text{ср}})$, а затем коэффициент запаса $c_F = F^*/F$.

Если $c_F > 1$, то расчет заканчивают, если $c_F \leqslant 1$, то назначают новые, скорректированные по результатам выполненного расчета значения концевых температур и расчет повторяют вновь до получения $c_F > 1$.

Корректировка заключается в уменьшении перепадов температур $\Delta t_1 = t'_1 - t''_1$ и $\Delta t_2 = t''_2 - t'_2$.

Методы, ориентированные на использование в САПР. **Для модели ТА с сосредоточенными параметрами** при построении алгоритма расчета использован модульный принцип, в соответствии с которым те части расчета, которые пригодны для конкретных конструкций, но не являются универсальными, оформлены в виде подпрограмм (модулей). Кроме того, подпрограммами оформлены те вычислительные операции, которые несколько раз повторяются при расчете. Их легко заменить в случае появления новых, более точных уравнений, методик, а также при изменении ориентации программы на расчет какой-либо конкретной конструкции рекуперативного ТА.

Алгоритм расчета приведен на рис. 4.5. Исходными данными являются размеры всех элементов теплопередающей поверхности ТА (труб, пластин, выштамповок, ребер, гранул), площади проходных сечений или линейные размеры, с помощью которых можно определить площади сечений для про-

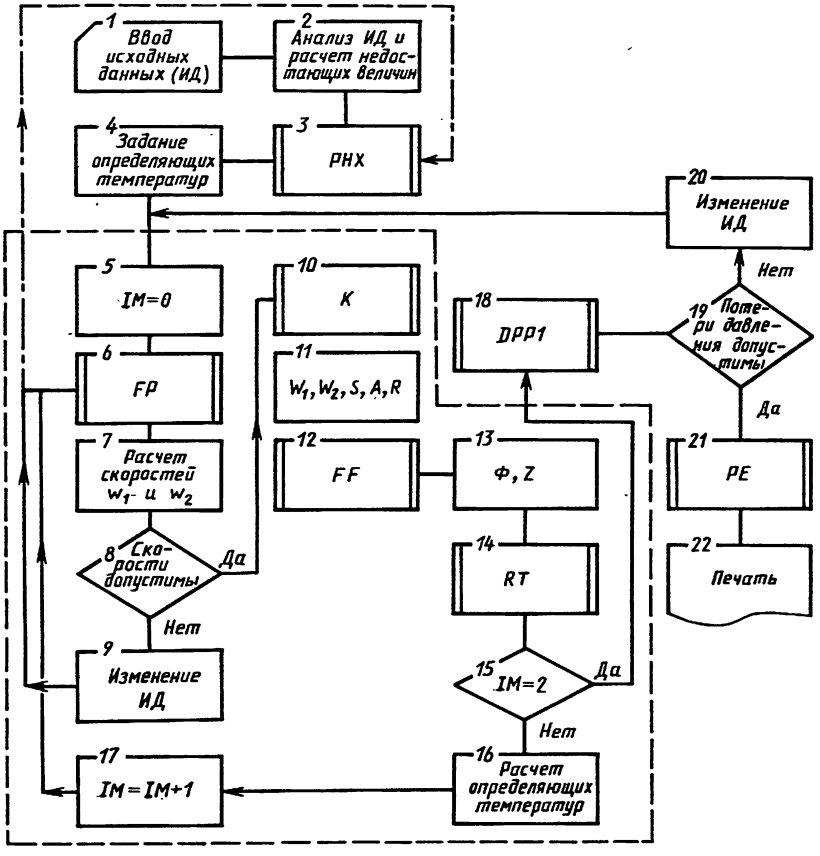


Рис. 4.5. Алгоритм поверочного расчета (модель рекуперативного ТА с сосредоточенными параметрами)

хода теплоносителей, размеры корпуса аппарата (в случае необходимости оценки массовых и габаритных показателей ТА в целом), расходы G_1 и G_2 теплоносителей, константы для расчета теплофизических свойств теплоносителей, две температуры из набора t_1' и t_1'', t_2' и t_2'', давления теплоносителей p_1 и p_2 (для газов), признаки, с помощью которых устанавливается схема тока, ориентация в пространстве и компоновка пучка труб, геометрия теплопередающих элементов, вид расчета, значения коэффициентов запаса, асимптотические значения термического сопротивления загрязняющих отложений, число перегородок и ходов для теплоносителей и т.д.

В блоке 2 исходные данные анализируются и осуществляется расчет недостающих величин. В блоке 3 рассчитываются площади проходных сечений для теплоносителей, величины, необходимые для определения коэффициентов теплоотдачи и средневзвешенной эффективности элементов теплообменной поверхности, их масса и объем, уточняются размеры ТА, определяется площадь F поверхности теплопередачи.

В блоке 4 задаются значения определяющих температур, с помощью которых в подпрограмме FP рассчитываются теплофизические свойства теплоносителей; IM — счетчик итераций. В блоках 7 и 8 осуществляются расчет и проверка допустимости скоростей теплоносителей. При недопустимости скоростей, например, вследствие недостаточной эрозионной стойкости материала труб или опасности вибраций теплообменной поверхности требуется изменение исходных данных. Проще изменить расходы теплоносителей, но это не всегда возможно по технологическим или эксплуатационным ограничениям. Поэтому целесообразно организовать расчет в форме диалога проектировщик — ЭВМ. При необходимости изменения исходных данных ввиду недопустимых скоростей теплоносителей проектировщик берет на себя функции блока 9, а кроме того, может изменять некоторые линейные размеры и величины, влияющие на площади проходных сечений, например расстояние между перегородками, число ходов теплоносителей.

После расчета в подпрограмме K коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 и теплопередачи k в блоке 11 определяются полные теплоемкости W_1 и W_2 массовых расходов, число единиц S переноса теплоты и отношения полных теплоемкостей массовых расходов A, R. Эти величины необходимы для расчета тепловой эффективности η в подпрограмме FF, в которой используются уравнения, приведенные в подразд. 2.1. Затем в блоке 13 определяются значения функций тепловой эффективности Φ и Z, которые используются в подпрограмме RT для расчета неизвестных концевых температур. В случае IM = 0 или IM = 1 по одной из рассмотренных в подразд. 4.1 методик рассчитываются определяющие температуры и выполняется следующая операция, начинающаяся с блока 6. Счетчик итераций при этом увеличивает значение на единицу. В случае IM = 2 осуществляется переход к подпрограмме DPP1 расчета потерь давления.

Выделенная штриховыми линиями на рис. 4.5 совокупность блоков осуществляет обратный тепловой расчет.

Функции блоков 18 — 22 не отличаются от функций аналогичных блоков (см. рис. 4.3), а вся программа может быть представлена как составная часть подпрограммы TRUT, рассмотренной выше. Чтобы воспользоваться этой подпрограммой необходимо записать управляющую программу, примерный текст которой приведен ниже (программа 4.2).

ПРОГРАММА 4.2

```
C   УПРАВЛЯЮЩАЯ ПРОГРАММА ПРОЕКТНО–ПОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ТА
C   ОПИСАНИЕ ОБЩИХ ОБЛАСТЕЙ COMMON
C   . . . . . .
C   ОПИСАНИЕ ВВОДА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ
C   . . . . . .
        PRIAM=0.
C   PRIAM–ПРИЗНАК РАСЧЕТА:
C   PRIAM=0. –РАСЧЕТ ПРОЕКТНЫЙ
    PRIAM=1.–
        CALL TRUT
        PRIAM=1.
        CALL TRUT
C   И ТАК ДАЛЕЕ
C   . . . . . .
        STOP
        END
```

Модель ТА с распределенными параметрами используется для реализации в САПР в особых случаях, когда модели с сосредоточенными параметрами не позволяют выполнить расчетные исследования, например, для выявления влияния неравномерности распределения расходов теплоносителей во входных сечениях аппарата на его показатели эффективности.

Неравномерность поля скоростей (расходов) на входе в рекуперативный ТА возникает вследствие поворотов и отрыва потока теплоносителя в подводящих каналах (патрубках, диффузорах и т.п.). Как правило, чем меньшим коэффициентом теплоотдачи характеризуется теплоноситель, тем более существенное влияние на показатели ТА оказывает неравномерность поля скоростей этого теплоносителя на входе.

ПРОГРАММА ТЕПЛОВОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБЧАТЫХ ТА С КОРОБЧАТЫМ КОЖУХОМ

В программе NERV теплового и гидравлического расчета трубчатых ТА с коробчатым кожухом (радиаторы, АВО, ОНВ, калориферы и т.п.) реализована модель ТА с распределенными параметрами. Трубы могут иметь любую форму, а ребра – любую конфигурацию, теплоносители могут быть самыми разнообразными. Привязка к конкретной конструкции осуществляется путем замены подпрограмм расчета геометрических характеристик ТА, коэффициента теплопередачи и теплофизических свойств теплоносителей. Поверочные интервально-итерационные процедуры по последовательности и содержанию не изменяются.

Язык программирования: FORTRAN ЕС ЭВМ.
Название: NERV.
Описание основных параметров:

TR1 (20, 40) – массив значений температуры теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве, на входе в элемент (интервал) данного ряда;
TR2 (20, 40) – то же, на выходе из элемента (интервала);
TE1 (20, 40) – массив значений температуры теплоносителя, движущегося в трубах, на входе в интервал;
TE2 (20, 40) – то же, на выходе из интервала;
GS (20, 40) – массив значений расхода теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве в каждом элементе (интервале) данного ряда;
GR (20, 40) – то же, для значений относительного расхода;
DR (20, 40) – то же, на входе в первый ряд относительно фронтального сечения аппарата;
G2R (40) – вектор значений относительного расхода теплоносителя, движущегося в трубах, в различных рядах труб ТА;
VR (20) – вектор значений относительного расхода теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве, в крайнем левом по фронту слое, т.е. в совокупности итнервалов по высоте крайней левой трубы, если не задан массив DR (I, J).

В программе используется большое число параметров, которые необходимы для работы подпрограммы TRUT и всех входящих в нее подпрограмм. Описание большинства из них дано в текстах приведенных выше подпрограмм расчета трубчатых рекуперативных ТА.

Все эти параметры передаются в программу NERV, в перечисленные ниже подпрограммы и из них с помощью общих областей COMMON.

Требуемые подпрограммы: PHX, FP, KJ, ALIDS , ALIDK, ALIDOR, ALF, OBV, RZAG, UST, ALFORK, BJK, CAK, DTT, RPZ, PE, FF.

Метод и последовательность работы: каждый ряд труб условно разбивается на L интервалов по высоте и N1R интервалов по ширине фронтального сечения. Всего интервалов в ряду L × N1R. Каждый из этих интервалов представляется как отдельный микротеплообменник со схемой однократного перекрестного тока, для которого заданы проходные сечения для теплоносителей, необходимые площади теплопередающих поверхностей (они рассчитываются непосредственно перед выполнением интервально-итерационных процедур), линейные размеры, температуры, давления теплоносителей на входе в интервал и расходы теплоносителей.

Для каждого интервала одного и того же ряда за две итерации, необходимые для уточнения определяющих температур, выполняется поверочный расчет с целью определения выходных температур T2 и TM2, которые используются как входные данные для расчета соседнего интервала в данном слое и аналогичного интервала в последующем ряду. По мере продвижения потока в глубь пучка неравномерность поля расходов GS выравнивается, причем принят экспоненциальный закон выравнивания расхода от ряда к ряду. Константа выравнивания определяется по формуле $ARS = (10/S2)^{1/MB}$, где S2 – продольный шаг труб, MB – порядковый номер ряда, за которым можно считать поле расходов (скоростей) равномерным.

С целью выявления крайних тенденций условно принято, что теплоноситель, движущийся в межтрубном пространстве, после каждого ряда не перемешивается.

Для расчета одноходовых по трубному пространству ТА реализация алгоритма трудностей не вызывает. Более сложно организованы расчеты в случае многоходовых конструкций. На рис. 4.6 приведены расчетные схемы конструкций рекуперативных ТА, на которые ориентирована программа. Поскольку при противоточном и прямоточном соединениях число ходов крайне редко бывает больше двух (рис. 4.6, *а–в*), в случае PPT = 0 или PPT = 2 число трубных ходов NM2X ограничено двумя, но при

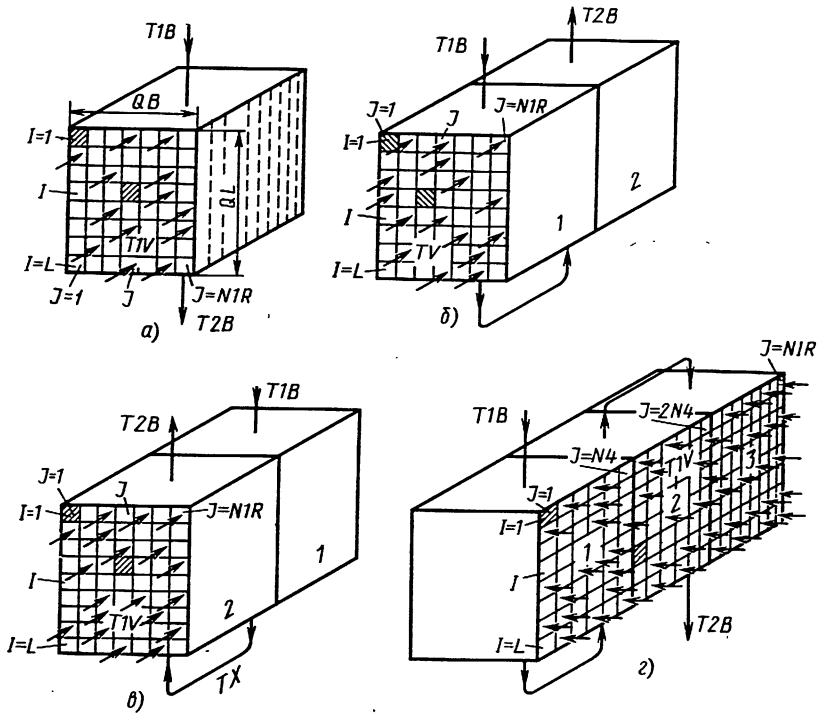


Рис. 4.6. Расчетные схемы конструкций рекуперативных ТА, на которые ориентирована программа NERV:

1 – 3 – ходы теплоносителя; *T1B* и *T2B* – значения температуры соответственно на входе и выходе

параллельном токе (рис. 4.6, *г*) число ходов может быть сколь угодно большим. Программой установлено ограничение NM2X = 6, которое может быть легко снято изменением оператора в цикле DO 97.

При противоточном соединении ходов организованы специальные итерационные процедуры, вызванные необходимостью задания средневзвешенной температуры TX теплоносителя в полости крышки между первым и вторым ходами по трубному пространству. С каждой итерацией эта температура уточняется. Итерации заканчиваются после достижения требуемой точности расчета (TX′ – TX)/TX′ = 0,005, где TX и TX′ – значения температуры соответственно предыдущей итерации и текущей.

При прямоточном соединении ходов температура теплоносителя на входе в первые элементы рядов труб второго хода принимается равной средневзвешенной температуре этого теплоносителя на выходе из последних элементов всех рядов труб первого хода.

Перед началом расчета элементов первого ряда нового хода массив значений температуры TR2 теплоносителя в межтрубном пространстве на выходе из элементов последнего ряда предыдущего хода как бы "перевертывается" для сохранения уста-

новленной схемы счета TR1 (I, J) = TR2 (L – I + 1, J). Можно считать установленным, что за четвертым – шестым рядом труб, отсчитываемым от фронтального сечения, неравномерность расхода выравнивается, поэтому "перевертывать" массив расхода GS не имеет смысла. Однако если в ТА имеет место параллельное соединение ходов, то перед каждым новым ходом массив GS "перевертывается", а массив температур остается неизменным, так как TR1 (I, J) = T1V.

После расчета последнего ряда ТА (естественно, в случае сходимости итераций по TX при PPT = 0) выполняется расчет средневзвешенных температур теплоносителей и определение тепловых потоков Q1 и Q2 по уравнению теплового баланса. Кроме того, для контроля правильности расчета средневзвешенных температур и нормирования расходов по элементам (интервалам) каждого ряда путем суммирования тепловых потоков каждого элемента каждого ряда определяется тепловой поток QI.

Итоговые результаты расчета и показатели эффективности, определяемые в подпрограмме PE, выводятся на печать (программа 4.3).

ПРОГРАММА 4.3

```
C   ПРОГРАММА РАСЧЕТА РТА С НЕРАВНОМЕРНЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ
C   РАСХОДА В МЕЖТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВЕ И В ТРУБАХ
C   ОПИСАНИЕ МАССИВОВ
        DIMENSION GR(20,40),RT1(20,40),TR2(20,40),VR(20),
       2QR(20,40),TE1(20,40),TE2(20,40),AKR(40),AKS(20),
       3GS(20,40),TX2(30),QRI(30),ARU(20,40),DR(20,40),
       4DR1(20,40),DPP(30),G2R(30)
C   ОБЩИЕ ОБЛАСТИ ПОДПРОГРАММ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА
C   СМ. КАРТЫ ОПИСАНИЯ ОБЩИХ ОБЛАСТЕЙ COMMON
C   ПОДПРОГРАММЫ TRUT
C   . . . . . .
C   ВВОД ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ
    READ 1,CK,CAF,DM,DVN,ULAM1,ULAM2,HATR1,HATR2,
       *P1,GME,TAU,DG,R3V,R3PV,PRV,DZAG,
       *S1,S2,BLI,PGL,PMT,PTR,CDP2,PSH,
       *PPT,SHAG,DT1,DT2,D,DM1,PONV,PRIAM,
       *P2K,P2P,VMSK,TAUR,CT,CR,PRO,CDP1,
       *CAF2,TVS,DVS,PNATR,PNAMT,POR,CA,PNV
C   PRV – ПРИЗНАК НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА G2
C   ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТРУБАХ
        READ 2,NM1X,NM2X,NEF,MB,L
C   NM1X – ЧИСЛО РЯДОВ ТРУБ
C   NM2X – ЧИСЛО ТРУБНЫХ ХОДОВ
C   L – ЧИСЛО УЧАСТКОВ ПО ВЫСОТЕ ФРОНТАЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ
C   MB – ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР РЯДА, НАЧИНАЯ С КОТОРОГО МОЖНО СЧИТАТЬ
C   РАСХОД РАВНОМЕРНО РАСПРЕДЕЛЕННЫМ
        N7=MB+2
      1 FORMAT(8F10.6)
      2 FORMAT(515)
C   BLI – ПРИЗНАК ТИПА ЗАДАНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСХОДА
C   ПО ФРОНТУ РТА
C   BLI=0. – ВВОДИТСЯ ВЕКТОР VR(I)
```

```
C  BLI=1. – ВВОДИТСЯ МАССИВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА
C   ПО ФРОНТУ РТА DR(I,J)
C  BLI=2. – ДЛЯ ФОРМИРОВАНИЯ ВЕКТОРА VR(I) ИСПОЛЬЗУЕТСЯ
C   КОЭФФИЦИЕНТ НЕРАВНОМЕРНОСТИ VRR
C  BLI=3. – ДЛЯ ФОРМИРОВАНИЯ МАССИВА DR(I,J)
C   ИСПОЛЬЗУЕТСЯ КОЭФФИЦИЕНТ UKS
        IF(BLI.EQ.0.) READ 1,(VR(I),I=1,L)
C  VR(I) - ВЕКТОР ЗНАЧЕНИЙ ОТНОСИТЕЛЬНОГО РАСХОДА В МЕЖТРУБНОМ
C   ПРОСТРАНСТВЕ ДЛЯ КРАЙНИХ ЛЕВЫХ ЯЧЕЕК РЯДА
        READ 1,(G2R(K),K=1,NM1X)
C   ВВОД ДАННЫХ ДЛЯ ОРГАНИЗАЦИИ РАСЧЕТА ПО ВАРИАНТАМ
  391   READ(5,1,END=392)T1V,T1B,GV,GB,UKS,QL,QB,P1,
       *R3,VRR,ANR
C  T1V – ТЕМПЕРАТУРА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В МЕЖТРУБНОМ
C   ПРОСТРАНСТВЕ НА ВХОДЕ В РТА
C  T1B – ТО ЖЕ, НО В ТРУБАХ
C  GV – МАССОВЫЙ СЕКУНДНЫЙ РАСХОД ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В
C   МЕЖТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВЕ
C  GB – МАССОВЫЙ СЕКУНДНЫЙ РАСХОД ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТРУБАХ
C  UKS – КОЭФФИЦИЕНТ НЕРАВНОМЕРНОСТИ – ДОЛЯ
C   ФРОНТАЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ, ЗАНЯТОГО РАСХОДОМ G1
C  QL – РАБОЧАЯ ДЛИНА ТРУБ; QB – ШИРИНА ВХОДНОГО СЕЧЕНИЯ РТА
C  P1 – ДАВЛЕНИЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В МЕЖТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВЕ, ПА
        N5=0
        N3NM=NM2X
        NM1X=ANR
        R3PV=0.
        R3MV=0.
        R3V=R3
C   ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ВЫЧИСЛЕНИЯ
        ARS=(10./S2)**(1./MB)
        QH=NM1X*S2+.003
        N1R=QB/S1
        G0=GV/L/N1R
C  GO – МНОЖИТЕЛЬ РАСХОДА
        X=(N1R-.5)*(QH-.003)/S2
        NMTR=X
        IF(BLI.EQ.1.) GOTO 88
        IF(BLI.EQ.3.) GOTO 80
        IF(BLI.NE.2.) GOTO 186
        DO 284 I=1,L
  284   VR(I)=VRR
  186   SU=0
        DO 7 I=1,20
        DO 7 J=1,40
    7   GR(I,J)=0.
        GOTO 81
   80   GKS=1./UKS
        NEL=UKS*L*N1R
        UNEL=FLOAT(NEL)/FLOAT(L)
        NELI=IFIX(UNEL)
        DO 84 I=1,L
```

```
      DO 84 J=1,N1R
      TR2(I,J)=0.
   84 DR(I,J)=0.
      DO 85 I=1,L
      DO 85 J=1,NELI
   85 DR(I,J)=GKS
      YU=(UNEL-FLOAT(NELI))*10.+.001
      KYU=IFIX(YU)
      DO 86 I=1,KYU
   86 DR(I,NELI+1.)=GKS
      GOTO 81
   88 READ 1,((DR(I,J),I=1,L),J=1,N1R)
   81 TX=T1B+3
      DO 95 I=1,L
      DO 95 J=1,N1R
   95 DR1(I,J)=DR(I,J)
      T1VC=T1V
      T1BC=N1B
      IF(PPT.NE.1.) N3=NM1X/NM2X
      IF(PPT.EQ.1.) N3=NM1X
      IF(PPT.EQ.1.) N6=N1R/NM2X
      IF(PPT.GT.0..OR.NM2X.EQ.1) TX=T1B
      WRITE(6,491)(G2R(K),K=1,NM1X)
  491 FORMAT(/6X,'НЕРАВНОМЕРНОСТЬ РАСХОДА ВОДЫ',
     *//6X,8F10.2/6X,9F10.2)
      CALL PHX
      CALL FZ
      QLI=QL/L
      FSSI=FAPR01*QLI
      FRI=FP1*QLI
    6 Z=0.
C   Z -ПРИЗНАК ДЛЯ РАСЧЕТА МНОГОХОДОВЫХ РТА
      Z28=0.
      DO 25 M=1,NM1X
      N1R=(QB+.001)/S1-1
      IF(M.EQ.(M/2)*2) N1R=(QB+.001)/S1
      IF(PPT.NE.1.) N4=N1R
      PRINT 386,N1R
  386 FORMAT(/6X,'N1R=',13)
      IF(PPT.EQ.1.) N4=N6
      GSM=0.
      Y19=(ARS**M)*S2
      IF(M.GT.MB) Y20=0.
      IF(M.LE.MB) Y20=EXP(-Y19)
C   ПОДГОТОВКА К РАСЧЕТУ НОВОГО РЯДА
    9 DO 10 I=1,L
      IF(BLI.EQ.2..AND.VRR.EQ.1.) AKS(I)=0.
      IF(BLI.EQ.2..AND.VRR.EQ.1.) GO TO 107
      IF(BLI.EQ.0..OR.BLI.EQ.2.) AKS(I)=(1.-VR(I))/
     *EXP(-ARS*S2)
  107 DO 10 J=1,N4
      IF(BLI.EQ.1..OR.BLI.EQ.3.) ARU(I,J)=(1.-
```

```
     *DR1(I,J))/EXP(-ARS*S2)
      IF(BLI.EQ.0..OR.BLI.EQ.2.) GR(I,J)=
     *1.-AKS(I)*Y20*(N1R+1.-2.*(J+N5+N6))/(N1R-1.)
      IF(BLI.EQ.2..AND.GR(I,J).LT..0001) GR(I,J)=.0001
      IF(M-N7)91,92,92
   91 IF(BLI.EQ.1..OR.BLI.EQ.3.) GR(I,J)=
     *1.-ARU(I,J)*EXP(-(ARS**M)*S2)
      IF(GR(I,J).LT..0001) GR(I,J)=.0001
      GOTO 93
   92 GR(I,J)=1.
   93 GS(I,J)=G0*GR(I,J)
C  GS - СФОРМИРОВАННЫЙ МАССИВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА ПО ЯЧЕЙКАМ
      IF(GSM.LT.GS(I,J)) GSM=GS(I,J)
      IF(M.EQ.1) TR1(I,J)=T1V
      TE1(I,J)=T1B
      IF(NM2X.EQ.1) GOTO 10
      IF(PPT.EQ.1.) GOTO 10
      IF(PPT.GT.1.) GOTO 70
C  PPT - ПРИЗНАК СОЕДИНЕНИЯ ХОДОВ В РТА
C  PPT=0. - ПРОТИВОТОК; PPT=2. - ПРЯМОТОК; PPT=1. - ПАРАЛЛЕЛЬНЫЙ ТОК
      IF(M.LE.N3) TE1(I,J)=TX
      GOTO 10
   70 IF(M.GT.N3)TE1(I,J)=SM2/M1
   10 CONTINUE
      X=0.
      F=FRI
      FSS=FSSI
      Y=0.
      G2=GB
      IF(PRV.EQ.1.) G2=G2R(M)*GB
C     ТЕПЛОВОЙ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КАЖДОЙ ЯЧЕЙКИ ОДНОГО РЯДА
      DO 11 J=1,N4
      DO 11 I=1,L
      G1=GS(I,J)
      T1=TR1(I,J)
      TM1=TE1(I,J)
      IF(GR(I,J).EQ..0001) GOTO 87
      T=TR1(I,J)
      TM=TE1(I,J)
      Y11=0.
   12 CALL FP
      CALL RAK
      G2=G2*FLOAT(NM2X)FLOAT(NMTR)
      NM2X=1
      CALL FF
      NM2X=N3NM
      G2=G2*FLOAT(NMTR)/FLOAT(NM2X)
      CALL T2T
      T8=.5*(T1+T2)
      T9=.5*(TM1+TM2)
      IF(Y11-1.)14,13,13
   14 T=T8
```

```
      TM=T9
      Y11=1.
      GOTO 12
   87 T2=TR1(I,J)
      TM2=TM1
   13 TR2(I,J)=T2
      TE2(I,J)=TM2
      TE1((I+1),J)=TE2(I,J)
      QR(I,J)=GS(I,J)*CP1*1000.*(TR1(I,J)-TR2(I,J))
      Y=Y+QR(I,J)
      IF(GSM.NE.GS(I,J)) GOTO 11
      W11=GSM/HAM1/FSSI
      R1=5.4*(W11*HL/ANU1)**(-.25)
      DIZ=((HL/DMEKV)**.3)*R1*(AMU1/AMUST)**(-.14)
      DPP(M)=DIZ*W11*W11*HAM1/2.
   11 CONTINUE
C  ОДИН РЯД РТА (ХОДА) ПРОСЧИТАН
      DO 15 J=1,N4
   15 X=X+TE2(L,J)
      TX2(M)=X/N4
      QR1(M)=Y
      PRINT 16,M,TX2(M)
   16 FORMAT(6X,'ОТСЧИТАН РЯД N',I2,2X,'ВОДА НА ВЫХОДЕ,',
     *'T=',F7.3)
      PRINT 51,((TR2(I,J),J=1,N4),I=1,L)
   51 FORMAT(1X,24F4.0)
      PRINT 82,DPP(M)
   82 FORMAT(6X,'ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ РЯДА ',F6.2)
      IF(M-N3)17,18,18
   17 DO 19 I=1,L
      M4=N4
      IF(M.NE.(M/2)*2) M4=N4+1
      IF(M.NE.(M/2)*2) TR2(I,M4)=TR2(I,(M4-1))
      DO 19 J=1,M4
      TR1(I,J)=TR2(I,J)
   19 CONTINUE
      GOTO 25
   18 IF(NM2X.EQ.1) GOTO 17
      IF(PPT.EQ.1.) GOTO 17
      IF(M.EQ.N3) M1=M
      IF(Z.GT..1) GOTO 17
      IF(PPT.GT.0.) GOTO 49
      DO 20 J=1,N4
   20 TE1(1,J)=T1B
      GOTO 23
   49 M1=N3
      SM2=0.
      DO 21 K=1,M1
   21 SM2=SM2+TX2(K)
   23 DO 24 J=1,N4
      DO 24 I=1,L
      TR1(I,J)=TR2((L-(I-1)),J)
```

```
   24  CONTINUE
       Z=1
   25  CONTINUE
C      ВСЕ РЯДЫ РТА ПРОСЧИТАНЫ
       IF(PPT.EQ.1.) N5=N5+1
       IF(NM2X.EQ.1.OR.PPT.GT.0.) GOTO 29
   30  M2=M1+1
       SM2=0.
       DO 26 K=M2,NM1X
       IF(PRV-1.)393,394,394
  393  SM2=SM2+TX2(K)
       GOTO 26
  394  SM2=SM2+TX2(K)*G2R(K)
   26  CONTINUE
       TX3=SM2/(NM1X-M1)
       IF(PPT.GT.0.) TM2=TX3
       IF(PPT.GT.0.) GOTO 34
       IF(ABS(TX3-TX)/TX3-.005)27,27,28
   28  TX=TX3
       IF(BLI.EQ.0.) GR(1,1)=0.
       GOTO 6
   29  IF(NM2X.EQ.1) GOTO 31
       IF(PPT.EQ.2.) GOTO 30
   31  SM2=0.
       DO 32 K=1,NM1X
       IF(PRV-1.)395,396,396
  395  SM2=SM2+TX2(K)
       GOTO 32
  396  SM2=SM2+TX2(K)*G2R(K)
   32  CONTINUE
       TM2=SM2/NM1X
       GOTO 34
   27  SM2=0.
       DO 33 K=1, M1
       IF(PRV.-1.)397,398,398
  397  SM2=SM2+TX2(K)
       GOTO 33
  398  SM2=SM2+TX2(K)*G2R(K)
   33  CONTINUE
       TM2=SM2/M1
   34  T2=0.
       DO 35 J=1,N4
       DO 35 I=1,L
   35  T2=T2+TR2(I,J)
       T2=T2/L/N4
       T=.5*(T1+T2)
       TM=.5*(TM1+TM2)
       CALL FP
       QI=0
       DO 36 M=1,NM1X
       Z28=Z28+DPP(M)
   36  QI=QI+QRI(M)
```

```
      PRINT 83,Z28
   83 FORMAT(6X,'СУМ. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ',F8.2)
      T2=T1V-QI/1000./CP1/GV
      T=.5*(T1+T2)
      CALL FP
      Q1=GV*CP1*1000.*(T1V-T2)
      Q2=GB*CP2*1000.*(TM2-T1B)
      G1=GV
      G2=GB
      T1=T1V
      TM1=T1B
      FSS=FSSI*L*N1R
      F=FRI*NMTR*L
      PRINT 37,QI,Q1,Q2
   37 FORMAT(6X,'ПРОВЕРКА БАЛАНСА ПО МОЩНОСТИ, QI=',
     *F10.1,2X,'Q1=',F10.1,2X,'Q2=',F10.1)
      IF(PPT.EQ.1.) PRINT 94,N5,T1,T2,TM1,TM2
   94 FORMAT(/6X,'РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ХОДА NO',I2,'T1=',
     *F6.1,'T2=',F6.1,'TM1=',F6.1,'TM2=',F6.1/)
      IF(PPT.EQ.1.) GOTO 102
      GOTO 100
C     ПЕРЕСЫЛКИ К РАСЧЕТУ СЛЕДУЮЩЕГО ХОДА ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОМ ТОКЕ
      DO 97 I=1,L
      DO 97 J=1,N6
      DR1(I,J)=DR(I,J+N6*N5)
      T1B=TM2
   97 CONTINUE
      GOTO 6
  100 T1=T1VC
      TM1=T1BC
      PRIAM=0.
      CALL DTT
      PRIAM=1.
      TM=.5*(TM1+TM2)
      T=TM+DTCR
      CALL FP
      QSUM=GV*CP1*1000.*(T1-T2)
      AKSR=QSUM/F/N5/DTCR
      PRINT 101,T1,T2,TM1,TM2,AKSR,DTCR
  101 FORMAT(/50X,'ИТОГОВЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ '/
     *25X,'T1',8X,'T2',7X,'TM1',7X,'TM2',
     *6X,'QSUM',9X,'K',6X,'DTCR'/20X,7F10.1)
      PRINT 40
   40 FORMAT(///T20,'РАСЧЕТ ПО ПРОГРАММЕ TRUT',///)
      QH=QH+.001
      CALL TRUT
      GOTO 391
  392 STOP
      END
```

4.3. МЕТОДЫ РАСЧЕТА РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТА

ПЕРЕКЛЮЧАЮЩИЕСЯ РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТА

Поверочные расчеты переключающихся регенеративных ТА. Последовательность расчета приведена в табл. 4.2. Для повышения точности расчета поверхность нагрева аппарата разделяют по ходу теплоносителя на несколько зон (поясов), особенно если поверхность ТА образована из насадок различного конструктивного типа. Значения d_Γ, k_{FV} и ω определяют для каждой зоны. Коэффициенты теплоотдачи $\bar{\alpha}_1$ и $\bar{\alpha}_2$ рассчитывают для каждой зоны отдельно, а затем осредняют:

$$\bar{\alpha} = \left(\sum_{i=1}^{N} \bar{\alpha}_i F_i \right)/F,$$

где i – порядковый номер зоны (пояса); N – число поясов; $\bar{\alpha}_i$ – коэффициент теплоотдачи данного газа, средний по поверхности площадью F_i рассматриваемой зоны: $F_i = k_{FVi} H_i \cdot 0{,}7854 D_{\text{вн}}^2$; k_{FVi} и H_i – соответственно коэффициент компактности и высота насадки для рассматриваемой зоны; $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр корпуса аппарата.

4.2. Последовательность поверочного расчета переключающихся регенеративных ТА

Название расчета, определяемые параметры	Рекомендуемое уравнение
1. Подготовка исходных данных	–
2. Принять $\eta = 0{,}8 \ldots 0{,}95$	–
3. Расчет неизвестных температур теплоносителей в первом приближении	См. подразд. 2.4
4. Расчет определяющих температур в первом приближении	$t_1 = 0{,}5(t'_1 + \bar{t}''_1)$; $t_2 = 0{,}5(t'_2 + \bar{t}''_2)$
5. Определение теплофизических свойств теплоносителей	См. подразд. 1.5
6. Расчет W_1, W_2, d_Γ, k_{FV}, ω, $F_{\text{пр}}$	См. подразд. 3.4
7. Расчет скоростей теплоносителей в незагроможденном сечении аппарата	$w_{1\text{н}} = G_1/(\rho_1 F_{\text{пр}})$; $w_{2\text{н}} = G_2/(\rho_2 F_{\text{пр}})$
8. Расчет скоростей в сжатом сечении насадки	$w_1 = w_{1\text{н}}/\omega$; $w_2 = w_{2\text{н}}/\omega$
9. Определение чисел подобия и коэффициентов $\bar{\alpha}_1$ и $\bar{\alpha}_2$ теплоотдачи	См подразд. 3.4
10. Расчет Y, $\bar{k}_0$, Λ, Ω, $\bar{k}$.	См. подразд. 2.5
11. Расчет числа единиц переноса теплоты	$s = \bar{k}F/(2W_{\min})$
12. Определение η, Φ и Z	(2.15), (2.16), (2.9), (2.13), (2.14) и (2.51)

Продолжение табл. 4.2

Название расчета, определяемые параметры	Рекомендуемое уравнение
13. Расчет неизвестных температур теплоносителей	См подразд. 2.4
14. Расчет среднего температурного напора $\Delta t_{ср}$	$\Delta t_{ср} = \Delta t_{max}/S$
15. Расчет определяющих температур	См. подразд. 4.1
16. Повторение расчета с п. 5 по п. 13	–
17. Гидродинамический расчет	См. подразд. 3.4
18. Определение показателей эффективности аппарата	См. подразд. 1.4

Учитывая значительное изменение температуры и давления газа по поверхности ТА, следует обратить внимание на тщательность расчета плотности ρ газов. Для этой цели используется позонный расчет или итерационные процедуры. Часто распределение температур газов по длине аппрата принимают линейным.

При расчете ТА воздухоразделительных установок без отбора воздуха из середины аппарата тепловую эффективность определяют по формуле

$$\eta = 1 - [\frac{2}{\Lambda + 2} + 0{,}07\frac{\Omega}{\Lambda} - 0{,}0217\frac{\Omega}{\Lambda}(1 - \frac{W_2}{W_1})],$$

где $\eta = (\bar{t}_2'' - t_2')/(t_1' - t_2')$.

Уравнение справедливо при $\Omega = 14{,}5 \ldots 58$; $\Lambda = 75 \ldots 400$. В случае отбора из аппарата части прямого потока

$$\eta = 1 - (\frac{2}{\Lambda + 2} + 0{,}07\frac{\Omega}{\Lambda} + 11{,}7\frac{\Omega}{\Lambda}y_в),$$

где $y_в$ – отношение расходов отводимого потока воздуха и всего прямого потока. Уравнение справедливо при $W_2/W_1 = 1$ и $y_в = 0{,}08 \ldots 0{,}15$.

Проектные расчеты переключающихся регенеративных ТА. Последовательность расчета приведена в табл. 4.3. При определении коэффициентов α_1 и α_2 теплоотдачи часто применяют позонный расчет.

При расчете поверхности теплопередачи ТА воздухоразделительных установок без отбора воздуха из середины аппарата итерацию в п. 8 табл. 4.3 не выполняют, приведенное время рассчитывают по уравнению (2.71), имея в виду, что $F/W_н' = (k_{FV}/\rho)/(1 - \omega)$, а приведенную длину – по формуле

$$\Lambda = -\frac{A_1}{2} + \sqrt{\frac{A_1^2}{4} + A_2},$$

где

$$A_1 = [2(1-\eta)-2-A_3]/(1-\eta);$$

$$A_2 = 2A_3/(1-\eta); \quad A_3 = 0{,}07\Omega - 0{,}0217\Omega(1-W_2/W_1).$$

Затем рассчитывают $\bar{k}$ по формуле (2.69) и площадь поверхности теплопередачи

$$F = 2SW_{\min}/\bar{k}.$$

4.3. Последовательность проектного расчета переключающихся регенеративных ТА

Название расчета, определяемые параметры	Рекомендуемое уравнение
1. Подготовка исходных данных	–
2. Расчет среднего температурного напора $\Delta t_{\text{ср}}$	См. подразд. 2.2
3. Расчет числа единиц переноса теплоты	$S = \Delta t_{\max}/\Delta t_{\text{ср}}$
4. Расчет W_1, W_2, $\bar{\alpha}_1$, $\bar{\alpha}_2$, Y и $\bar{k}_0$ при заданных w_1 и w_2	См. п. 9 и 10 табл. 4.2
5. Определение коэффициента $\bar{k}$ теплопередачи в первом приближении	$\bar{k} = (0{,}9 \ldots 0{,}95)\ \bar{k}_0$
6. Расчет требуемой площади F поверхности теплопередачи	$F = 2SW_{\min}/\bar{k}$
7. Расчет Λ, Ω и $\bar{k}$	См. подразд. 2.5
8. Повторение расчета F, Λ, Ω и $\bar{k}$	См. п. 5 и 6
9. Расчет внутреннего диаметра $D_{\text{вн}}$ корпуса и высоты H насадки	$D_{\text{вн}} = 1{,}13\sqrt{G_1/(\rho_1 w_1 \omega)}$; $H = F/(0{,}7854 D^2_{\text{вн}} k_{FV})$
10. Гидродинамический расчет	См. подразд. 3.4
11. Определение показателей эффективности ТА	См. подразд. 1.4

ВРАЩАЮЩИЕСЯ РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТА

Поверочные расчеты вращающихся регенеративных ТА. Последовательность расчета аналогична приведенной в табл. 4.2, но коэффициенты $\bar{k}_0$ и $\bar{k}$ определяют по формулам (2.72) и (2.73), число единиц переноса теплоты не рассчитывают, а эффективность Ф охлаждения и Z нагрева находят с помощью выражений

$$\Phi = E_{\text{рг}} W_{\text{н}}/W_1; \tag{4.7}$$

$$Z = E_{\text{рг}} W_{\text{н}}/W_2. \tag{4.8}$$

Альтернативным является следующий метод. После определения $\bar{k}_0$ рассчитывают число единиц переноса теплоты

$$S_0 = \bar{k}_0 F/W_{\min}$$

и тепловую эффективность

$$\eta = \eta_{TA}\left[1 - \frac{1}{9(W_н/W_{min})^{1,93}}\right], \qquad (4.9)$$

где F – площадь полной поверхности вращающегося регенеративного ТА; η_{TA} – см. уравнение (2.15).

Формула (4.9) выведена для вращающихся противоточных аппаратов ГТУ [13] и справедлива в области $\eta < 0{,}9$. При $\eta > 0{,}9$, $S_0 \geqslant 10$ и $A = 0{,}9 \ldots 1{,}0$

$$\eta = 0{,}9777 + 0{,}325 \cdot 10^{-2} S_0 + 0{,}579 \cdot 10^{-2}(W_н/W_{min}) -$$
$$- 0{,}216 \cdot 10^{-4} S_0^2 - 0{,}537 \cdot 10^{-4}(W_н/W_{min})^2 - 0{,}1385A^2.$$

Последовательность дальнейшего расчета см. табл. 4.2, начиная с п.12.

Прежде чем приступить ко второй итерации поверочного расчета, необходимо учесть перетечки газа, связанные с вращением ротора (потери перевозки), и перетечки через уплотнения.

Потери перевозки, % [31]

$$q_п = 78{,}6(D_р^2 - D_с^2)\omega\rho H\omega_р/G, \qquad (4.10)$$

где $D_р$ – наружный диаметр ротора по насадке; $D_с$ – диаметр ступицы; G и ρ – соответственно секундный расход и плотность теплоносителя большего давления.

Допустимые потери перевозки $q_п \leqslant 2$ %. При превышении этого значения необходимо снижать частоту вращения ротора.

Перетечки через уплотнения, %, ориентировочно можно оценить по формуле

$$q_у = 40{,}8\,\Delta p_s(D_р + H)/G, \qquad (4.11)$$

где Δp_s – перепад давления между полостями греющего и нагреваемого теплоносителей, МПа.

Уравнения (4.10) и (4.11) получены для регенеративных вращающихся воздухонагревателей котлов.

Проектные расчеты вращающихся регенеративных ТА. Последовательность расчета приведена в табл. 4.4. Конструктивные особенности отдельных поверхностей нагрева, например сотовое оформление диска аппарата, могут вызвать определенные отличия в расчете конструктивных параметров ротора и насадки, поэтому оставляя схемы проектных и поверочных расчетов без изменений, в каждом конкретном случае целесообразно корректировать приведенные для этой цели в табл. 4.1 – 4.4 формулы.

4.4. Последовательность проектного расчета вращающихся регенеративных ТА

Название расчета, определяемые параметры	Рекомендуемое уравнение
1. Подготовка исходных данных	–
2. Расчет среднего температурного напора $\Delta t_{ср}$	См. подразд. 2.2
3. Определение числа единиц переноса теплоты	$S = \Delta t_{max}/\Delta t_{ср}$
4. Расчет $d_Г$, k_{FV}, ω	См. подразд. 3.4
5. Определение параметров сжатых сечений насадки ($F_{сж1}$, $F_{сж2}$, w_1, x_1, x_2) из исходных данных	$F_{сж1} = G_1/(\rho_1 w_1)$; $F_{сж2} = F_{сж1}/\xi_f$; $\xi_f = x_1/x_2$
6. Расчет площади $F_{пр}$ незагроможденного сечения ротора $\xi_у$ из исходных данных	$F_{пр} = (F_1 + F_2)/[\omega(1-\xi_у)]$; $\xi_у$ – доля сечения ротора, занимаемого уплотнениями
7. Определение диаметра ротора	$D_р = \sqrt{F_{пр}/0{,}7854 + D_с^2}$
8. Расчет $\bar{\alpha}_1$, $\bar{\alpha}_2$, $\bar{k}_0$ и $\bar{k}$	См. подразд. 3.4 и уравнения (2.72), (2.73)
9. Расчет требуемой площади F поверхности теплопередачи	$F = SW_{min}/\bar{k}$; $F_1 = Fx_1$; $F_2 = Fx_2$
10. Расчет высоты H насадки	$H = F\delta/[2(F_{пр} - F_{сж1} - F_{сж2})]$
11. Расчет перетечек $q_п$ и $q_у$	(4.10), (4.11)
12. Корректировка расхода G_1 или G_2	Если $p_1 > p_2$, то $G_1 = G_1\left(1 - \frac{q_п + q_у}{100}\right)$. Если $p_2 > p_1$, то $G_2 = G_2\left(1 - \frac{q_п + q_у}{100}\right)$.
13. Повторение расчета с п. 5 по п. 10	–
14. Гидродинамический расчет	См. подразд. 3.4
15. Определение показателей эффективности аппарата	См. подразд. 1.4

ПРОГРАММА ПОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ВРАЩАЮЩИХСЯ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ АППАРАТОВ ГТУ

Ниже приведены описание и текст программы неполного поверочного расчета вращающихся регенеративных аппаратов ГТУ с сотовой конструкцией (см. рис. 1.30), в которой реализована модель с распределенными параметрами. Алгоритм программы разработан С.Н. Валиулиным.

Язык программирования: FORTRAN ЕС ЭВМ.

Описание основных параметров:

EPSILO – коэффициент регенерации (тепловая эффективность);
G10 и G0 – массовые расходы греющего и нагреваемого теплоносителей;
DELTAU – разность средних температур набивки в областях начала нагрева и охлаждения;
ST1 – средняя температура воздуха на входе в набивку;
ST36 – средняя температура воздуха на выходе из набивки;
SU1 – средняя температура набивки в области перехода из зоны, омываемой греющим теплоносителем, в зону, омываемую нагреваемым теплоносителем;
SU73 – средняя температура набивки в области перехода из зоны, омываемой нагреваемым теплоносителем, в зону, омываемую греющим теплоносителем;
CP0 и CP – теплоемкость соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей;
CM – теплоемкость материала набивки;
BETTA – коэффициент компактности набивки;
A – пористость набивки;
V0 – объем набивки;
FS – площадь фронта набивки;
TAU1 – время периода обращения аппарата;
M0 – масса набивки;
T10 и T0 – температура соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей;
I0 – число разбиений по толщине набивки;
J0 – число разбиений по окружности в области течения одного из теплоносителей;
U(I, 1) – температуры набивки в первом окружном разбиении аппарата перед включением его в работу.

Требуемые подпрограммы: нет.

Метод: основан на последовательном расчете температур набивки и теплоносителей в каждом элементе поверхности, образованном i-м разбиением по толщине и j-м по окружности. Расчетные формулы получены интегрированием уравнений теплообмена и теплового баланса в элементах разбиения на промежутке времени $\Delta\tau$. Реализованный в программе алгоритм позволяет обеспечить необходимую точность расчета при существенно меньшем числе участков разбиения, чем по известным методам расчета. Локальные значения коэффициента $\bar{\alpha}_i$ теплоотдачи определяются с помощью уравнения (3.163)

$$\mathrm{St}\,\mathrm{Pr}^{2/3} = 0{,}11\,\mathrm{Re}^{*\,-0{,}48}$$

Перетечки теплоносителей, связанные с вращением ротора, и перетечки через уплотнения в программе не учитываются, гидродинамический расчет и расчет показателей эффективности не выполняется. Ниже приведена программа 4.4.

ПРОГРАММА 4.4

```
C   РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ РЕГЕНЕРАТОРА
      DIMENSION U(35,73),T(36,72),U1(35,73),T1(36,72),
     *TS(36,72)
      DIMENSION G(72),G1(72),TS1(36,72),DU(35)
      REAL M0,M
      DATA I0/35/,J0/72/
      READ 79,CP0,CP,CM,BETTA,A,V0,FS,G0,G10,TAU1,
```

```
     *M0,T0,T10
  79 FORMAT(8F10.6)
     READ,79,(U(I,1),I=1,35)
     DO 4 J=1,J0
     T(1,J)=T0
   4 CONTINUE
     DO 5 J=1,J0
     T1(36,J)=T10
   5 CONTINUE
     M=M0/(2*10*J0)
     TAU=TAU1/(2*J0)
     FV=(V0*BETTA)/(2*10*J0)
     DF=FS/(2*J0)
     DO 43 J=1,J0
     G(J)=G0/J0
     G1(J)=G10/J0
  43 CONTINUE
  36 DO 6 J=1,J0
     DO 6 I=1,J0
     TS(I,J)=T(I,J)
     DO 6 KK=1,2
     ALPHA=8.88E-04*A**0.44*BETTA**0.48*TS(I,J)**0.322
    **(G(J)/DF)**0.52*CP0
     B=-(ALPHA*FV*G(J)*CP)/(M*CM*(G(J)*CP+0.5*ALPHA*FV))
     U(I,J+1)=(U(I,J)-T(I,J))*EXP(B*TAU)+T(I,J)
     T(I+1,J)=((U(I,J)-T(I,J))*(1-EXP(B*TAU))*M*CM)/
    *(TAU*G(J)*CP)+T(I,J)
     TS(I,J)=0.5*(T(I,J)+T(I+1,J))
   6 CONTINUE
     DO 7 I=1,10
     U1(I,1)=U(I,73)
   7 CONTINUE
     DO 8 J=1,J0
     I=35
  37 TS1(I+1,J)=T1(I+1,J)
     DO 9 KK=1,2
     ALPHA1=8.88E-04*A**0.44*BETTA**0.48*TS1(I+1,J)**
    *0.322*(G1(J)/DF)**0.52*CP
     B1=-(ALPHA1*FV*G1(J)*CP)/(M*CM*(G1(J)*CP+0.5*
    *ALPHA1*FV))
     U1(I,J+1)=(U1(I,J)-T1(I+1,J))*EXP(B1*TAU)+T1(I+1,J)
     T1(I,J)=((U1(I,J)-T1(I+1,J))*(1-EXP(B1*TAU))*M*CM)/
    *(TAU*G1(J)*CP)+T1(I+1,J)
   9 TS1(I+1,J)=0.5*(T1(I+1,J)T1(I,J))
     I=I-1
     IF(I.EQ.0) GOTO 8
     GOTO 37
   8 CONTINUE
     PRINT 12
  12 FORMAT(5X,'ЗАКОНЧЕН ЦИКЛ')
C    АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЦИКЛА
```

```
      DO 13 I=1,35
      DU(I)=ABS(U1(I,73)-U(I,1))
   13 CONTINUE
      PRINT 101,((DU(I),I=1,35))
  101 FORMAT(20F6.1/15F6.1)
      DO 61 I=1,35
      IF(DU(I)-0.5)61,14,14
   61 CONTINUE
      GOTO 15
C     ИЗМЕНЕНИЕ НАЧАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ
   14 DO 16 I=1,35
      U(I,1)=U1(I,73)
   16 CONTINUE
      GOTO 36
   15 SUMMA=0
      DO 17 I=1,10
      SUMMA=SUMMA+U(I,1)
   17 CONTINUE
      SU1=SUMMA/10
      PRINT 46
   46 FORMAT(20X,'РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА')
      PRINT 18,SU1
   18 FORMAT(6X,'SU1=',F5.1)
      SUMMA=0
      DO 19 I=1,10
      SUMMA=SUMMA+U(I,73)
   19 CONTINUE
      SU73=SUMMA/10
      PRINT 20,SU73
   20 FORMAT(6X,'SU73=',F5.1)
      DELTAU=ABS(SU1-SU73)
      PRINT 21,DELTAU
   21 FORMAT(6X,'DELTAU=',F5.1)
      SUMMA=0
      DO 22 J=1,J0
      SUMMA=SUMMA+T(1,J)
   22 CONTINUE
      ST1=SUMMA/J0
      PRINT 23,ST1
   23 FORMAT(6X,'ST1=',F5.1)
      SUMMA=0
      DO 24 J=1,J0
      SUMMA=SUMMA+T(36,J)
   24 CONTINUE
      ST36=SUMMA/J0
      PRINT 25,ST36
   25 FORMAT(6X,'ST36=',F5.1)
      IF(G0.GE.G10)GOTO 51
      GMIN=G0
      GOTO 50
   51 GMIN=G10
   50 EPSILO=G0*CP0*(ST36-ST1)/(GMIN*CP*(T10-ST1))
```

```
      PRINT 26,EPSILO
   26 FORMAT(6X,'EPSILO=',F5.3)
      PRINT 27
   27 FORMAT(20X,'ТЕМПЕРАТУРЫ')
      PRINT 44,G0
   44 FORMAT(60X,'G0=',F5.3)
      PRINT 45,G10
   45 FORMAT(60X,'G10=',F5.3)
      PRINT 28
   28 FORMAT(1X,'ТЕМПЕРАТУРА НАБИВКИ. ОХЛАЖД.')
      PRINT 29,((U(I,J),J=1,73,4),I=1,35)
   29 FORMAT(19F6.1)
      PRINT 30
   30 FORMAT(1X,'ТЕМПЕРАТУРА НАБИВКИ. НАГРЕВ')
      PRINT 31,((U(I,J),J=1,73,4),I=1,35)
   31 FORMAT(19F6.1)
      PRINT 32
   32 FORMAT(1X,'ТЕМПЕРАТУРА ХОЛОДНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ')
      PRINT 33,((T(I,J),J=1,69,4),I=1,35)
   33 FORMAT(18F6.1)
      PRINT 34
   34 FORMAT(1X,'ТЕМПЕРАТУРА ГОРЯЧЕГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ')
      PRINT 35,((T1(I,J),J=1,69,4),I=1,35)
   35 FORMAT(18F6.1)
      STOP
      END
```

4.4. АЛГОРИТМЫ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ РАСЧЕТОВ

Исследовательские расчеты представляют собой совокупность вычислительных операций, в ходе которых проектный или поверочный расчет одного и того же аппарата или системы ТА повторяется несколько раз, но при этом варьируются заранее намеченные некоторые конструктивные, режимные параметры, или их сочетания. С помощью исследовательских расчетов выполняют оптимизацию ТА (см. ниже), а также проектные (расчетные) исследования.

К проектным иссследованиям часто относятся расчеты одного и того же ТА или системы ТА, выполняемые при постоянном составе исходных данных с помощью программ, в которых реализованы модели различной сложности с сосредоточенными или распределенными параметрами. Цель таких расчетов состоит в поиске программ, наилучшим образом описывающих объект во всем диапазоне изменения его режимных параметров. Рассматриваемую совокупность расчетов обычно повторяют для различных эксплуатационных режимов и называют вычислительным экспериментом.

Вычислительный эксперимент специальным образом планируют для получения новой информации, например, для выявления или корректировки уравнений подобия, используемых в программах для описания граничных

условий теплоотдачи и сопротивления, конструирования регрессионных моделей ТА, предназначенных для функционального диагностирования, поиска зависимостей между рациональными значениями тех или иных параметров, например, скоростей теплоносителей. В этом случае объектом эксперимента является одна заранее выбранная модель ТА, реализованная в соответствующей программе, а ЭВМ как бы имитирует работу экспериментальных средств исследования – приборов, датчиков, стенда, на котором "испытуется" данный аппарат, – осуществляет "измерение" и запись параметров, изменяющихся вследствие варьирования входных данных по плану, разработанному с привлечением математической теории планирования эксперимента. Кроме того, при выполнении программ в пакетном или интерактивном режимах ЭВМ берет на себя функции проектировщика, осуществляя в нужный момент статистическую обработку данных и управляя всеми стадиями расчетного исследования. Как правило, получаемые в результате проведения вычислительного эксперимента уравнения и модели не являются универсальными, но тем не менее с их помощью можно существенно улучшить качество проектирования ТА или повысить уровень их технической эксплуатации.

Математическая модель ТА, которая является объектом вычислительного эксперимента, должна быть адекватной натурному объекту, что достигается ее тщательной проверкой и "настройкой" по имеющимся результатам экспериментов на сходных натурных объектах или их материальных моделях.

Таким образом, алгоритмы исследовательских расчетов могут включать в себя корректировку используемой модели ТА по данным физического (натурного) эксперимента, предполагают выполнение расчетов в строгой последовательности, определенной планом вычислительного эксперимента и обязательное обращение к подпрограммам обработки данных.

ПЛАНИРОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА

Объектом исследования называют объект, являющийся носителем некоторых свойств и качества, подлежащих изучению в соответствии с поставленной задачей. При планировании эксперимента объект обычно представляют в виде "черного ящика", хотя в случае вычислительного эксперимента такое условие не соответствует действительности.

Факторами называют управляемые и контролируемые независимые переменные, к которым предъявляют требования дискретности, совместимости и некоррелированности. Дискретность позволяет поддерживать значение фактора на заданном уровне или же осуществлять переход на другой уровень.

Уровень фактора – его любое фиксированное значение.

Совместимость означает, что в эксперименте возможно задавать такие сочетания факторов, которые не искажают исследуемый процесс. Некоррелированность свидетельствует о том, что значения факторов можно изменять независимо один от другого, причем изменение одного не повлечет за собой изменение другого.

Откликом $\bar{\eta}$ называют вектор (одномерный массив) выходных (зависимых) переменных.

Функцией отклика является зависимость типа

$$\bar{\eta} = \varphi(\bar{X}, \bar{B}) + e,$$

где $\bar{X}$ – вектор факторов; $\bar{B}$ – вектор параметров (коэффициентов) модели; e – шумовое поле. Геометрическую интерпретацию функции отклика называют поверхностью отклика.

В технике используют регрессионные модели с различными базисными функциями факторов (X, X^2, $\sqrt{X}$, $\ln X$, $\exp(X)$ и т.д.). Например, линейная относительно параметров и факторов модель может иметь вид

$$\bar{\eta} = \varphi(\bar{X}, \bar{B}) = B_0 + B_1 X_1 + \ldots + B_k X_k + e, \qquad (4.12)$$

а линейная относительно параметров, но нелинейная относительно факторов модель –

$$\bar{\eta} = \varphi_1(\bar{X}\ \bar{B}) = B_0 + B_1 X_1 + B_2 X_2^{-1} + B_3 \ln X_3 + \ldots + B_k \exp(X_k) + e,$$

где k в индексе – число факторов.

Поскольку при статистической обработке данных вид функции отклика задан, а также известны (заданы) векторы $\bar{\eta}$ и $\bar{X}$, неизвестными оказываются параметры модели $\bar{B} = (B_0, B_1, \ldots, B_K)$. Их определение является целью обработки результатов эксперимента. Однако при любом, самом тщательном проведении эксперимента теоретические значения параметров (коэффициентов) ввиду статистической природы исходных посылок методов обработки данных никогда не могут быть получены. Полученные выборочные коэффициенты b_0, b_1, ... b_K являются лишь оценками теоретических параметров B. Тогда рассчитанные по этим оценкам отклики $\hat{y}$ будут лишь выборочными оценками $\bar{\eta}$, а вместо модели, например, (4.12) в результате обработки данных будет получена модель

$$\hat{y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + \ldots + b_K x_K + e.$$

Для того чтобы точнее рассчитать коэффициенты b_0, b_1, b_2, ..., b_K, эксперимент нужно планировать особым образом. Причем выбор плана зависит от типа модели: линейной, неполной квадратичной, квадратичной и т.д.

Планом эксперимента называют множество точек X_{ij}, характеризующих значения факторов и условия проведения опытов.

Спектр плана представляет собой таблицу, в которой для каждого опыта показаны уровни факторов, например:

$$\bar{X} = \begin{vmatrix} +1 & +1 & \ldots & +1 \\ -1 & +1 & \ldots & -1 \\ +1 & -1 & \ldots & -1 \\ -1 & -1 & \ldots & +1 \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \end{vmatrix}.$$

Точки X_{ij} образуют факторное пространство. Область возможных значений факторов называют областью планирования эксперимента. Для фактора X_j (j – номер столбца) выделяют несколько уровней. Основной уровень выбирают таким, чтобы характеризовать наиболее важные условия эксперимента; максимальный и минимальный уровни определяются областью планирования эксперимента; промежуточные

уровни используют в специальных планах, например в планах на шаре, с целью более полного охвата экспериментом области планирования.

План называют центральным, если его центр (центральная точка основного уровня X_j^0) расположен в начале координат, т.е. $X_j^0 = 0$. Для удобства чаще всего рассматривают планы, в которых факторы представлены в кодированном (безразмерном) виде. Кодирование осуществляют по формуле

$$X_j = (x_j - x_j^0)/\Delta x_j,$$

где Δx_j – интервал варьирования j-го фактора.

Предположим, что за нулевой уровень фактора x_j^0 (температуры) принята температура $t^0 = 100\,^\circ\text{C}$, за максимальный – температура $t_{\max} = 120\,^\circ\text{C}$, за минимальный – температура $t_{\min} = 80\,^\circ\text{C}$. Тогда интервал варьирования Δx_j будет равен 20 °С. Если кодируется значение фактора, составляющее $t = 110\,^\circ\text{C}$, то

$$X_j = (x_j - x_j^0)/\Delta x_j = (110 - 100)/20 = 0{,}5.$$

Отсюда основные уровни фактора в кодированном виде: ноль (0), максимальный (+1), минимальный (–1), промежуточные (0 ... ± 1).

План эксперимента обязательно должен быть оптимальным. Оптимальность плана означает наилучшее по какому-либо критерию использование области планирования.

Критерий *A*-оптимальности обусловливает выбор плана, который гарантировал бы минимум средней дисперсии (рассеяния) оценок коэффициентов модели.

Критерий *D*-оптимальности предъявляет требования к построению плана, которые обеспечивают минимум объема эллипсоида рассеяния оценок коэффициентов.

Критерий *G*-оптимальности определяет построение плана, гарантирующего максимальную точность оценки отклика.

Критерий *E*-оптимальности требует выбора плана, обеспечивающего минимизацию максимальной оси эллипсоида рассеяния оценок коэффициентов.

Имеются сведения о других критериях оптимальности планов, например о критериях *L*-, Ф-оптимальности. Критерии *D*-, *A*- и *E*-оптимальности считаются эквивалентными, если план является одновременно ортогональным и ротатабельным.

Ортогональность плана важна в том случае, когда точный вид модели (число линейных членов, квадратичных членов и взаимодействий) не известен и при обработке данных это требуется установить. Благодаря этому свойству при отбрасывании одного из членов уравнения регрессионной модели оценки других коэффициентов пересчитывать не нужно.

Ротатабельные планы должны обеспечивать одно и то же значение дисперсии отклика во всех точках, равноудаленных от центра плана.

План называют ненасыщенным, если число точек N плана больше числа оцениваемых коэффициентов $M + 1$ модели, и насыщенным, если $N = M + 1$. В случае линейной модели величина M равна числу факторов K.

Планы экспериментов выбирают в зависимости от поставленных задач, которые делят на две группы. Первая группа включает интерполяционные задачи, целью которых является предсказание значений изучаемого параметра с помощью интерполяционной формулы. Вторая группа – это экспериментальные задачи, целью которых является отыскание условий однозначности, которые обеспечивают получение оптимального значения выбранного режимного или конструктивного параметра.

Решению интерполяционных и экстремальных задач обычно предшествуют отсеивающие эксперименты, которые тоже нужно планировать, хотя они предназначены для ранжирования и отсеивания факторов.

ПЛАНЫ ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ МОДЕЛЕЙ, ОПИСЫВАЕМЫХ ПОЛИНОМАМИ ПЕРВОГО И ВТОРОГО ПОРЯДКА

Планы для построения моделей, описываемых полиномами первого порядка. Для построения линейных моделей

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^{K} b_i x_i + e,$$

или линейных моделей с взаимодействиями первого порядка

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^{K} b_i x_i + \sum_{i=1}^{K} \sum_{j=i+1}^{K} b_{ij} x_i x_j + e$$

наиболее часто используют планы полных факторных экспериментов (ПФЭ) и дробные планы факторных экспериментов (ДФЭ).

В этих планах каждый фактор X_j принимает значение только на двух уровнях: + 1 (+) и − 1 (−). В этом случае область планирования представляет собой гиперкуб. Планы, использующие область планирования $|X_j| \leqslant 1$, $(j = 1, 2, ..., K)$, иногда называют планами на кубе.

Планом ПФЭ типа 2^K называют множество точек в K-мерном пространстве, координатами которых являются + 1 (+) или − 1 (−). Число точек в этом плане

$$N = 2^K.$$

План ПФЭ для трех факторов приведен в табл. 4.5. Собственно для планирования нужны столбцы X_1, X_2 и X_3, причем правило определения знаков формулируется так:

в столбце X_1 знаки плюс (+ 1) и минус (− 1) чередуются;

в столбце X_2 чередуются два плюса и два минуса;

в столбце X_3 чередуются четыре плюса и четыре минуса.

Если бы число факторов было равно четырем, то в столбце X_4 чередовались бы восемь плюсов и восемь минусов и т.д.

Легко отметить, что число опытов ПФЭ ($N = 2^K$) быстро растет с уве-

4.5. План ПФЭ типа 2^K ($K = 3$)

X_0	X_1	X_2	X_3	X_0	X_1	X_2	X_3
+	+	+	+	+	+	+	−
+	−	+	+	+	−	+	−
+	+	−	+	+	+	−	−
+	−	−	+	+	−	−	−

личением размерности факторного пространства K и при больших K эти планы оказываются слишком громоздкими. Для уменьшения числа опытов вместо плана ПФЭ используют дробные реплики от него (1/2, 1/4, 1/8 и т.д.).

Планы ДФЭ часто называют планами 2^{K-u}, где u – число столбцов, добавляемых при построении плана ДФЭ к плану ПФЭ для $K-u$ факторов. Для построения каждого столбца, входящих в множество u, используют так называемые генераторы дробных планов. Выбор генератора, или произведения факторов, образующих множество u, определяется числом факторов, причем для плана 2^{K-u} должно быть u генераторов. Отметим, что если число факторов $K = 4, 5, 6, 7$, то в случае построения плана 2^{4-1} генератором для X_4 может служить любое из произведений X_1X_2, X_1X_3, X_2X_3, $X_1X_2X_3$. В случае построения плана 2^{5-2} генераторы для X_4 и X_5 выбирают в любой строке произведений:

$$X_4 = \begin{cases} X_1X_2 \\ X_1X_2 \\ X_1X_2 \\ X_1X_3 \\ X_1X_3 \\ X_2X_3 \end{cases}, \qquad X_5 = \begin{cases} X_1X_3 \\ X_2X_3 \\ X_1X_2X_3 \\ X_2X_3 \\ X_1X_2X_3 \\ X_1X_2X_3 \end{cases}.$$

При построении плана 2^{6-3} возможны вариации:

$$X_4 = \begin{cases} X_1X_2 \\ X_1X_2 \\ X_1X_2 \\ X_1X_3 \end{cases}, \quad X_5 = \begin{cases} X_1X_3 \\ X_1X_3 \\ X_2X_3 \\ X_2X_3 \end{cases}, \quad X_6 = \begin{cases} X_2X_3 \\ X_1X_2X_3 \\ X_1X_2X_3 \\ X_1X_2X_3 \end{cases} \text{ и т.д.}$$

План ДФЭ 2^{7-4} приведен в табл. 4.6.

4.6. План ДФЭ 2^{k-u} ($K = 7$, $u = 4$)

X_1	X_2	X_3	$X_4 = X_1X_2$	$X_5 = X_1X_3$	$X_6 = X_2X_3$	$X_7 = X_1X_2X_3$
+	+	+	+	+	+	+
–	+	+	–	–	+	–
+	–	+	–	+	–	–
–	–	+	+	–	–	+
+	+	–	+	–	–	–
–	+	–	–	+	–	+
+	–	–	–	–	+	+
–	–	–	+	+	+	–

ПФЭ 2^3

Следует учитывать, что сокращение числа опытов в планах ДФЭ достигается благодаря заранее принятым предпосылкам о незначимости тех взаимодействий, которые использованы в качестве генераторов. Для плана, приведенного в табл. 4.6, можно построить модель, в которой не будет взаимодействий X_1X_2, X_1X_3, X_2X_3, $X_1X_2X_3$ (они использованы в качестве генераторов), а оценки факторов X_4, X_5, X_6 и X_7 будут смешанными, т.е. будут характеризовать суммарное воздействие на отклик фактора X_4 и взаимодействия X_1X_2, фактора X_5 и взаимодействия X_1X_3 и т.д.

Планы для построения моделей, описываемых полиномами второго порядка. Во избежание смешивания оценок коэффициентов модели часто используют трехуровневые планы, среди которых нужно особо выделить планы, близкие к D-оптимальным. Это насыщенные планы второго порядка, планы типа B_n, планы Бокса–Бенкина, Хартли–Коно, Хартли, Кифера, Вестлейка, Коно и др. Один из таких планов приведен в табл. 4.7.

Трехуровневые планы пригодны и для построения квадратичных моделей, имеющих вид

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^{K} b_i X_i + \sum_{i=1}^{K} \sum_{j=i+1}^{K} b_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^{K} b_{ii} X_i^2 + e.$$

Такие модели наиболее часто используют при решении экстремальных задач, их конструируют на основе экспериментов, проводимых по ортогональным центральным композиционным планам (ОЦКП) на кубе или шаре.

Построение ОЦКП осуществляют путем добавления к "ядру" плана

4.7. План Вестлейка для пяти факторов

X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
1	1	1	1	−1	1	0	0	0	0
1	1	−1	−1	−1	−1	0	0	0	0
−1	1	1	−1	−1	0	1	0	0	0
−1	1	−1	1	−1	0	−1	0	0	0
1	−1	1	1	1	0	0	1	0	0
1	−1	−1	−1	1	0	0	−1	0	0
−1	−1	1	−1	1	0	0	0	1	0
−1	−1	−1	1	1	0	0	0	−1	0
−1	1	−1	−1	1	0	0	0	0	1
−1	1	1	1	1	0	0	0	0	−1
1	1	−1	1	1	0	0	0	0	0
1	1	−1	−1	1					

"звездных" точек и опыта в центре плана (табл. 4.8). В качестве "ядра" используют планы 2^K или 2^{K-u} (планы ПФЭ предпочтительнее). Число "звездных" точек равно $2K$, а общее число точек плана в случае ПФЭ составляет $N = 2^K + 2K + 1$. Плечо "звездных" точек χ выбирают так, чтобы обеспечить ортогональность получаемого плана.

Ниже приведены значения K, N и χ.

K	2	3	4	5	6	7	8
N	9	15	25	27	45	79	81
χ	1	1,215	1,414	1,547	1,722	1,885	2,001

В случае $K = 5$ следует использовать генератор $X_5 = X_1X_2X_3X_4$, в случае $K = 6$ и $K = 7$ – генератор $X_6 = X_7 = X_1X_2X_3X_4X_5$, в случае $K = 8$ – генераторы $X_7 = X_1X_2X_3X_4$ и $X_8 = X_1X_2X_5X_6$.

Наиболее полные сведения о планах эксперимента для факторных и полиномиальных моделей имеются в литературном источнике [35]. Так, точные D-оптимальные планы на кубе и шаре пригодны не только для по-

4.8. ОЦКП для четырех факторов

Номер опыта	X_1	X_2	X_3	X_4	Примечание
1	1	1	1	1	
2	−1	1	1	1	
3	1	−1	1	1	
4	−1	−1	1	1	
5	1	1	−1	1	
6	−1	1	−1	1	
7	1	−1	−1	1	"Ядро плана"
8	−1	−1	−1	1	
9	1	1	1	−1	
10	−1	1	1	−1	
11	1	−1	1	−1	
12	−1	−1	1	−1	
13	1	1	−1	−1	
14	−1	1	−1	−1	
15	1	−1	−1	−1	
16	−1	−1	−1	−1	
17	1,414	0	0	0	
18	−1,414	0	0	0	
19	0	1,414	0	0	
20	0	−1,414	0	0	
21	0	0	1,414	0	"Звездные точки"
22	0	0	−1,414	0	
23	0	0	0	1,414	
24	0	0	0	−1,414	
25	0	0	0	0	Центр плана

4.9. Композиционный план второго порядка на шаре для трех факторов ($b = 0{,}577$, $N = 11$)

$-b$	b	$-b$	b	−1	1	0	0	0	0	0
$-b$	$-b$	b	b	0	0	−1	1	0	0	0
b	$-b$	$-b$	b	0	0	0	0	−1	1	0

4.10. Точный D-оптимальный план второго порядка на кубе для трех факторов ($a = 0{,}3$, $b = 0{,}2$, $N = 10$)

1	1	1	−1	a	−1	−1	$-b$	$-b$	1
−1	1	1	1	−1	a	−1	1	$-b$	$-b$
−1	−1	1	−1	1	1	$-a$	b	−1	1

строения полиномиальных моделей второго порядка, но и моделей нелинейных относительно коэффициентов. План второго порядка на шаре для трех факторов приведен в табл. 4.9. Для удобства размещения матрицы плана каждый ее столбец представлен как вектор координат точки плана в порядке X_1, X_2 и X_3 сверху вниз. Двумя вертикальными чертами отделена часть наблюдений, позволяющая получить независимые оценки коэффициентов линейной (относительно факторов) модели. Таким же образом, в табл. 4.10 представлен точный D-оптимальный план второго порядка на кубе.

ПРОГРАММА ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО РАСЧЕТА КОЖУХОТРУБНЫХ ТА С СЕГМЕНТНЫМИ ПЕРЕГОРОДКАМИ

Ниже представлен текст программы исследовательского расчета PIRS, использующей в качестве объекта расчетных исследований модель кожухотрубных ТА с сегментными перегородками, реализованную в подпрограмме TRUT.

Язык программирования: FORTRAN ЕС ЭВМ.

Описание основных параметров приведено в комментариях к подпрограммам KI, ALF, TRUT и в тексте программы PIRS. Кроме этого используются массивы, необходимые для обработки данных с помощью подпрограммы:

X – массив факторов;
Y – массив откликов;
B – массив оценок коэффициентов полиномиальной модели;
G – массив коэффициентов весомости;
IND – массив, определяющий вид модели;
YB, YD, A1, A2, A3, Z2, Z3 – вспомогательные массивы.

Массивы X и Y передаются в подпрограмму RAEF по списку формальных параметров, массив B, исходные данные для подпрограммы TRUT и результаты расчета передаются в подпрограммы и из подпрограмм с помощью общих областей COMMON.

Требуемые подпрограммы: TRUT, RAEF и все входящие в них подпрограммы.

Метод и последовательность работы: в начале работы программы PIRS осуществляется ввод общих исходных данных, необходимых для поверочного расчета всех

предусмотренных программой вариантов ТА. Затем осуществляется вариантный ввод данных, конкретизирующих конструкцию ТА, для которого имеются в наличии результаты испытаний. Экспериментальные данные для каждого эксплуатационного режима в цикле обрабатываются и сопоставляются с результатами расчета этой же конструкции ТА на рассматриваемом режиме, выполненного с помощью подпрограммы TRUT. Так выявляются поправочные коэффициенты, учитывающие отклонение экспериментальных данных от расчетных применительно к коэффициенту теплопередачи (СК), к потерям давления в межтрубном пространстве (CDP1) и потерям давления в трубах (CDP2). Эти коэффициенты на каждом эксплуатационном режиме запоминаются вместе с расчетными параметрами, предположительно влияющими на СК, CDP2 и CDP1. После того как проанализированы все варианты конструкций ТА, выбранные для настройки программы TRUT, осуществляется обращение к подпрограмме RAEF шаговой регрессии, которая находит наилучшие формы связи между откликами СК, CDP1, CDP2 и факторами α_1, α_2, Re_1, Re_2, $n_1 x$, $n_2 x$ и др. Подпрограмма RAEF работает без печати и после каждого обращения к ней массив коэффициентов B запоминается благодаря использованию вспомогательных массивов A1, A2 и A3.

Полученные на данном этапе работы программы PIRS модели настройки подпрограммы TRUT по выходным параметрам k, Δp_1 и Δp_2 необходимы в последующем вычислительном эксперименте для повышения достоверности результатов расчета.

План вычислительного эксперимента подготовляют одновременно с данными для настройки, т.е. заранее, и координаты каждой точки плана (значения факторов) представляют в натуральных переменных.

Описываемая программа предназначена для построения диагностических моделей ТА, откликами которых являются температурный перепад теплоносителя в межтрубном пространстве Δt_1, коэффициент теплопередачи k и потери давления Δp_1 и Δp_2. В качестве факторов выбраны объемные расходы G_{V1} и G_{V2} теплоносителей, входные температуры t_1' и t_2' теплоносителей, а также термическое сопротивление R_{31} загрязняющих отложений в межтрубном пространстве. Поэтому каждая точка плана представляет собой совокупность факторов (координат) G_{V1}, t_1', G_{V2}, t_2', R_{31} и для нее каждый раз рассчитываются значения откликов Δt_1, k, Δp_1 и Δp_2.

После того как все точки плана обсчитаны (найдены значения откликов с помощью настроенной программы TRUT), осуществляется обращение к подпрограмме RAEF, которая конструирует искомые модели типа

$$\Delta t_1 = f_1(G_{V1}, t_1', G_{V2}, t_2', R_{31});$$

$$k = f_2(G_{V1}, t_1', G_{V2}, t_2', R_{31});$$

$$\Delta p_1 = f_3(G_{V1}, t_1', G_{V2}, t_2', R_{31});$$

$$\Delta p_2 = f_4(G_{V1}, t_1', G_{V2}, t_2', R_{31});$$

Подпрограмма RAEF включает в модели только значимые функции факторов и взаимодействий. Так, если факторы G_{V1}, t_1' и R_{31} несущественно влияют на Δp_2, то они вряд ли будут включены в соответствующую диагностическую модель. Последовательность работы подпрограммы RAEF при конструировании моделей фиксируется с помощью печати на АЦПУ.

Текст программы PIRS приведен ниже (программа 4.5).

ПРОГРАММА 4.5

```
C   ПРОГРАММА ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО РАСЧЕТА КОЖУХОТРУБНОГО ТА .
C   С СЕГМЕНТНЫМИ ПЕРЕГОРОДКАМИ
```

```
C   ЦЕЛЬ – ПОЛУЧЕНИЕ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ДИАГНОСТИКИ ТА
      DIMENSION X(500,10),Y(500,5),G(500),YB(500),
     2YD(500),B(70),IND(200),A1(70),A2(70),A3(70),
     3Z2(100,5),Z3(100,5)
C   ОБЩИЕ ОБЛАСТИ ПОДПРОГРАММЫ TRUT
C   СМ. 23 КАРТЫ, ОПИСЫВАЮЩИЕ ОБЛАСТИ
C   COMMON ПОДПРОГРАММЫ TRUT
C   ОБЩИЕ ОБЛАСТИ ПОДПРОГРАММЫ RAEF
      COMMON /U01/IP,IND,KP
     2/U02/NF,N,IT1,IT2,IT3,IT4,IT5,IST,NZ,NY
     3/U03/Q,G,YB,YD,B,EPS/U04/L,JB
      Q=.05
      I=0
      EPS=.001E-3
      NY=0
C   ОБЩИЙ ВВОД
      READ 1,DM,DVN,ULAM2,HATR2,DEL2,GME,TAU,DG,
     *R3M,R3PV,R3MV,DZAG,PTR,SHAG,DT1,DT2,
     *D,T1,TM1,VMSK,TAUR,CT,CR,PRO,
     *PMT,PSH,PPT,CK,CAF,P2K,P2P,PGNV,
     *PGL,PRIAM,CDP1,CDP2,G1,G2,PECH,CAF2
      READ 2,NEF,NQV,IT1,IT2,IT3,IT4,IT5,IP,IST
C   ВАРИАНТНЫЙ ВВОД
      READ 1,DBVN,DBO,DKOR,HSEG,DLP,DLP1,DEL1,DM1,
     *S1,S2,ULAM1,HATR1,AM,BM,HAM20,TOL
      DO 4 I3=1,NQV
      READ 2,NMTR,NM1X,NM2X,NQ,NG,IZI,NP,NMS,NS
    2 FORMAT(9I5)
C   ВВОД ДАННЫХ О РАБОТЕ ДАННОГО ТА НА РЕЖИМАХ
C   NQV – ЧИСЛО РАССМАТРИВАЕМЫХ ТА ДЛЯ НАСТРОЙКИ ПРОГРАММЫ TRUT
C   NQ – ЧИСЛО РАССМАТРИВАЕМЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДАННОГО ТА
      DO 4 I4=1,NQ
      READ 1,G1,G2,T1,TM1,DDT1,DP1,DDT2,DP2
    1 FORMAT(8F10.6)
      I=I+1
      CALL TRUT
      QE=G1*CP1*DDT1*1000.
      T2=T1-DDT1
      TM2=TM1+QE/G2/1000./CP2
      TM=TM1+.5*DDT2
      T=TM+DTCR
      CALL FP
C   ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАПАСА
C   ВАРИАНТНЫЙ ВВОД ОРГАНИЗОВАН ТАК, ЧТО ПОСЛЕДНИМИ ВВОДЯТСЯ
C   ДАННЫЕ О КОНСТРУКЦИИ ТА, ДЛЯ КОТОРОГО НУЖНО ПОЛУЧИТЬ
C   ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ
      CALL KI
      PRIAM=0.
      CALL DTT
      PRIAM=1.
C   ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ
```

```
      KE=QE/F/DTCR
C     ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАПАСА
      Y(I,1)=KE/FLOAT(K)
      Y(I,2)=DP1/POTDA1/1.E6
C  DP1 - ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В МЕЖТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВЕ, МПА
C  DP2 - ТО ЖЕ, В ТРУБАХ, МПА (ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ)
      Y(I,3)=DP2/POTDA2/1.E4
      X(I,1)=ALFA1
      X(I,2)=ALFA2
      X(I,3)=NM1X
      Z2(I,1)=RE1
      Z2(I,2)=NM1X
      Z3(I,1)=RE2
      Z3(I,2)=NM2X
      Z3(I,3)=QL
    4 CONTINUE
      N=I
      DO 11 I2=1,N
   11 G(I2)=1.
      L=1
      NF=4
      KP=3
      CALL RAEF(X,Y)
      A01=B(IP+1)
      DO 5 J=1,N
      A1(J)=B(J)
      X(J,1)=Z2(J,1)
    5 X(J,2)=Z2(J,2)
      L=2
      NF=3
      KP=2
      CALL RAEF(X,Y)
      A02=B(IP+1)
      DO 6 J=1,N
      A2(J)=B(J)
      DO 6 I=1,3
    6 X(J,I)=Z3(J,I)
      L=3
      NF=4
      KP=3
      CALL RAEF(X,Y)
      A03=B(IP+1)
      DO 7 J=1,N
    7 A3(J)=B(J)
C     РЕАЛИЗАЦИЯ ПЛАНА ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА
C     ВЫБРАН ПЛАН № 199, РАВНОМЕРНЫЙ НА СФЕРЕ ДЛЯ ПЯТИ ФАКТОРОВ
C     (ТАБЛИЦЫ ПЛАНОВ ЭКСПЕРИМЕНТА ДЛЯ ФАКТОРНЫХ И ПОЛИНОМИАЛЬНЫХ
C     МОДЕЛЕЙ / ПОД РЕД. В.В. НАЛИМОВА. - М.: МЕТАЛЛУРГИЯ, 1982.)
      DO 8 I=1,31
      READ 3,V1,V2,T1,TM1,R3M,VN,VF
    3 FORMAT(5F10.6)
```

```
C   ОБЪЕМНЫЕ СКОРОСТИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ V1 И V2 ИСПОЛЬЗОВАНЫ
C   ИЗ СООБРАЖЕНИЙ УДОБСТВА ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА В ЭКСПЛУАТАЦИИ
      T=T1-4.
      TM=TM1+2.
      CALL FP
      CK=1.
      CDP1=1.
      CDP2=1.
      G1=V1*HAM1/3600.
      G2=V2*HAM2/3600.
      GALL TRUT
      CK=A01+A1(1)*ALFA1+A1(2)*ALFA2+A1(3)*NM1X+
     *A1(4)*ALFA1*ALFA1+A1(5)*ALFA1*ALFA2+
     *A1(6)*ALFA1*NM1X+A1(7)*ALFA2*ALFA2+
     *A1(8)*ALFA2*NM1X+A1(9)*NM1X*NM1X
      CDP1=A02+A2(1)*RE1+A2(2)*NM1X+A2(3)*
     *RE1*RE1+A2(4)*RE1*NM1X+A2(5)*NM1X*NM1X
      CDP2=A03+A3(1)*RE2+A3(2)*NM2X+A3(3)*QL+
     *A3(4)*RE2*RE2+A3(5)*RE2*NM2X+A3(6)*RE2*QL*
     *A3(7)*NM2X*NM2X+A3(8)*NM2X*QL+A3(9)*QL*QL
      CALL TRUT
C   ФОРМИРОВАНИЕ МАССИВОВ ОТКЛИКОВ И ФАКТОРОВ
      Y(I,1)=T1-T2
      Y(I,2)=POTDA1/1.E6
      Y(I,3)=POTDA2/2.E6
      Y(I,4)=Q1/F/DTCL
      X(I,1)=V1
      X(I,2)=T1
      X(I,3)=V2
      X(I,4)=TM1
      X(I,5)=R31
    8 CONTINUE
      NF=9
      KP=5
C   ПОДГОТОВКА К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ПОДПРОГРАММЫ RAEF
      NZ=NF-KP
      N=31
      IT1=1
      IT5=1
C   ПОЛУЧЕНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ТА
      DO 9 L=1,4
    9 CALL RAEF(X,Y)
      PRINT 10
   10 FORMAT(/50X,'КОНЕЦ ПРОГРАММЫ')
      STOP
      END
```

4.5. ОПТИМИЗАЦИЯ ТА

Решение оптимизационных задач сталкивается с рядом проблем, главными из которых являются формулирование смысла и выбор метода по-

строения критерия оптимальности, создание математической модели оптимизируемого объекта и выбор метода решения оптимизационной задачи.

Применительно к ТА в качестве критериев оптимальности чаще всего используют показатели эффективности, описанные в подразд. 1.4, а методы построения математических моделей ТА описаны в разделах 2 – 4.

МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ ОПТИМИЗАЦИОННЫХ ЗАДАЧ

Аналитические методы образуют первую группу. Основным признаком этих методов является описание условий задачи оптимизации в аналитическом виде с целью получения решения в замкнутой форме. Формальное описание задачи требует введения многих упрощений, а также идеализации рассматриваемых процессов.

Алгоритмические методы образуют вторую группу. Они предписывают последовательность действий, осуществление которых приводит к некоторому конкретному решению.

Аналитические методы. При решении частных задач оптимизации ТА, например задач выбора наилучших форм и размеров теплопередающей поверхности при определенных ограничениях, аналитическим методом путем детальных аналитических описаний выводят функционал (функцию) критерия оптимальности, например, приведенных затрат. Вывод такого функционала требует прежде всего высокой квалификации специалиста, решающего оптимизационную задачу, потому что важно не только описать аналитически связь критерия оптимальности с такими показателями ТА, как коэффициент теплопередачи, тепловой поток, что само по себе сложно, но и ввести в модель функции, воссоздающие взаимосвязь выбранных показателей с оптимизируемыми величинами. Как правило, на всех уровнях аналитических описаний необходимо проявить гибкость с тем, чтобы, вводя различного рода упрощения и идеализации, получить дифференцируемый функционал.

С помощью выведенного функционала строят графики многопараметровых характеристик ТА, на основе анализа которых делают заключение о стационарной области (области оптимума). В отдельных случаях графики строят с целью проверки на локальность координат экстремумов, которые получают приравниванием нулю градиента функционала (задачи частной оптимизации ТА относятся к классу детерминированных задач для статических систем, свойства которых не изменяются во времени, а состояние характеризуется совокупностью констант).

Необходимо учитывать, что на основе аналитических методов ввиду множества допущений и идеализаций фактически вместо поставленной задачи решается совсем другая, т.е. при оптимизации используется математическая модель ТА, адекватность которой может быть поставлена под сомнение. Кроме того, выведенные функционалы имеют узкую область

применения, ограниченную только той конструкцией ТА, для которой применим тип использованных уравнений подобия. Изменение режима движения теплоносителей, формы теплопередающей поверхности (например, вместо гладких труб — оребренные) и другие мероприятия, которые обусловливают трансформацию описания граничных условий теплообмена и гидродинамики, при аналитическом подходе не могут быть приняты во внимание.

Применение аналитических методов ограничено при оптимизации ТА с системных позиций, потому что критерием оптимальности в этом случае служит показатель эффективности не ТА, а системы, составной частью которой является рассматриваемый аппарат. В связи с этим аналитическое описание функции связи критерия и оптимизируемых параметров еще более затруднено, а в большинстве случаев без предварительных физических или вычислительных экспериментов, по результатам которых эта функция может быть идентифицирована, вообще невозможно.

Методы оптимизации с использованием ЭВМ. Алгоритмические методы оптимизации не требуют описания условий задачи в аналитическом виде, хотя некоторые из них используют более или менее детализированную математическую модель объекта оптимизации, в которую в явном или в неявном виде заложены функции, описывающие взаимосвязь критериев оптимальности с оптимизируемыми параметрами. Применительно к ТА некоторые модели являются подробным детерминированным описанием процессов, происходящих в различных точках поверхности теплообмена.

В случае оптимизации отдельных аппаратов по частным критериям алгоритмические методы можно разделить на две группы.

Первая группа методов предполагает определение координат стационарных точек (областей) с помощью статистических (регрессионных) моделей, откликами которых является критерий оптимальности, а факторами — оптимизируемые величины и параметры. Такие модели получают экспериментально на физических или математических (детерминированных) моделях объектов. Как правило, статистические модели не учитывают сущности физических процессов, происходящих в объектах, но это по условиям задачи не имеет значения. По сравнению с аналитическими методами, статистические модели адекватны описываемым объектам, поскольку проходят соответствующую проверку, основанную на статистическом оценивании гипотез.

Рассматриваемая группа методов относится к классу прямых (проекционных) методов, основанных на предварительной аппроксимации исходного функционального уравнения (уравнений) и последующем точном решении его аппроксимирующего аналога, что становится возможным благодаря введению дополнительных ограничений на класс искомых управлений, определяющих факторное пространство. Решение осуществляется

методами линейного или нелинейного программирования, а также градиентными методами.

Вторая группа автоматизированных методов оптимизации предполагает нахождение оптимальных условий непосредственно на объекте без использования статистической модели, причем объектом может быть физическая или детерминированная математическая модель, которая описывает процессы, происходящие в ТА, с той или иной степенью приближения, но все же адекватно. Если эксперимент с целью параметрической оптимизации проводится в производственных условиях и сопровождается дрейфом параметров, то эффективный поиск стационарной области может быть осуществлен с помощью метода эволюционного планирования. Также эффективны, но применимы и для вычислительных экспериментов симплексный метод и методы случайного поиска.

Последовательный симплексный метод является перспективным для вычислительных экспериментов, осуществляемых в режиме диалога с персональным компьютером типа "Искра-226" или "ДВК-3", на внешних носителях которого записана программа, представляющая собой реализацию детермированной математической модели ТА с распределенными или сосредоточенными параметрами. В основу метода положен принцип перемещения факторного симплекса к стационарной области при минимально возможном числе опытов, проводимых для определения направления движения.

Число N опытов, необходимых для достижения стационарной области, при использовании симплексного метода даже в случае двумерного факторного пространства может быть слишком велико. Поэтому целесообразно ориентироваться на проекционные методы решения оптимизационных задач, предполагающих при движении к оптимуму создание и анализ статистических моделей объекта.

Метод крутого восхождения (метод Бокса–Уилсона) синтезирует лучшие черты градиентных методов оптимизации и метода Гаусса–Зейделя. Создатели метода заимствовали от градиентных методов движение вдоль вектора-градиента, определенного в области исходной (базовой) точки, а от метода Гаусса–Зейделя – принцип продвижения не на один рабочий шаг, как в градиентных методах, а до достижения частного экстремума функции отклика на направлении градиента, без его корректировки на каждом рабочем шаге. Подробные опыты планируются с помощью ПФЭ или ДФЭ.

ОПТИМИЗАЦИЯ ДИСКРЕТНО ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ ПАРАМЕТРОВ

Аналитические и алгоритмические методы оптимизации применяют для поиска наилучших значений непрерывно изменяющихся параметров ТА. Имеются в виду режимные параметры (температура, давление, расход,

концентрация) и конструктивные параметры (рабочая длина труб, длина труб между перегородками, высота пластин, высота набивки, диаметр ротора, высота выреза окна перегородки, диаметры дискокольцевых перегородок, высота и шаг выступов накатки труб и т.д.), которые отличаются в рассматриваемой при оптимизации области непрерывным характером изменения.

Вместе с этим часто нужно решать задачи оптимизации по каким-либо критериям конструктивных параметров ТА с ярко выраженным дискретным (прерывистым) характером изменения. Если параметры являются дискретными и могут изменяться в определенной последовательности, но их можно считать непрерывно изменяющимся (диаметр труб, толщина ребер, шаг разбивки труб в пучке, шаг ребер, диаметр гранул, типоразмер сетки и т.д.), то задача оптимизации может быть решена одним из рассмотренных выше методов с последующим округлением оптимальной координаты до ближайшего дискретного значения оптимизируемого параметра.

Если параметрами являются дискретные признаки конструктивно-компоновочного типа теплообменного оборудования, например коридорная или шахматная компоновка пучка труб, схема тока, регенеративный или рекуперативный тип аппарата и т.д., то в этом случае нельзя принимать допущение о непрерывном характере изменения параметров. Для оптимизации таких признаков наиболее эффективен метод сеток (перебора). Метод сплошного перебора используют при малой размерности задач ($K < 5$). При большой размерности оптимизационных задач их сводят к линейным целочисленным задачам или к задачам нелинейного дискретного программирования. В последнем случае эффективное решение может быть получено с помощью методов направленного перебора.

Решение задач оптимизации ТА даже в случае использования частных критериев оптимальности требует участия коллектива специалистов различного профиля. Это тем более необходимо при оптимизации теплообменного оборудования с позиций системного подхода, который требует подчинения частных оптимизационных задач задаче оптимизации системы в целом.

ОПТИМИЗАЦИЯ С ПОЗИЦИЙ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА

В качестве критерия оптимальности принимают наиболее объективный экономический показатель, который учитывает полезную работу, выполняемую системой, ее социальный и экологический эффект, капиталовложения, отнесенные к нормативному сроку окупаемости, эксплуатационные расходы и т.п. В ряде отраслей промышленности в качестве такого критерия приняты приведенные или удельные приведенные затраты З.

Задача оптимизации теплообменного оборудования систем может быть решена с использованием основных положений системного анализа тремя различными путями.

Первый путь основан на анализе представляемой в явном или неявном виде функции отклика, где откликом является системный критерий З, а факторами — оптимизируемые параметры конкретных аппаратов. Тем самым предполагается, что состав теплообменного оборудования, топология и структура системы неизменны, и требуется выявить наилучшие характеристики элементов системы, в том числе ТА. Рассматриваемый путь связан с необходимостью проведения натурных экспериментов, например длительных испытаний ГТУ с различными типами насадки регенеративного ТА, что сопряжено с непропорционально большими затратами времени и материальных средств по сравнению с получаемым эффектом при создании адекватной математической модели системы, при автоматизированном анализе которой могут быть выделены оптимизационные модели. Даже в случае простых систем адекватная математическая модель системы будет состоять из множества взаимосвязанных детерминированных и стохастических моделей, одновременная или последовательная реализация которых затруднена на мощных быстродействующих ЭВМ, а, главное, затраты на создание моделей, моделирование и оптимизацию в этом случае не окупятся эффективностью оптимизации ТА.

Приемлемым решением является создание быстрых алгоритмов, основанных на упрощенных моделях. С их помощью получают эскиз оптимизации и формируют список вариантов, исключая непригодные, который подробно анализируют с помощью полных моделей. При работе с упрощенными и полными моделями (быстрыми и поверочными алгоритмами) важное значение имеет промежуточное звено — совокупность расчетов, называемая буферной системой и предназначенная для уточнения оценочных расчетов с помощью теории возмущений. Рассматриваемый путь решения системных задач редко применяют для оптимизации теплообменного оборудования.

Второй путь основан на подходе, используемом часто при практическом решении задач оптимизации параметров и профиля теплоэнергетических установок. Задачу оптимизации системы условно разделяют на две части.

В первой части оптимизируют непрерывно изменяющиеся параметры теплоносителей, которые охлаждаются (нагреваются) в ТА и циркулируют в системе, обеспечивая работоспособность ее элементов. Например, если рассматривать ДВС как систему, предназначенную выполнять определенную работу при существующих ограничениях с минимальными затратами, то в первой части оптимизационной задачи следует выявить оптимальные по системному критерию З параметры подсистем охлаждения, воздухоснабжения, подготовки топлива и смазочной (расходы, давления, температуры, вязкости и т.п.), которые классифицируются как непрерывно изменяющиеся. Задача эта довольно трудоемкая и непростая, потому что требует адекватного математического описания взаимосвязанных физических

процессов, протекающих в элементах системы (в рабочем цилиндре, в полостях охлаждения, в узлах трения, в турбокомпрессоре, в топливной аппаратуре и т.д.). На практике создается совокупность взаимосвязанных детермированных (полных) или упрощенных моделей с буферными элементами, по результатам вычислительного эксперимента с которыми создаются оптимизационные модели, при этом поиск оптимальных параметров осуществляют методами линейного и нелинейного программирования, градиентными методами, методами случайного или направленного поиска.

Во второй части задачи оптимизации системы производится оптимизация структур подсистем, их топологии и осуществляется выбор наилучших конструкций оборудования путем анализа перспективных вариантов, поставленных в наиболее выгодные условия благодаря решению первой части задачи для каждого из них. Эта часть задачи имеет ярко выраженный комбинаторно-дискретный характер, тем более что для каждого варианта структуры подсистем и их топологии необходимо рассматривать множество вариантов конструкций ТА, выбираемых из типоразмерных рядов. На данном этапе анализируется в основном стандартное оборудование, причем сравниваемых вариантов конструкций ТА может быть так много, что потребуется "сжатие" сформированного множества. При анализе вариантов руководствуются прежде всего инженерным опытом, формальные методы используются лишь в завершающей стадии поиска.

Выбор оптимального варианта конструкции того или иного аппарата осуществляют методом прямого упорядочения вариантов по критерию оптимальности или методом направленного поиска и анализа вариантов. Поскольку сравниваемые варианты поставлены в оптимальные с точки зрения системы условия и призваны их обеспечивать, то критерий оптимальности может быть не связан с системой. В этом случае лучше всего использовать комплексные показатели эффективности, характеризующие различные стороны совершенства конструкций ТА. Опыт комплексной оптимизации систем показывает, что нецелесообразно формализовывать задачу настолько, чтобы получить единственное решение. Более правильно представить конструктору право выбора из нескольких конструкций, составляющих подмножество "хороших" решений.

Это подмножество формируют различными способами. Один из них основан на контрольных пределах и реализует следующие процедуры.

1. Неформально формируется выборка из N вариантов конструкций ТА.

2. Подсчитывается математическое ожидание критерия оптимальности $\overline{\text{КП}} = \sum_{i=1}^{N} \text{КП}_i/N$, где КП_i – значения критерия для i-го варианта.

3. Рассчитывается среднее квадратическое отклонение в предположении о нормальном законе распределения отклонений

$$\sigma_{КП} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N} (\overline{КП} - КП_i)^2}{N - 1}}.$$

4. Определяется весовой множитель

$$a_N = \frac{2}{N + 1}.$$

5. По таблицам t-распределения при принятой доверительной вероятности и объеме выборки N определяется t-статистика Стьюдента (t_c).

6. Рассчитываются нижний контрольный предел (НКП) и верхний контрольный предел (ВКП) (рис. 4.7):

$$НКП = \overline{КП} - t_c \sigma_{КП} \sqrt{\frac{a_N}{2 - a_N}};$$

$$ВКП = \overline{КП} + t_c \sigma_{КП} \sqrt{\frac{a_N}{2 - a_N}}.$$

Подмножество вариантов, которое при данной доверительной вероятности ограничено ВКП и НКП (доверительными пределами среднего), есть средние решения. Из подмножества вариантов, для которых КП > > ВКП, – оптимальные решения, предстоит неформально выбрать единственное.

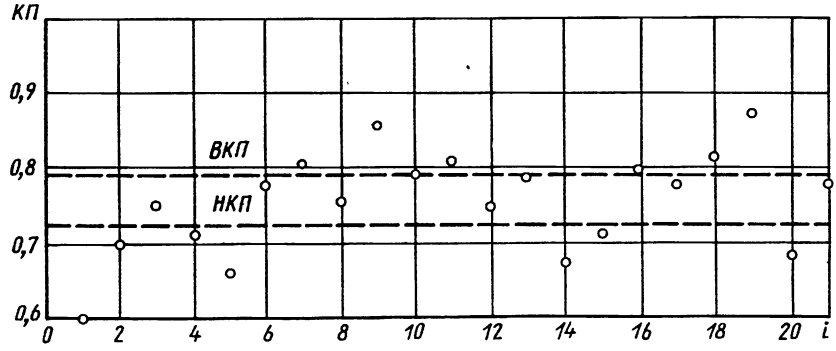


Рис. 4.7. Формирование подмножества оптимальных решений с помощью контрольных пределов

Третий путь решения задачи оптимизации теплообменного оборудования систем включает два этапа. На первом этапе устанавливается функциональная связь между критерием оптимальности З и основными показателями системы, на которые прямо влияет эффективность работы ТА. Однозначное задание типа системы, конструктивно-компоновочных характеристик и значений непрерывно или дискретно изменяющихся параметров исключает прерывистость функционала З, что позволяет для определения допустимых областей изменения основных показателей системы применить уже описанные выше методы поиска оптимальных условий управления.

На втором этапе формируется множество вариантов конструкций ТА, удовлетворяющих существующим условиям эксплуатации и ограничениям. Упорядочение образованного множества вариантов осуществляется с помощью критерия оптимальности комплексного типа, который включает показатель влияния работы ТА на функционирование системы. В связи с этим приходится решать непростые задачи построения функций цели, описывающих взаимосвязь основных показателей системы и непрерывно изменяющихся показателей ТА, а также функций шкалирования, необходимых для введения показателей влияния в состав комплексного показателя. После решения этих задач процедуры выбора оптимального варианта конструкции ТА ничем не отличаются от рассмотренных выше.

5. АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТА

5.1. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ И СТРУКТУРА АП

Проектирование ТА – процесс составления описания, необходимого для создания в заданных условиях еще не существующего ТА, на основе первичного описания этого ТА преобразованием (в ряде случаев неоднократным), оптимизацией заданных характеристик ТА и алгоритма и его функционирования, устранением некорректности первичного описания и последовательным представлением описаний на различных языках. Проектирование, при котором все преобразования описаний ТА и алгоритма его функционирования, а также представление описаний на различных языках осуществляются взаимодействием человека и ЭВМ, называют автоматизированным (АП). Выделяют три уровня (этапа) автоматизации проектных работ:

1) автоматизация рутинных (нетворческих, полностью формализованных) работ при отсутствии автоматизации процессов принятия решения;

2) автоматизация сложных задач и комплексов задач, автоматизация решения оптимизационных задач, создание библиотек, программ различной направленности и информационных файлов;

3) создание САПР, представляющих собой комплекс средств АП, взаимосвязанных с необходимыми подразделениями проектной организации или коллективом специалистов (пользователем системы). При работе САПР на основе имеющегося математического обеспечения производится автоматическое принятие решений по вопросам стратегии проектирования и выбора средств решения тех или иных задач, однако

это не исключает участие человека в процессе проектирования ТА, которое может быть осуществлено различными способами, в том числе и с помощью прямого диалога человек – ЭВМ.

В машиностроении ТА являются вспомогательным оборудованием. С их помощью осуществляется нагрев или охлаждение сред, участвующих в преобразованиях энергии или обеспечивающих спецификационное функционирование узлов машин, систем и т.д. В химической, пищевой, нефтегазовой отраслях промышленности, а также в криогенной технике ТА являются основными элементами технологических линий производств и поэтому правомочна постановка вопроса о создании САПР аппаратов для этих отраслей. Для нужд космической техники, авиации, транспортного и энергетического машиностроения целесообразно создание подсистем АП ТА, входящих составными частями в отраслевые или подотраслевые САПР. Структура подсистем САПР должна отвечать комплексу стандартов и руководящих документов (РД) по их созданию и внедрению. Кроме того, как развивающаяся система она должна отвечать следующим требованиям:

обеспечивать решение всех задач, возникающих при проектировании ТА на основе новейших достижений науки и техники;

формировать методический и информационный фонд на базе данных об исследованиях ТА и их эксплуатации в рассматриваемой и смежных областях техники;

осуществлять решение одних и тех же задач на разных уровнях проектирования при различном объективно обусловленном объеме исходных данных;

допускать дальнейшее развитие, усовершенствование и расширение системы без каких-либо значительных изменений в структуре и составе;

обеспечивать участие человека на той или иной стадии развития подсистемы;

предусматривать подключение новых технических средств, обеспечивающих максимальное удобство диалога и наиболее полный объем выходной информации;

осуществлять самообучение подсистемы в процессе ее эксплуатации.

ДОКУМЕНТАЦИЯ

Из комплекса стандартов и РД можно выделить семь групп.

Группа 0 – "Общие положения САПР". Устанавливаются термины и определения, принципы создания и границы систем, связь с другими системами, стадии разработки, виды и комплектность документации по стадиям, порядок организации ввода систем в эксплуатацию, классификация систем, оценка показателей качества их разработки и функционирования.

Группа 1 – "Организационно-методическое обеспечение САПР". Включает документы по правилам разработки, оформления и утверждения проектной документации на создание САПР для всех стадий проектирования, а также по порядку ведения проектного оборудования организаций и правилам проведения конструкторских разработок и технологического проектирования.

Группа 2 – "Математическое обеспечение САПР". Определяются общие требования к созданию математических моделей (ММ) объектов, к методам и алгоритмам выполнения проектных процедур, используемых при АП. На уровне РД регламентируются типовые правила выбора варианта проектного решения и методы моделирования объектов или процессов.

Группа 3 – "Лингвистическое обеспечение САПР". Формулируются общие требования к совокупности языков, применяемых для описания процедур АП и проектных решений. Основная часть лингвистического обеспечения – языки диалога человек – ЭВМ. Классификация языков САПР приведена на рис. 5.1. Из языков программирования наибольшее распространение получил ФОРТРАН, для описания невычислительных процедур используются: ПЛ/1; ПАСКАЛЬ, АДА; СИ.

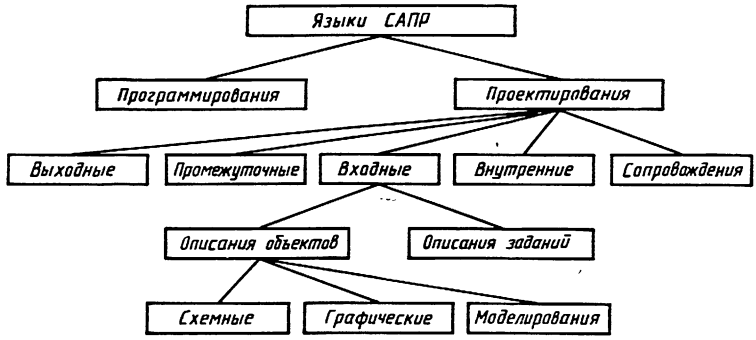


Рис. 5.1. Классификация языков САПР

Группа 4 – "Информационное обеспечение САПР". Регламентируются общие требования к созданию информационного обеспечения, классификация и правила построения информационно-поисковых систем конструкторско-технологического назначения, правила ведения, контроля и корректировки информационных массивов, правовые аспекты документации на машинных носителях, структура баз данных, средства и методы защиты информации.

Группа 5 – "Программное обеспечение САПР". Определяются требования к созданию программного обеспечения мониторной системы и диалоговых систем, типовой состав общего программного обеспечения систем различных уровней, правила разработки и применения пакетов прикладных программ (ППП), совместимости программного обеспечения для ЭВМ различного типа.

Группа 6 – "Техническое обеспечение САПР". Регламентируются общие требования к выбору технического обеспечения САПР, методы построения и типовые структуры внешней памяти базовой вычислительной системы, типовые структуры комплексов технических средств.

Ниже перечислены государственные стандарты, используемые при АП.

ГОСТ 2.101–68*. ЕСКД. Виды изделий.

ГОСТ 2.102–68*. ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов.

ГОСТ 2.103–68*. ЕСКД. Стадии разработки.

ГОСТ 2.105–79*. ЕСКД. Общие требования к текстовым документам.

ГОСТ 2.106–68*. ЕСКД. Текстовые документы.

ГОСТ 2.108–68*. ЕСКД. Спецификация.

ГОСТ 2.109–73*. ЕСКД. Основные требования к чертежам.

ГОСТ 2.112–70*. ЕСКД. Ведомость держателей подлинников.

ГОСТ 2.113–75*. ЕСКД. Групповые и базовые конструкторские документы.

ГОСТ 2.118–73*. ЕСКД. Техническое предложение.

ГОСТ 2.120–73*. ЕСКД. Технический проект.

ГОСТ 14.401–73. ЕСТПП. Правила организации работ по механизации и автоматизации инженерно-технических задач и задач управления технологической подготовки производства.

ГОСТ 14.408–83. ЕСТПП. Автоматизированная система технологической подготовки производства. Формирование информационных массивов.

ГОСТ 15.001–73*. Система разработки и постановки продукции на производство. Разработка и постановка продукции на производство. Основные положения.

ГОСТ 16325–76***. Машины вычислительные электронные цифровые общего назначения. Общие технические требования.

ГОСТ 19.002–80. ЕСПД. Схемы алгоритмов и программ. Правила выполнения.

ГОСТ 19.003–80. ЕСПД. Схемы алгоритмов и программ. Обозначения условные графические.

ГОСТ 7.32–81*. Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Отчет о научно-исследовательской работе. Общие требования и правила оформления.

ГОСТ 20886–85. Организация данных в системах обработки данных. Термины и определения.

ГОСТ 22487–77. Проектирование автоматизированное. Термины и определения.

ГОСТ 23501.101–87. Системы автоматизированного проектирования: Основные положения.

ГОСТ 24.601–86. Единая система стандартов автоматизированных систем управления. Автоматизированные системы. Стадии создания.

ГОСТ 23501.10–81*. Системы автоматизированного проектирования. Виды и комплектность документов.

ГОСТ 19.001–77. ЕСПД. Общие положения.

ГОСТ 19.101–77*. ЕСПД. Виды программ и программных документов.

ГОСТ 19.102–77. ЕСПД. Стадии разработки.

ГОСТ 19.103–77. ЕСПД. Обозначение программ и программных документов.

ГОСТ 19.104–78*. ЕСПД. Основные надписи.

ГОСТ 19.105–78*. ЕСПД. Общие требования к программным документам.

ГОСТ 19.106–78*. ЕСПД. Требования к программным документам, выполненным печатным способом.

ГОСТ 19.201–78*. ЕСПД. Техническое задание. Требования к содержанию и оформлению.

ГОСТ 19.202–78*. ЕСПД. Спецификация. Требования к содержанию и оформлению.

ГОСТ 19.401–78*. ЕСПД. Текст программы. Требования к содержанию и оформлению.

ГОСТ 19.402–78*. ЕСПД. Описание программы.

ГОСТ 19.403–79. ЕСПД. Ведомость держателей подлинников.

ГОСТ 19.501–78. ЕСПД. Формуляр. Требования к содержанию и оформлению.

ГОСТ 19.502–78*. ЕСПД. Описание применения. Требования к содержанию и оформлению.

ГОСТ 19.503–79*. ЕСПД. Руководство системного программиста. Требования к содержанию и оформлению.

ГОСТ 19.504–79*. ЕСПД. Руководство программиста. Требования к содержанию и оформлению.

ГОСТ 19.505–79*. ЕСПД. Руководство оператора. Требования к содержанию и оформлению.

ГОСТ 19.506–79*. ЕСПД. Описание языка. Требования к содержанию и оформлению.

ГОСТ 19.507–79*. ЕСПД. Ведомость эксплуатационных документов.

ГОСТ 19.601–78. ЕСПД. Общие правила дублирования, учета и хранения.

ГОСТ 19.602–78. ЕСПД. Правила дублирования, учета и хранения программных документов, выполненных печатным способом.

ГОСТ 19.603–78*. ЕСПД. Общие правила внесения изменений.

ГОСТ 19.604–78*. ЕСПД. Правила внесения изменений в программные документы, выполненные печатным способом.

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ПОДСИСТЕМ АП

Подсистема АП ТА является объектно-ориентированной, а не инвариантной, как, например, подсистемы управления САПР, диалоговых процедур, численного анализа, ввода, обработки и вывода графической информации и информационно-поисковых процедур. Подсистема АП должна быть ориентирована на ТА определенного класса (вида), которые могут быть применены в требуемых условиях. Вместе с этим при создании подсистемы АП должны быть использованы следующие общесистемные принципы: включения, системного единства; развития; комплексности; информационного единства; совместимости; инвариантности.

Принцип включения предусматривает подчинение требований создания, развития и функционирования подсистемы задачам совершенствования объекта, системы, отрасли и т.д. Эти требования формулируются со стороны САПР в целом.

Принцип системного единства состоит в том, что на всех стадиях создания, функционирования и развития САПР подсистема АП должна сохранить все связи с другими подсистемами.

Принцип развития требует наращивания и совершенствования компонентов САПР и связей между ними. Компонентом САПР называется элемент средства обеспечения, выполняющий определенную функцию в подсистеме.

Принцип комплексности заключается в том, что САПР должна обеспечивать связность проектирования ТА и всего объекта в целом на всех стадиях. Для этого в подсистеме АП должны быть предусмотрены компоненты САПР, осуществляющие комплексное согласование и контроль характеристик ТА и объекта в целом.

Принцип информационного единства требует, чтобы в подсистеме АП использовались термины, символы, условные обозначения, проблемно-ориентированные языки программирования и способы представления информации, установленные в отраслях соответствующими нормативными документами.

Принцип совместимости состоит в том, что языки, символы, коды, информационные и технические характеристики структурных связей подсистемы АП с другими подсистемами должны быть согласованы таким образом, чтобы обеспечивалось совместное функционирование всех подсистем и сохранялась открытая структура системы в целом.

Принцип инвариантности требует инвариантности подсистемы к проектируемым объектам. При проектировании ТА должен пониматься как требование к максимально возможной универсализации проектных модулей.

Подсистема АП должна создаваться с учетом перечисленных требований независимо от других подсистем САПР в ведущих проектных и конструкторских организациях отрасли. Важно предусматривать тиражирование ППП и отдельных программ с целью распространения в небольших проектно-конструкторских организациях наиболее прогрессивных, а также типовых, стандартных методов расчетов ТА, различных нормативных и справочных данных. Все это предопределяет высокую эффективность подсистемы АП, поскольку даже небольшая проектная организация получает возможность применять самые совершенные методы проектирования ТА, заимствуя их у организаций – разработчиков САПР.

Работы по созданию подсистем АП ТА имеют ярко выраженную отраслевую специфику. Методы проектирования ТА должны опираться на многолетний инженерный опыт, нормативы, стандарты, учитывать общую организацию работ в отрасли.

Для обеспечения возможности проектирования ТА сложной конструкции необходимо использовать следующие общесистемные принципы: декомпозиции (блочности); иерархичности описания; многоэтапности и итерационности проектирования; типизации и унификации проектных решений и средств проектирования.

ИЕРАРХИЧЕСКИЕ УРОВНИ ОПИСАНИЙ ТА

Описание ТА по сложности должно соответствовать возможностям их восприятия человеком и оперирования ими в процессе преобразования с помощью средств проектирования. Выполнить это требование при едином описании без расчленения его на составные части удается лишь для простых конструкций. Для подавляющего большинства конструкций ТА требуются структурирование описаний и соответствующее расчленение представлений о проектируемых ТА на иерархические уровни и аспекты. Это позволяет распределять работы по проектированию сложных конструкций ТА между подразделениями проектной организации, а также между исполнителями. В результате повышаются эффективность и производительность труда проектировщиков САПР или подсистемы АП.

Распределение описаний по степени детализации отображаемых свойств и характеристик ТА лежит в основе блочно-иерархического подхода к проектированию и обусловливает образование иерархических уровней (уровней абстрагирования) в представлениях о проектируемом аппарате.

На верхнем уровне иерархии блочно-иерархической структуры вращающегося регенеративного аппарата ГТД с сотовой конструкцией диска проектируемый аппарат *1* рассматривается как система из восьми взаимосвязанных и взаимодействующих элементов (рис. 5.2). Каждый элемент (*2* – *9*) в описании уровня I представляет собой более или менее сложный объект, который рассматривается как система по отношению к уровням II или III и т.д. Выделение элементов осуществлено по функциональному признаку. Разделение описаний продолжается до получения на некотором уровне элементов, описания которых дальнейшему делению не подлежат.

Таким образом, принцип иерархичности описания означает структурирование описаний конструкции ТА по степени их детальности, а принцип декомпозиции – раз-

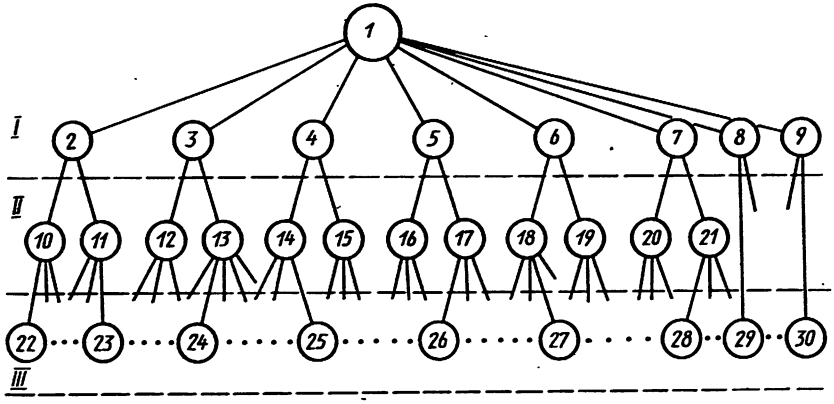


Рис. 5.2. Иерархические уровни описания вращающегося регенеративного аппарата ГТД:

1 – регенеративный ТА; *2* – механизм привода; *3* – ротор в сборе; *4* и *5* – уплотнения в сборе; *6* – патрубок подвода воздуха с направляющим аппаратом; *7* – патрубок подвода газа; *8* и *9* – отводящие патрубки; *10* и *11* – элементы механизма привода; *12* – вал в сборе; *13* – несущая конструкция ротора (диск); *14* и *16* – уплотнительные башмаки; *15* и *17* – несущие конструкции уплотнений; *18* и *20* – патрубки; *19* и *21* – направляющий аппарат в сборе; *22* – *30* – детали

биение представлений каждого уровня на ряд составных частей (блоков) с целью поблочного проектирования на уровнях I, II и т.д.

Для более полного описания всех свойств проектируемого ТА применяют декомпозицию по характеру отображаемых свойств и выделяют функциональный, конструкторский и технологический аспекты описания. Решения задач, связанных с описаниями, относящихся к этим аспектам, называют соответственно функциональным, конструкторским и технологическим проектированием.

Функциональное проектирование заключается в выборе оптимального по какому-либо критерию (техническому, экономическому, производственному, комплексному) варианта схемы использования ТА и его составных частей, а также в поиске варианта или прототипа из полученных ранее решений. Выходными документами являются принципиальные, функциональные, структурные или кинематические схемы и сопровождающие их описания.

Конструкторское проектирование представляет собой реализацию результатов функционального проектирования и включает математическое моделирование и синтез конструкций ТА – определение геометрических форм деталей и узлов и их взаимного расположения в пространстве. Выходными документами являются рабочая конструкторская документация и сопровождающие ее описания.

Технологическое проектирование в отрасли машиностроения заключается в реализации результатов конструкторского проектирования и имеет целью описание методов и средств изготовления деталей и узлов ТА. В тех отраслях промышленности, где ТА являются основными элементами технологических линий, при технологическом проектировании выполняются математическое моделирование и оптимальный синтез технологических процессов. При проектировании предприятий, цехов и участков производства необходимым является и организационное проектирование.

Создание САПР и их подсистем требует более дифференцируемого описания свойств объекта с выделением дополнительных аспектов. Так, функциональный аспект описания ТА обычно разделяют по физическим основам описываемых явлений на аспекты: механический; тепловой и гидравлический; иногда химический.

Проектирование ТА включает несколько стадий: предпроектных исследований; технического задания (ТЗ) и технического предложения (стадии научно-исследовательских работ); эскизного, технического и рабочего проектов; испытаний и внедрения.

Этап проектирования – часть процесса проектирования, включающая формирование всех необходимых описаний ТА, относящихся к одному или нескольким иерархическим уровням и аспектам. Названия этапов обычно совпадают с названиями соответствующих иерархических уровней и аспектов. Этап проектирования состоит из проектных процедур. Каждая проектная процедура заканчивается получением проектного решения. Составные части проектных процедур – это проектные операции. Примерами проектных операций являются: расчет на прочность основных деталей; тепловой расчет ТА, расчет показателей эффективности; оформление чертежа спроектированного аппарата и др.

Различают восходящее и нисходящее проектирование. Если решение задач осуществляется от низших иерархических уровней к высшим, то проектирование называют восходящим. При обратной последовательности решения иерархических задач проектирование называют нисходящим. Два этих вида проектирования помимо преимуществ имеют недостатки, которые определены недостаточностью исходной информации, т.е. неполным описанием блоков на верхних или нижних уровнях иерархии при движении соответственно снизу вверх или сверху вниз. Поэтому после прохождения этапа проектирования часто требуется повторное выполнение проектных процедур, которое обеспечивает более полное описание ТА и обусловливает итерационный характер проектирования.

При создании подсистем АП используют методы восходящего и нисходящего проектирования. Восходящее проектирование осуществляют на тех иерархических уровнях, где используются стандартизованные (унифицированные) детали и узлы.

ТИПОВЫЕ ПРОЕКТНЫЕ ПРОЦЕДУРЫ (ЗАДАЧИ)

Проектная процедура называется типовой, если она предназначена для многократного применения при проектировании оборудования многих типов, в данном случае ТА. Согласно классификации проектных процедур, используемых на этапе проектирования ТА, все они разделены на процедуры анализа и синтеза (рис. 5.3). Анализ заключается в определении свойств и работоспособности ТА по его описанию, а синтез – в создании описания ТА.

При одновариантном анализе заданы входные параметры, а определяются выходные параметры ТА. В зависимости от функциональных аспектов проектирования могут решаться задачи прочности в статике и динамике, выполняться тепловой и гидравлический расчеты (в статике), анализ устойчивости ТА на различных режимах работы, анализ возможности резкого изменения температур на переходных режимах и т.д. Осуществляется анализ с помощью математических моделей, представляющих собой набор дифференциальных (для решения задач динамики) и алгебраических

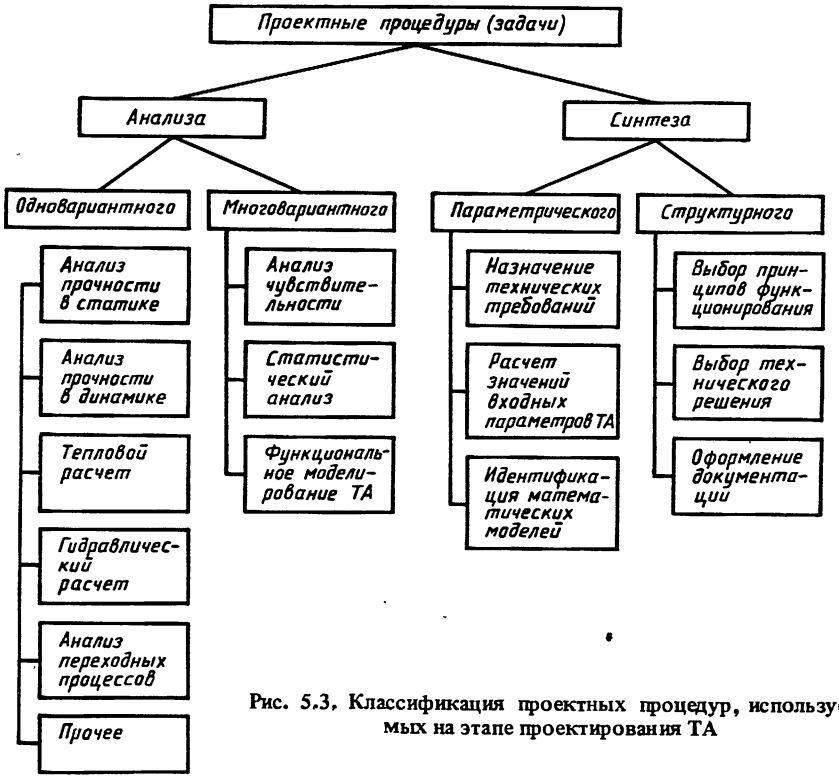


Рис. 5.3. Классификация проектных процедур, используемых на этапе проектирования ТА

(для решения задач статики) уравнений, объединенных логическими операторами. С помощью языков программирования модели преобразуются в программные единицы.

Многовариантный анализ заключается в исследовании свойств ТА в некоторой области факторного пространства и требует многократного выполнения одновариантного анализа. По сути дела, это проектное исследование, в котором опыты (расчеты) планируются в соответствии с математической теорией планирования эксперимента, а результаты расчетов используются при синтезе.

Анализ чувствительности выполняется с целью определения значимых факторов, т.е. тех входных параметров, которые наиболее существенно влияют на выходные характеристики ТА.

Статистический анализ проводится для получения сведений о распределении тех или иных выходных параметров ТА при случайном изменении входных параметров (факторов). Такой анализ, результаты которого представляют в виде гистограмм распределения параметров, оценок математического ожидания, дисперсий, квантилей и других числовых характеристик распределения, может представлять интерес при идентификации моделей систем, в которых ТА имеют второстепенное значение.

Функциональное моделирование выполняется с целью создания на этапе синтеза функциональных моделей ТА регрессионного типа. В ходе моделирования факторы в соответствии с планом варьируются в определенной области факторного пространства, внутри которого лежит точка или область изменения параметров, характеризующая условия эксплуатации. В каждом случае фиксируются значения факторов и откликов, а весь полученный в ходе вычислительного эксперимента материал подвергается параметрическому синтезу.

Параметрический синтез имеет целью определение влияния значений параметров ТА или его узлов на выходные его параметры при заданных структуре и условиях эксплуатации. При этом вырабатываются технические требования к выходным параметрам ТА. Как правило, исходное ТЗ, формулируемое на основе экспертных оценок, отражает: потребности в более совершенных ТА; назначение ТА; опыт производства и использования прототипов и т.д. В процессе проектирования ТЗ уточняется и корректируется. Существенное значение при этом имеют перечень откликов ТА и технических требований к ним, определяющих условия работоспособности.

Расчет параметров ТА при заданных структуре (типе) и условиях эксплуатации выполняется с целью определения вектора номинальных значений входных параметров и вектора их допусков (расходы теплоносителей, их химический состав, давление и температура, размеры проходных сечений, теплопередающих элементов и т.д.). При этом под номинальным значением параметра подразумевается его математическое ожидание на данном режиме, а под допуском – половина интервала с номинальным значением параметра в центре и границами, определяемыми значениями отклонений от номинального значения параметра при заданной доверительной вероятности. Из задач этого уровня при проектировании ТА наиболее важной является оптимизация параметров и допусков, обычно сводимая к решению задач математического программирования (см. подразд. 4.5).

Идентификация ММ включает расчет параметров моделей и определение областей их адекватности. Имеются в виду модели, параметры (коэффициенты) которых определяют с помощью ППП обработки данных (см. разд. 6). Они предназначены для оперативного моделирования функциональных аспектов ТА. Адекватность этих моделей оценивается на основе сравнения с результатами расчетов при одновариантном анализе или с экспериментальными данными. При этом устанавливаются области изменения факторов, в которых идентифицируемые ММ адекватны (достоверны).

Процедуры структурного синтеза наиболее трудно формализуются, особенно с точки зрения принципов функционирования. Выбор основных принципов функцио-

нирования осуществляется на ранних стадиях проектирования. Имеются в виду информационные, организационные принципы и физическая сущность. Решение задачи выбора принципов функционирования требует творческого подхода, поскольку ориентация только на уже достигнутый технический уровень и накопленный опыт часто ограничивает творческие возможности проектировщика и мешает увидеть принципиально новые решения.

Выбор технического решения осуществляется на последующих стадиях проектирования на основании поиска наилучших решений, оценки их эффективности, а также исключения неприемлемых вариантов решений. Во многих САПР техническое решение

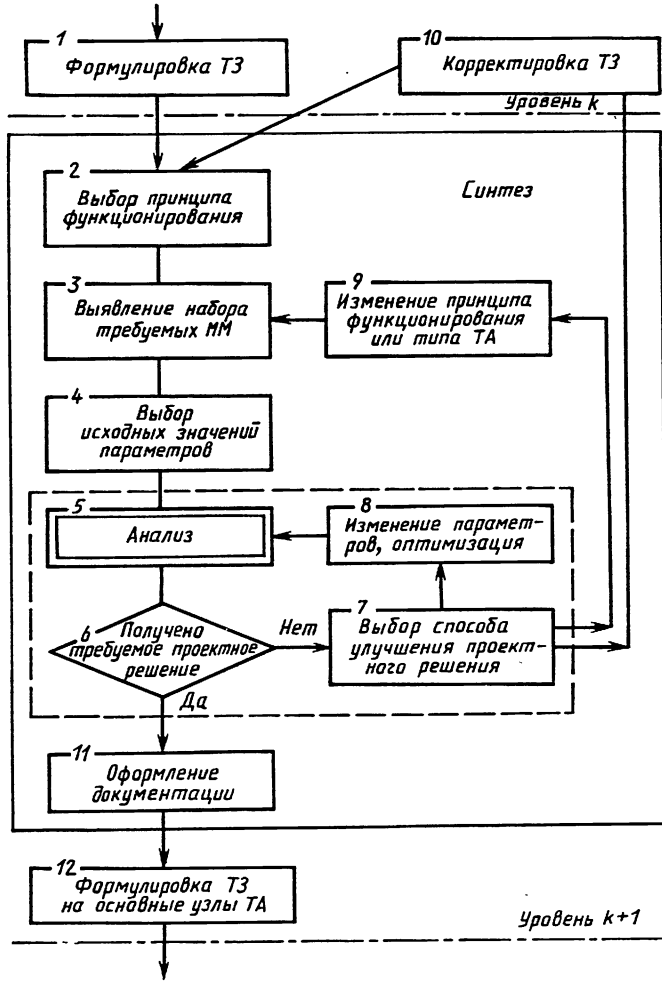


Рис. 5.4. Схема процесса проектирования ТА

выбирается в режиме диалога человек – ЭВМ, что позволяет использовать творческие и интуитивные способности человека. В ряде случаев целесообразно воспользоваться библиотеками типовых решений.

Оформление технической документации в САПР выполняется с помощью устройств документирования, преобразующих описания ТА на внутреннем языке ЭВМ в текстовую и графическую документацию. Для получения технической документации в соответствии с единой системой конструкторской документации (ЕСКД) необходимо наличие специальных программ трансляции языковых представлений, компоновки текстовой и графической информации по листам и страницам, размещения фрагментов графических изображений на бумаге, синтеза проекций, сечений, простановки размеров, вспомогательных надписей и т.д. Такие программы имеют большую информационную емкость, а их выполнение требует больших затрат машинного времени.

Типичная схема АП, представленная на рис. 5.4, может быть использована и при неавтоматизированном проектировании ТА. Тогда вместо выявления набора требуемых программ расчета в блоке *3* должно быть создание экспериментальной модели и стенда для ее испытаний, а анализ в блоке *5* не будет включать функциональное моделирование ТА, которое заменит физический эксперимент.

5.2. ИНФОРМАЦИОННОЕ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ

ДАННЫЕ

При проектировании ТА, как и других объектов, имеет место многократное преобразование одних данных в другие. При этом результаты одной проектной процедуры могут быть исходными данными для другой. В связи с многообразием проектных процедур термин "данные" приобретает разное значение.

Для мониторной системы, предназначенной для организации и оптимизации управления процессом проектирования при выполнении проектных процедур и взаимодействия подсистем САПР, в состав данных входит совокупность программных модулей, которые реализуют функции проектирования. Программные модули хранятся на машинных носителях в виде символических и объектных текстов. Они появляются на этапе создания САПР и имеют фиксированные размеры. По мере развития САПР некоторые модули, например теплового расчета, определения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, гидравлического расчета, могут изменяться или заменяться новыми, что следует учитывать при создании библиотек программных модулей. Отдельные программные модули в течение „жизненного" цикла САПР практически не применяются.

Для системы диалогового обеспечения данными являются информационные и управляющие кадры экрана дисплея. Для функциональных программных модулей данные – это библиотеки технических справочников и инструкций, теплофизических свойств теплоносителей и энергоносителей и т.д. Для пользователей САПР данные включают сведения нормативно-справочной проектной документации (о материалах, элементах схем, унифицированных узлах и конструкциях), государственных и отраслевых стандартов, руководящих материалов и указаний, типовых проектных решений и регламентирующих документов.

ИНФОРМАЦИОННЫЙ ФОНД САПР

Набор данных, используемых всеми компонентами САПР, составляет информационный фонд САПР. Информационное обеспечение САПР является совокупностью

информационного фонда и средств его введения. Из способов организации и ведения информационного фонда выделяют следующие: использование файловой системы; построение библиотек; использование банков данных; создание информационных программ – адаптеров. Использование файловой системы и создание библиотек широко распространено в системах, находящихся под управлением ОС ЕС ЭВМ. Однако для обеспечения быстрого получения справочных данных, хранения изменяющихся данных, введения текущей проектной документации, поиска необходимых текстовых документов, организации взаимодействия между разноязыковыми модулями эти способы малопригодны. Наиболее перспективными способами организации и введения информационного фонда АП является использование банков данных и программ-адаптеров, выполняющих всю совокупность операций по организации информационного взаимодействия между программными модулями.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ

Математическое обеспечение АП включает ММ, методы и алгоритмы выполнения проектных процедур. ММ должны отвечать требованиям универсальности, точности, адекватности и экономичности. Эти требования противоречивы и могут быть удовлетворены только путем компромисса.

Степень универсальности ММ отражает некоторый идеализированный подход к описанию свойств аппаратов. Чем большее число свойств и типов ТА описывает ММ, тем она универсальнее. Однако стремление к универсализации ММ противоречит остальным требованиям ММ и связано с большими затратами труда и средств. Компромиссным решением в данном случае является модульное построение математического обеспечения АП.

Точность ММ проверяется степенью совпадения значений параметров эксплуатируемого ТА рассматриваемого типа и значений тех же параметров, рассчитанных с помощью ММ, при прочих равных условиях.

Адекватность ММ определяется способностью описывать рассматриваемые свойства ТА с погрешностью, не превышающей заданную. Адекватность ММ проверяется с помощью статистических критериев (Фишера, Стьюдента, Кохрена и др.).

Экономичность ММ характеризуется затратами машинного времени и памяти на выполнение проектной процедуры или операции. Чем меньше требуется машинного времени на счет, тем экономичнее ММ.

В основу модульного принципа построения математического обеспечения АП положен принцип расчленения его и входящих в него программ на отдельные элементы – модули. Модулем математического обеспечения называется элемент, реализующий законченное преобразование данных без управляющего воздействия со стороны системы. Модульная система состоит из набора модулей и средств управления функционированием модульной системой, а также средств реализации общения с ней пользователя и разработчика.

Модульный принцип является многоуровневым. Каждый модуль уровня K может представлять собой систему, состоящую из модулей более низкого уровня $K + 1$. Модульная система рассматривается как отдельный модуль только тогда, когда в ее функции не входит управляющее воздействие со стороны модульной системы более высокого уровня. Один и тот же модуль может участвовать в работе разных модульных систем и должен быть выполнен в соответствии со стандартами, принятыми для этих систем.

Расчленение математического обеспечения на модули позволяет решать широкий класс задач и имеет следующие преимущества:

позволяет максимально использовать накопленный опыт применения ЭВМ для АП ТА;

5.1. Классификация математических моделей

Признак классификации	ММ
Характер отображаемых свойств объекта	Структурные, функциональные
Принадлежность к иерархическому уровню	Микроуровня, макроуровня, метауровня
Степень детализации описания внутри одного уровня	Полные, макромодели
Способ представления свойств объекта	Аналитические, алгоритмические, имитационные
Способ получения модели	Теоретические, эмпирические

дает возможность распределить работу по созданию АП ТА между отдельными организациями, а также исполнителями;

облегчает совершенствование системы математического обеспечения путем замены устаревших модулей;

облегчает перекомпоновку и изменение функциональных возможностей сложных программ;

позволяет рационально организовать процесс проектирования путем использования мультипрограммных режимов работы.

Классификация ММ приведена в табл. 5.1.

Структурные ММ делятся на топологические и геометрические. Топологические ММ применяют для описания систем ТА (например, в задачах компоновки оборудования, трассировки соединений схем), они имеют форму графов, матриц (таблиц), списков и т.п. Геометрические ММ применяют например, для описания поверхностей, тел, деталей со сложными поверхностями (каркасные ММ).

Функциональные ММ описывают физические или информационные процессы, протекающие в объекте при его функционировании или изготовлении.

Тепловые, гидравлические, прочностные, экономические модели ТА относятся к классу функциональных. Блочно-иерархический подход к проектированию ТА предопределяет иерархию функциональных ММ. Число уровней иерархии определяется сложностью конструкции ТА и возможностями средств проектирования. Чаще всего привязку ММ осуществляют к одному из трех обобщенных уровней – микро-, макро- и метауровням.

ММ на микроуровне при проектировании ТА используются редко, так как в них чаще всего входят дифференциальные уравнения в частных производных. На микроуровне может служить ММ расчета температурных напряжений в сложных деталях, в которой реализован метод конечных элементов для решения дифференциального уравнения теплопроводности (в частных производных).

ММ на макроуровне – это модели ТА с распределенными и сосредоточенными параметрами. Для исследования переходных процессов могут быть использованы ММ в виде системы обыкновенных дифференциальных уравнений.

ММ на метауровне используют для моделирования свойств ТА в САПР объектов, которые ТА обслуживают, в случае, когда требуется выполнение большого числа вариантных расчетов, а также при формировании комплексных показателей систем из частных, отражающих свойства ТА. ТА на метауровне могут иметь регрессионные зависимости типа

$$\Delta t_1 = f_1(t_1', t_2', R_3, G_1, G_2, \text{ и т. д.});$$

$\Delta p_1 = f_2(t'_1, t'_2, R_3, G_1, G_2$, и т. д.);

. . . . . .

КП $= f_N(t'_1, t'_2, F$, и т. д.).

ММ на метауровне рассматриваемого типа являются аналитическими моделями, а ММ на макроуровне – алгоритмическими моделями.

Теоретические ММ создают путем описания процессов с помощью фундаментальных физических законов или используют закономерности, выведенные теоретическим путем по результатам специальных исследований.

Эмпирические ММ представляют собой результат обработки данных, полученных путем физического моделирования или промышленных испытаний ТА.

Разработка математического обеспечения АП ТА – сложный творческий процесс, требующий привлечения квалифицированных специалистов различного профиля. Этот процесс можно представить состоящим из следующих этапов:

синтез алгоритмов;

согласование форм массивов информации – входных, выходных и промежуточных;

составление укрупненной схемы программ;

составление детальной схемы блоков, подблоков и процедур;

написание программ на одном из языков программирования;

отладка программ;

стыковка программ, включая программные модули (блоки);

отладка всего комплекса программ.

Очевидно, что первые три этапа системы создания математического обеспечения АП находятся на самом верхнем уровне иерархии (уровне системного анализа), четвертый этап соответствует второму уровню иерархии (созданию ММ), остальные этапы соответствуют третьему уровню иерархии (программированию), отладке и стыковке программных модулей.

Синтезу алгоритмов предшествуют следующие работы:

классификация ТА и видов их расчета;

создание обобщенных структур расчета – наиболее общих схем расчета, инвариантных относительного типа ТА и включающих только модули высшего уровня иерархии (см. подразд. 4.1);

создание классификатора, указывающего шифр той или иной обобщенной структуры или программного модуля.

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ФОРМИРОВАНИЯ АЛГОРИТМОВ И ПРОГРАММ

Для ТА перспективны системы автоматизированного формирования алгоритмов и программ (САФАР), разработанные, например, на основе структурно-модульного подхода.

Назначение САФАР. САФАР предназначена для автоматизированного синтеза на ЭВМ алгоритмов и программ решения различных задач АП. Исходными данными для работы САФАР служат массивы признаков, характеризующих вид решаемой задачи, требования к точности и сложности синтезируемого алгоритма в целом и по элементам (модулям), специфику ТА. В результате работы САФАР на печать выводится наиболее компактный алгоритм решения конкретной задачи, а также соответствующая алгоритму программа расчета, пригодная для непосредственного использования.

Этапы создания САФАР (рис. 5.5).

КО – создание функциональных классификаций объектов расчета, служащих

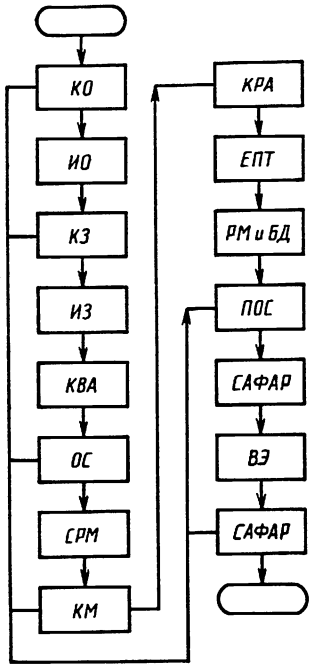


Рис. 5.5. Этапы создания САФАР

для четкого ограничения области приложения САФАР по объектам и установления числа и состава расчетных модулей;

ИО – разработка иерархии объектов для облегчения последующей сборки обобщенных структур расчета ТА;

КЗ – создание функциональных классификаций задач расчета, необходимых для уточнения числа и состава обобщенных структур расчета;

ИЗ – выяснение иерархии задач расчета для формализации сборки с помощью обобщенных структур и модулей алгоритмов решения различных задач по мере их усложнения;

КВА – классификация видов алгоритмов. Вид алгоритма определяется свойствами ТА и задачей расчета. Максимальное число видов алгоритмов равно произведению числа позиций классификаций ТА и классификаций задач расчета, т.е. соответствует полному заполнению матрицы. Действительное число и вид алгоритмов устанавливаются в процессе исключения из этой матрицы нереальных случаев;

ОС – создание обобщенных структур. Обобщенные структуры разрабатываются для каждой задачи расчета, поэтому их число не меньше числа задач, выделенных на этапе КЗ;

СРМ – составление списка видов и разновидностей расчетных модулей. Вид расчетного модуля задается одним признаком: задачей расчета, например, коэффициента теплоотдачи. Разновидность расчетного модуля определяется двумя признаками: объектом и качеством расчета. Примером может служить модуль расчета коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве АВО. Список видов расчетных модулей соответствует содержанию обобщенных структур расчета, разработанных на этапе ОС. Для каждого из них составляются списки разновидностей расчетных модулей на основе функциональной классификации объектов (этап КО);

КМ – создание функциональных классификаций расчетных модулей, которые составляются на основе списков разновидностей расчетных модулей. Классификации могут сопровождаться буквенно-числовыми цифрами модулей (буквами кодируются классификационные признаки ТА, числами – позиции, значения этих признаков). В итоге систематизируется и формализуется исходная информация для создания составных модулей;

КРА – классификация алгоритмов. В ней совмещаются классификация видов алгоритмов (этап КВА) и расчетных модулей (этап КМ). Она необходима для четкого описания области приложения САФАР;

ЕПТ – формирование единых программных требований к расчетным модулям и базе данных. Этап необходим для того, чтобы сделать программы САФАР более компактными, качественными и обеспечить организацию параллельной разработки программных модулей и элементов баз данных в различных организациях различных отраслей;

РМ и БД – разработка расчетных модулей и баз данных. Это самый трудоемкий

и громоздкий этап математического моделирования, алгоритмизации и программирования отдельных расчетных модулей и баз данных;

ПОС – составление программ сборки, обеспечивающих сборку расчетных модулей и массивов баз данных с помощью обобщенных структур, решения отдельных задач с учетом их иерархии в единой системе расчета;

САФАР – создание комплекса программ САФАР. Здесь объединяются результаты работ по этапам РМ, БД и ПОС;

ВЭ – проведение вычислительного эксперимента. На базе синтезированных с помощью САФАР алгоритмов и программ численно исследуется чувствительность моделей к исходным данным, допускам независимых переменных и т.д. В результате формируется информация о путях развития системы расчета на уровне классификаций, обобщенных структур и расчетных модулей;

САФАР – развитие САФАР базируется на результатах исследования, проведенных на этапе ВЭ.

Схема функционирования САФАР приведена на рис. 5.6. Она формализует синтез алгоритмов и программ как при неавтоматизированном проектировании, так и при АП.

Возможности САФАР. САФАР может развиваться путем замены и добавления новых обобщенных структур расчета (по вертикали) и путем замены устаревших модулей и добавления новых по мере появления более совершенных методов расчета, создания новых теплообменных поверхностей, разработки новых принципов передачи тепловых потоков (по горизонтали).

Введение любого нового, даже незначительного по объему расчетного модуля позволяет синтезировать новые алгоритмы для решения всех задач, предусмотренных САФАР. При этом используются все необходимые обобщенные структуры и модули,

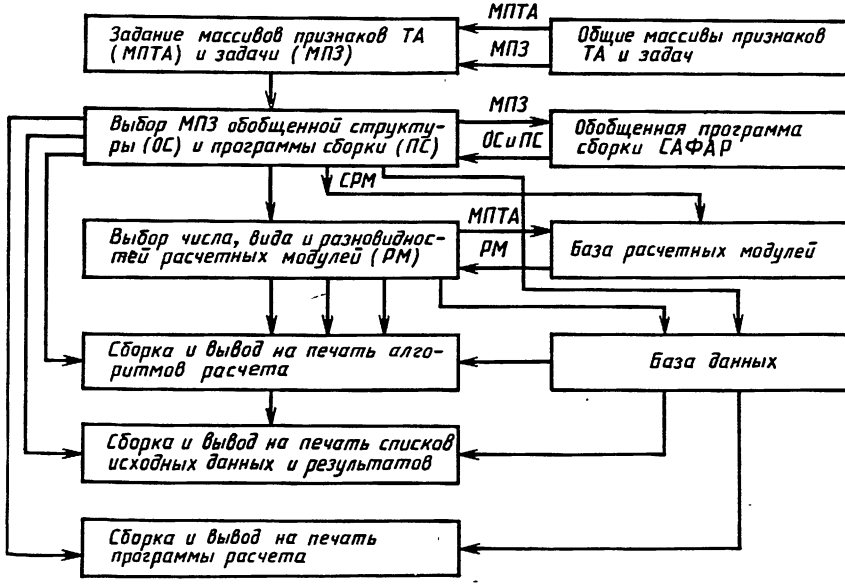


Рис. 5.6. Схема функционирования САФАР

которые по объему могут на несколько порядков превышать объем нового модуля. Таким образом, при использовании ограниченного набора обобщенных структур и модулей можно обеспечить синтез практически любого числа алгоритмов и программ.

САФАР позволяет синтезировать алгоритмы различного качества (точности и сложности) при решении одной и той же задачи для одного и того же ТА путем использования расчетных модулей и структур. Так достигается оперативное решение задачи эквивалентирования модулей созданием набора моделей – от самых сложных и совершенных до простых. Кроме того, эта система позволяет синтезировать наиболее компактные алгоритмы, а следовательно, экономичные программы, что достигается функциональной специализацией синтезированных алгоритма и программы относительно задачи и типа ТА. В итоге исключаются все параллельные ветви, которые имеют универсальные алгоритмы расчетов ТА. Путем последовательного подключения более сложных обобщенных структур и новых расчетных модулей обеспечивается непрерывное поэтапное внедрение САФАР в системы АП.

5.3. ОБОБЩЕННЫЕ СТРУКТУРЫ РАСЧЕТОВ ТА

При функционировании САФАР важное значение имеет определение числа и состава обобщенных структур. Эту работу выполняют на основе составления классификации расчетов ТА по видам (рис. 5.7), которая используется и для определения состава и качества (точности и сложности) элементов расчета. Все рассмотренные в разд. 4 виды расчетов приведены на рис. 5.7. Кроме того, более подробно дана классификация видов расчетов ТА по назначению и выделены расчеты, выполняемые в период обследования (проверки) действующих ТА, при проектировании новых аппаратов, выполнении проектных исследований и оптимизации ТА. Выделены также уровни оптимизации ТА от проектной до общегосударственной.

Учитывая состав переменных, многочисленность критериев оптимизации и неодинаковую направленность видов расчетов, можно заключить, что число выполняемых при АП расчетов очень велико. Однако число основных обобщенных структур, обеспечивающих эти расчеты, находится в реально описываемых пределах, поскольку обобщенные структуры инвариантны по отношению к конструктивным особенностям ТА и специфике протекающих в них процессов, а каждая обобщенная структура решения задачи более высокого уровня расчетной иерархии должна частично или полностью включать в себя обобщенные структуры решения задач более низких уровней расчетной иерархии.

Обобщенные структуры конструкторских расчетов включают геометрические, прочностные расчеты, расчеты на вибрацию, надежность и др. Наиболее часто применяются обобщенные структуры конструктивного расчета геометрических характеристик ТА (KPPHX), и конструктивного расчета выходных характеристик ТА (KPSHAR) (рис. 5.8). Каждая из этих обобщенных структур включает в себя обобщенные структуры более низкого уровня иерархии: определения числа $n_{тр}$ теплопередающих элементов, например теплообменных труб; определения площади $F_{сж}$ сжатых сечений проточной части ТА; расчета определяющего размера l; гидравлического диаметра каналов, коэффициента $\varphi_{ор}$ оребрения и т.д.; определения площади $F_{ТА}$ поверхности теплопередачи; расчета массы m, размеров $Г$ и объема V аппарата.

Обобщенная структура расчета коэффициента теплоотдачи в каналах ТА (TPALF) приведена на рис. 5.9, *а*. Расчет α_2 специфичен для каждого сочетания признаков процесса теплообмена, формы теплопередающей поверхности, ориентации поверхности в пространстве, требуемой точности и др. Кроме того, он возможен только при соблюдении условия $w_2 \leqslant w_{2\,доп}$, где $w_{2\,доп}$ – допускаемая скорость теплоносителя в канале, которая зависит от свойств материалов и теплоносителя, регламентированных потерь давления и др.

Обобщенная структура расчета коэффициента теплопередачи (ТРК) в сечении ТА (рис. 5.9, *б*) включает обобщенные структуры расчета коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2, загрязняющих отложений R_3, коэффициента E_p эффективности ребер (развитых поверхностей). Формула для расчета коэффициента теплопередачи в обобщенной структуре k_i выбирается в зависимости от формы теплопередающей поверхности и методики отнесения k_i к той или иной поверхности.

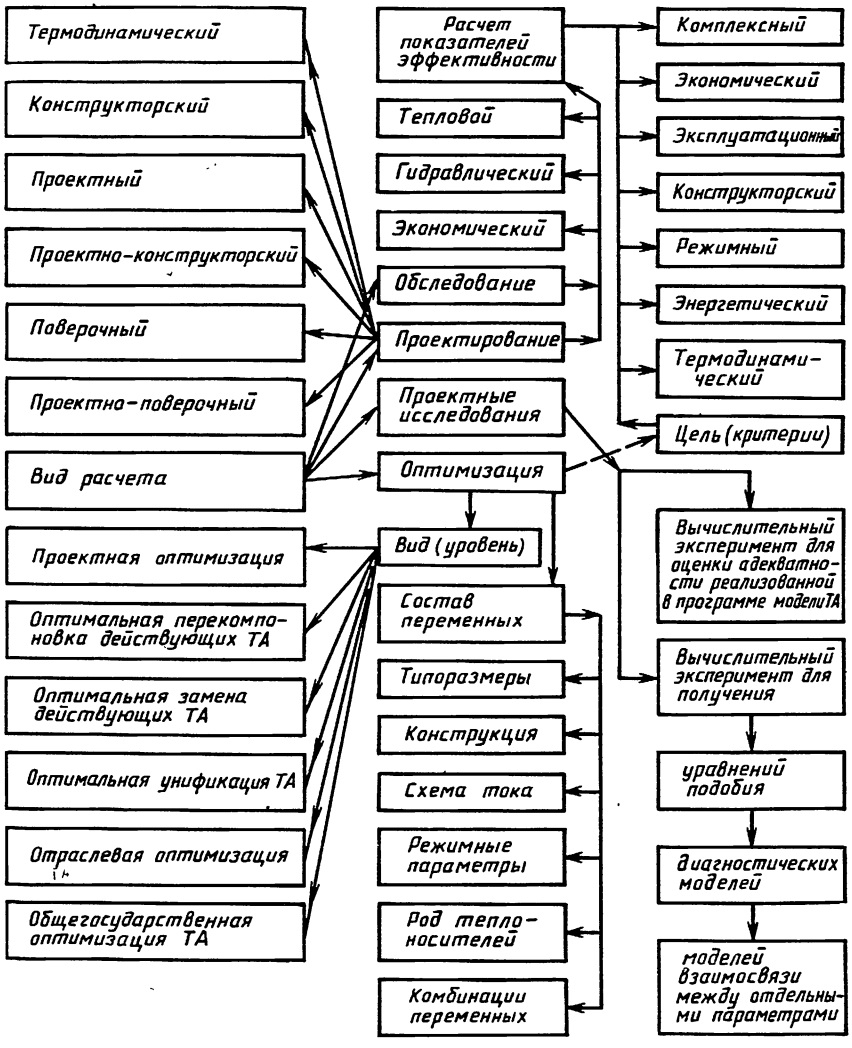


Рис. 5.7. Классификация расчетов ТА по видам

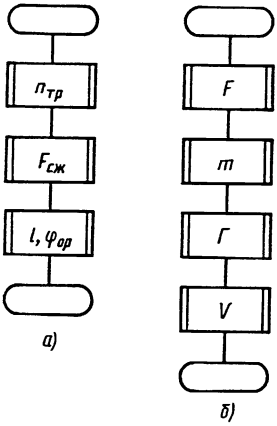
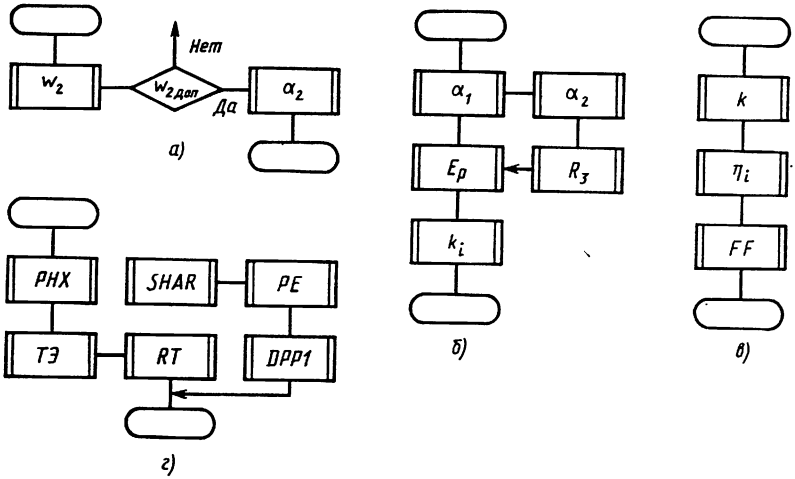


Рис. 5.8. Обобщенная структура конструктивного расчета:
а – геометрических характеристик ТА (KPPHX); *б* – выходных характеристик ТА (KPSHAP)

Рис. 5.9. Обобщенная структура расчета:
а – коэффициента теплоотдачи в каналах ТА (TPALF); *б* – коэффициента теплопередачи в сечении ТА (TPK); *в* – тепловой эффективности ТА (TPTЭ); *г* – поверочного (ПОР)



В обобщенной структуре расчета тепловой эффективности (TPTЭ), приведенной на рис. 5.9, *в*, использованы обобщенные структуры TPK, расчета тепловой эффективности η_i элемента с заданной схемой тока и тепловой эффективности FF аппарата. Если в ТА реализована элементарная схема тока, то принимается $\eta = \eta_i$.

Обобщенная структура поверочного теплового расчета ТА (ПОР) включает (рис. 5.9, *г*) обобщенные структуры KPP HX и TPTЭ, TPRT (расчета неизвестных концевых температур) и при необходимости KPSHAR, PE (расчета показателей эффективности) и DPP1 (расчета потерь давления).

Подобным путем могут быть сформированы обобщенные структуры расчетов более высоких иерархических уровней, например оптимизирующих расчетов, проектных исследований и т.д.

5.4. ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА САПР И РАЗВИТИЕ АП

СОСТАВ И СТРУКТУРА ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Изложенные в подразд. 5.1 требования к САПР и подсистемам АП определяют состав и структуру технических средств, которые обеспечивают эффективное функционирование системы и подсистем. В состав технических средств АП могут быть включены ЭВМ *1* (рис. 5.10), устройства ввода графической информации *2*, запоминающие устройства *3*, устройства ввода-вывода *4*, чертежно-графические автоматы *5*, рабочие места *7* и др.

Главным элементом системы является ЭВМ определенной производительности. Поскольку требование точности и адекватности ММ определяет необходимость использования сложных программ, а машинное время становится все более дефицитным, в развитых САПР целесообразно использовать ЭВМ большой производительности, работающую в режиме разделения времени. Это позволяет работать с ЭВМ одновременно нескольким пользователям, осуществлять диалог непосредственно с рабочих мест и подключать к центральному процессору внешние устройства ввода-вывода цифровой и графической информации (графопостроители, дисплеи, координатографы, кодировщики графической информации и т.п.). ЭВМ серии ЕС в режиме разделения времени работают под управлением ОС с памятью большой емкости (350 ... $2 \cdot 10^3$ К байт) для моделей ЕС-1022, ЕС-1033, ЕС-1045 и ЕС-1060. Связь пользователя с ЭВМ осуществляется посредством дисплейных станций ЕС-7920, состоящих из 8 – 16 алфавитно-цифровых дисплеев с устройством группового управления. Основным недостатком системы, работающей в режиме разделения времени, является то, что она не обеспе-

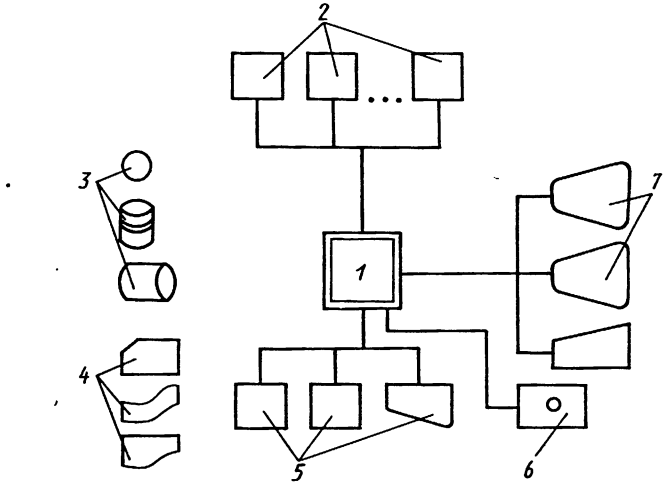


Рис. 5.10. Примерный состав и структура технических средств АП:
1 – ЭВМ; *2* – терминалы (автоматы) и полуавтоматы для ввода графической информации; *3* – долговременные запоминающие устройства; *4* – устройства ввода-вывода; *5* – чертежно-графические автоматы; *6* – устройство микрофильмирования; *7* – рабочие места проектировщика, расчетчика и другие с пультами и средствами отображения информации

чивает ввода по шаблонам кадров информации. Помимо этой системы для ЕС ЭВМ могут быть использованы система диалогового удаленного ввода заданий, система телеобработки данных "Кама", диалоговый редактор текстов JEC, система диалогового ввода пакетных заданий CJE, диалоговая система коллективного пользования PRIMUS. Ни одна из перечисленных систем в полной мере требованиям САПР не отвечает.

Задачи АП могут быть успешно решены с помощью комплексов технических средств (КТС), часто называемых автоматизированным рабочим местом (АРМ) проектировщика. В отечественных АРМ-М и АРМ-Р применены ЭВМ семейства СМ (СМ-4, СМ-1420), а в КТС типа "Кулон" – микроЭВМ "Электроника 100-25", "Электроника-79" и др.

В современных АРМ в качестве центрального процессора используется процессор супермини-ЭВМ, например типа VAX 11/780. Такие ЭВМ по основным характеристикам не уступают большинству моделей ЭВМ серии ЕС. Терминалы современных АРМ (рабочие места пользователей) состоят из микроЭВМ, алфавитно-цифровых и графических дисплеев, а также устройств оперативной и внешней памяти. Наличие на рабочих местах микроЭВМ позволяет резко увеличить число терминалов комплекса, а следовательно, число одновременных пользователей.

По типу схемы подключения технических средств подсистемы АП следует отнести к одноуровневым. В них имеются единая мониторная система, банк данных и ППП, ориентированных на основные ЭВМ комплекса. Терминальные микроЭВМ программно совместимы с основной ЭВМ и служат или для подготовки задач к решению на основной ЭВМ, или для решения сравнительно простых задач собственными средствами. При проектировании сложных объектов, в которых ТА имеют второстепенное значение (ДВС, ГТУ, холодильные машины и т.п.), целесообразно ориентироваться на двухуровневые САПР, в которых несколько АРМ образуют один структурный уровень, а одна или несколько ЭВМ предельной производительности – другой, более высокий уровень, называемый центральным вычислительным комплексом.

Сравнительно новыми техническими средствами САПР являются системы, позволяющие осуществлять вывод информации из ЭВМ на микрофильм (КОМ-система) и ввод информации в ЭВМ с микрофильма (СИИ-система). Подобные системы представляют собой совокупность технических средств, методов и стандартов, позволяющих изготовлять качественные микрокопии документов, создаваемых программным обеспечением ЭВМ, или подготавливать к вводу в ЭВМ цифровую информацию, зафиксированную на микрофише.

Устройства вывода данных на микрофильм подразделяются на три основных вида: 1) базирующиеся на электронно-лучевых трубках; 2) использующие волокнистую оптику; 3) снабженные системой светоизлучающих диодов и лазеров. Устройства второго и третьего видов позволяют выводить информацию на посеребренную пленку. Комбинатом "Роботрон" (ГДР) разработана КОМ-система ЕС-7602, работающая под управлением программы или автономно с запоминающим устройством на машинной ленте. Информация записывается на микрофишу или на 16-миллиметровый рольный микрофильм. Скорость вывода данных составляет примерно 100 тыс. знаков/с.

ПАКЕТ ПРИКЛАДНЫХ ПРОГРАММ

Разработку САПР обычно начинают с создания ППП, каждый из которых ориентирован на определенную подсистему САПР: пакеты программ геометрического моделирования; оформления конструкторской документации; расчетов на прочность; тепловых, гидравлических и экономических расчетов; планирования вычислительного и физического эксперимента; обработки данных эксперимента методами регрессионного анализа и т.д.

Для расчета физико-химических свойств веществ в Центре АСП ХИМ разработана система (ФИЗХИМ), позволяющая определять основные свойства индивидуальных газов (углеводородов и газов основной неорганической химии) и их смесей при давлении 0,1 ... 30 МПа и температуре 0 ... 12 000 °С. Система реализована на ЭВМ серии ЕС и написана на языке PL/1.

В Государственном проектном и научно-исследовательском институте гипрокаучук совместно с МИТХТ им. М.В. Ломоносова разработаны системы расчета физико-химических свойств газов и газовых смесей, а также свойств жидкостей. В системе рассчитываются свойства 446 органических и 116 неорганических веществ при температуре 150 ... 1500 К и давлении 0,001 ... 10 МПа.

В МХТИ им. Д.И. Менделеева разработана система (СВОЙСТВА), рассчитанная на обработку и хранение данных о свойствах 400 компонентов и параметров 79 800 всевозможных бинарных соединений. Термодинамический центр ВО Нефтехим разработал единую систему автоматизированного теплофизического абонирования (АВЕСТА), позволяющую рассчитывать свойства углеводородов, их смесей и нефтяных фракций.

В Ивановском энергетическом институте разработан ППП для определения теплофизических свойств воды и водяного пара, а также продуктов горения топлив различного состава. ППП для расчета теплофизических свойств теплоносителей создаются в различных организациях.

Для осуществления машинной графики в современных САПР используются ППП типа ГРАФОР и ФАП-КФ. ППП типа ГРАФОР представляет собой совокупность подпрограмм геометрического проектирования, которые разбиты на шесть групп. В группу 1 входят подпрограммы инициализации и завершения. С их помощью пользователь указывает единицы расстояний при вычерчивании, задает число страниц выводимой информации, выбирает цвет и толщину линий путем указания номера пера из числа нескольких имеющихся. Группа 2 объединяет подпрограммы вычерчивания графических примитивов (отрезок прямой, многоугольник, равномерная прямоугольная сетка, дуга окружности, участок спирали, дуга эллипса, прямоугольник, окружность, эллипс).

Группу 3 образуют подпрограммы для вывода текстовой информации. Операторы входного языка позволяют задавать местоположение, размеры и наклон печатаемых букв, цифр и специальных символов.

В группу 4 входят подпрограммы вычерчивания графиков заданных функций. В операторах вычерчивания указываются массивы чисел, рассматриваемых как координаты последовательных точек кривых, которые будут соединены ломаной прямой.

Группа 5 объединяет подпрограммы афинных преобразований, а группа 6 – вычерчивания изображений трёхмерных объектов.

ППП типа ФАП-КФ помимо процедур вывода графической информации позволяет решать метрические задачи, связанные с расчетом моментов инерции и масс тел, размерных цепей, оптимальным раскроем материалов и т.д.

Подсистемы АП созданы в ПО "Красный котельщик", ЦКБ "Таврия" и некоторых других организациях. Библиотеки программ теплового, гидравлического и экономического расчетов ТА созданы в Институте газа АН УССР, однако они ориентированы на специфику организаций химической и газовой промышленности. Разработанные в этом институте методы расчетов ТА могут быть использованы в других отраслях промышленности при условии внесения в них соответствующих изменений. В отрасли машиностроения формирование структур расчетов в каждом конкретном случае АП может быть специфичным.

В математическом обеспечении ЕС ЭВМ и СМ ЭВМ используются ППП для обра-

ботки данных методами математической статистики. Комплекс подпрограмм, составляющих ППП, может реализовывать следующие операции и методы:

генерацию случайных чисел;
предварительную обработку экспериментальных данных;
вычисление элементарных математических статистик;
корреляционный, регрессионный, дисперсионный и факторный анализы;
байесовские методы;
анализ временных рядов;
робастные методы;
вычисление функций распределения;
дискриминантный анализ;
вычисление непараметрических статистик;
аппроксимацию и интерполирование функций.

Созданы и успешно используются такие пакеты программ, как ПНП-БИМ, ППСА, СОРРА, СОД-ГС, ОТЭКС, СИАД, ПАД, ТМО, ТИПОЛОГ, ОТСЕВ, DIAS, STP и др. Эти ППП разработаны в ЦСУ СССР, Московском, Новосибирском, Белорусском и Тартуском государственных университетах, Центральном экономико-математическом институте АН СССР, Институте проблем управления АН СССР, Институте кибернетики АН УССР и в других организациях. На ЭВМ серии ЕС используют также ППП BMPD, SPSS и др.

В АП с помощью небольших ЭВМ использование перечисленных ППП затруднено, хотя обработка данных вычислительного или физического эксперимента является необходимой проектной операцией. В этом случае целесообразно использовать отдельные подпрограммы обработки данных, которые описаны ниже.

РАЗВИТИЕ АП

В настоящее время для отрасли машиностроения созданы и эксплуатируются функциональные ППП, САПР ГТД, ДВС, летательных аппаратов, гидрооборудования, тяжелых и уникальных станков и др. Разработка подсистем АП для отраслевых и подотраслевых САПР находится в стадии становления. При их создании необходимо учитывать современные тенденции развития САПР и их технических средств.

В САПР ожидается реализация сквозного проектирования, т.е. распространения АП на все этапы и уровни с комплексным и взаимосвязанным решением задач различных этапов и уровней, с повышением степени автоматизации при решении задач синтеза, с общением с ЭВМ в естественных для человека формах.

Будут созданы и найдут широкое распространение 32-разрядные мини- и микроЭВМ производительностью 10^6 операций/с и емкостью оперативной памяти в несколько М байт. Уже сейчас используются микроЭВМ типа "Электроника МС-1211", "Электроника МС-1212", ЕС-1841, ЕС-1842 и другие, которые по своим возможностям не уступают мини-ЭВМ типа СМ-4.

Имеются предпосылки для создания локальных вычислительных сетей, объединяющих с помощью коммуникационных каналов связи несколько мини-ЭВМ среднего уровня и персональные микроЭВМ, установленные не только на рабочих местах проектировщиков. Получат широкое применение специализированные ЭВМ, предназначенные только для выполнения одной проектной процедуры, которую они выполняют исключительно быстро, более точные чертежные автоматы с повышенной скоростью вычерчивания, устройства речевого ввода и т.п.

Предполагается расширение функций банков данных и преобразование их в банки знаний, хранящих основные инженерные знания в соответствующей предметной области. Разрабатывается новое программное обеспечение САПР и средства автомати-

зации разработки программных систем, совершенствуются метаязыки программирования, предназначенные для описания программного обеспечения на верхних иерархических уровнях его проектирования.

6. МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ ТА И ОБРАБОТКА ИХ РЕЗУЛЬТАТОВ

6.1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИСПЫТАНИЙ, ОБРАБОТКА ИХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Испытания ТА можно разбить на две группы: при проектировании и изготовлении новых типов аппаратов и опытных и головных образцов. Первая группа испытаний может проводиться на моделях и на натурных образцах, если они имеют относительно небольшие размеры. При их проведении уточняются условия работы отдельных элементов аппарата, исследуются условия теплообмена, гидравлические сопротивления, поля скоростей и температур на различных участках аппарата. Результаты испытаний и последующие конструкторские проработки являются основой создания опытных и головных образцов ТА. Опытные и головные образцы ТА подвергаются заводским, стендовым (теплогидравлическим) испытаниям, а также специальным испытаниям на вибрацию, ударостойкость, загрязняемость, тепловую "раскачку" и т.д.

ИСПЫТАНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ИЗГОТОВЛЕНИИ НОВЫХ ТИПОВ ТА

Многообразие целей испытаний не позволяет описать каждое детально. Рассмотрим лишь общие подходы к проведению исследовательских испытаний. Экспериментальные установки лабораторного типа, как правило, предназначены для испытаний моделей или отдельных теплопередающих элементов. В этом случае теплоносители, их расходы, скорости и температуры выбирают в соответствии с требованиями полного и прямого подобия. В отдельных случаях эти требования могут быть нарушены, но в каждом конкретном случае все отклонения от полного и прямого подобия должны быть обоснованы. Из наиболее часто применяемых методов, предусматривающих нарушение требований полного и прямого подобия, отметим локальное тепловое моделирование и моделирование с нарушением равенства определяющих чисел подобия.

Локальное тепловое моделирование применяют при изучении теплоотдачи в пучках труб, при этом трудоемкие и точные измерения тепловых потоков, скоростей, температур потока и теплопередающей стенки выпол-

няют не во всех, а лишь в одной-двух рабочих ячейках, расположение которых в пучке позволяет не учитывать граничные эффекты. Трубы, которые нагреваются или охлаждаются при испытаниях, называются калориметрами. В трубах-калориметрах, работающих в условиях нагрева при постоянной плотности теплового потока, установлены нагреватели из нихрома, коррозионно-стойкой стали или манганина, изолированные от стенки трубы, концы которой во избежание потерь теплоты также изолированы от деталей, к которым крепится калориметр.

Источником электроснабжения чаще всего служит аккумуляторная батарея.

В отдельных случаях нагревательные устройства устанавливают не на всю длину рабочего участка калориметра, а лишь в пределах элемента, встроенного в трубу. Все размеры трубы при монтаже элементов должны остаться прежними. Рабочий элемент в этом случае отделяется от остальной части трубы изоляционным материалом. Калориметр, показанный на рис. 6.1, представляет собой оребренную трубу *1* с рабочим элементом *5* и предназначен для измерения локальных коэффициентов теплоотдачи. На вершине ребра элемента, по его середине и в основании установлены спаи *3* термопар, электроды *2* которых выведены внутрь трубы. Тепловой поток создается с помощью тонкостенных накладок *4* (толщина фольги 0,2 ... 0,4 мм), вмонтированных во внутреннюю часть медной оребренной трубы и изолированных от корпуса оребренной трубы тонким слоем слюды *6*. Плотное прилегание фольги к медной трубе осуществляется с помощью заполнителя (смесь порошка шамота и жидкого стекла), который при на-

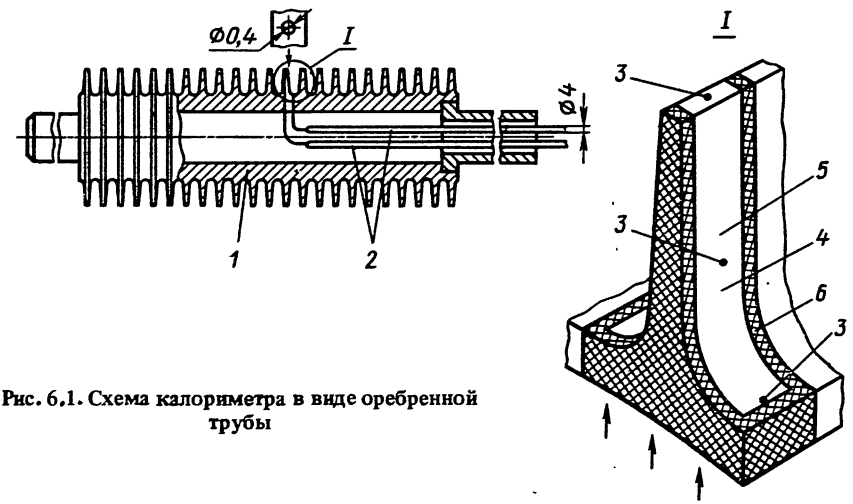


Рис. 6.1. Схема калориметра в виде оребренной трубы

гревании расширяется. Для контроля потерь теплового потока термопары установлены и на концах трубы.

В трубах-калориметрах при проведении эксперимента по методу энтальпии в условиях как нагрева, так и охлаждения прокачивается горячая или холодная вода, расход которой и температура на входе в калориметр и на выходе из него тщательно измеряются.

Для измерения температуры стенки труб в опытах с обеспечением полного или локального теплового подобия чаще всего используют медь-константановые термопары из проволоки диаметром 0,15 мм, зачеканенные в стенку трубы с учетом требований минимального искажения ее температурного поля. ЭДС термопар в лабораторных экспериментах измеряют с помощью низкоомных потенциометров, причем холодные спаи термопар обычно помещают в сосуд Дьюара с тающим льдом. Предварительно термопары градуируют по фиксированным точкам 0 и 100 °С в термостате с тающим льдом и в гипсометре, а в промежуточных точках диапазона 0 ... 150 °С – в жидкостном ультратермостате по показаниям образцового термометра с ценой деления шкалы 0,05 °С. Градуировку термопар повторяют после зачеканки их в стенки труб, после установки труб в экспериментальный участок, а также после проведения серии опытов. Аппроксимацию данных градуировки термопар в рабочем диапазоне температур обычно осуществляют с помощью полиномов второй и третьей степеней.

Температуру потока теплоносителя в различных точках сечений до рабочего участка и после него измеряют с помощью миниатюрных медных или никелевых термометров сопротивления ($t = -50 \ldots +180$ °С), хромель-копелевых (ХК) ($t \leqslant 500$ °С), хромель-алюмелевых (ХА) ($t \leqslant 800$ °С), платино-родиевых ($t \leqslant 1300$ °С) и других термопар. Наиболее точны термометры сопротивления. В качестве вторичных приборов используют: для термопар – потенциометры типа КСП, КПП, КВП, цифровые вольтметры; для термометров сопротивления – логометры, автоматические электронные мосты типа КПМ, КВМ, КСМ, КСПМ, КСММ, МС, МСР и др.

Расход жидкости в лабораторных условиях измеряют объемным или массовым способом, скорости потока – трубками Пито и Пито – Прандтля, термоанемометрами, шариковыми термосопротивлениями диаметром 0,15 мм. Для перемещения датчика в межтрубном пространстве и его фиксации в определенной точке применяют координатные механизмы *2* (рис. 6.2), вмонтированные или в трубу пучка изнутри, или в стенку корпуса *1* экспериментального участка.

Для измерения расхода газообразных и маловязких жидких теплоносителей используют также нормальные диафрагмы в комплекте с ртутными дифференциальными манометрами типа ДТ-50. В случае использования вязких теплоносителей (масло, мазут) применяют двойные диафрагмы и цилиндрические сопла, сохраняющие при значениях модуля сопла от 0,01

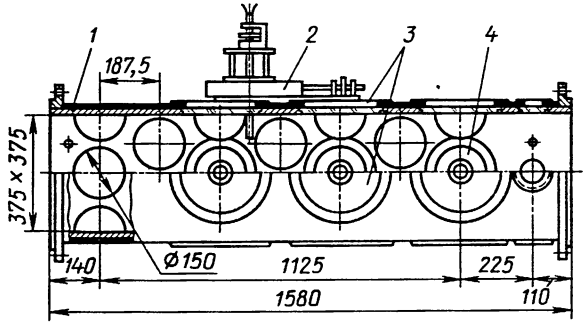


Рис. 6.2. Схема экспериментального участка:
1 – корпус; *2* – координатное устройство; *3* – окна; *4* – трубы

до 0,36 постоянство коэффициента расхода в диапазоне $Re = 270 ... 55 \cdot 10^4$.

Гидравлическое сопротивление в лабораторных условиях измеряют с помощью U-образных манометров, заполненных водой, спиртом, тетрабромэтаном (иногда подкрашенными) и другими жидкостями. Отбор статического давления осуществляют с помощью штуцеров, установленных до и после экспериментального участка. Диаметр отверстий в штуцерах для измерения статического давления обычно составляет 0,25; 0,5 или 0,8 мм (отношение толщины стенки к диаметру отверстия больше трех). Ось отверстия должна быть перпендикулярна к стенке поверхности канала, омываемой теплоносителем, сопротивление которого измеряется.

Моделирование с нарушением равенства определяющих чисел подобия (Pr или Re) выполняют в тех случаях, когда по каким-либо причинам невозможно использоать тот же теплоноситель, что и в натурном ТА, и испытания проводят, например, на воздухе (неравенство чисел Pr) или когда возможности стенда не позволяют обеспечить равенство чисел Re. В последнем случае эксперименты могут быть поставлены только с целью определения гидравлического сопротивления при уверенности попадания во вторую автомодельную область сопротивления. Моделирование при неравенстве чисел Pr проводят в основном с целью изучения распределения скоростей, давлений и определения коэффициентов сопротивления.

ИСПЫТАНИЯ ОПЫТНЫХ И ГОЛОВНЫХ ОБРАЗЦОВ

Заводские испытания – это испытания на прочность и плотность, которым подвергают каждый изготовляемый на предприятии ТА, и наладочные стендовые испытания, которые проводят с целью определения соответствия основных теплотехнических и гидродинамических характеристик опытных ТА проектно-расчетным. После этих испытаний аппараты могут быть отправлены на доработку.

Стендовым теплогидродинамическим испытаниям подвергают головные аппараты из новых серий, поставляемых на объекты, с целью определения фактических рабочих характеристик, всесторонней проверки качества и удобства эксплуатации изготовленного ТА, определения зависимостей между величинами, характеризующими работу аппарата, проверки эффективности и правильности новых технических решений, заложенных при проектировании.

ИСПЫТАНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ И ПЛОТНОСТЬ

Наиболее распространенным способом испытаний на прочность и плотность являются гидравлические (гидростатические) испытания, при которых проверяют сварные швы, места уплотнения разъемов, прочность и плотность как всего аппарата, так и отдельных его элементов.

Проверка прочноплотных соединений труб и трубных решеток. При изготовлении ТА применяют простые и комплексные соединения труб с трубными решетками (см. подразд. 1.2). Простое соединение имеет один пояс закрепления, а комплексное – несколько поясов закреплений, выполненных в определенной последовательности. Наиболее часто используют следующие способы соединения поясов закреплений: механическую вальцовку; вальцовку взрывом; аргонодуговую сварку торцовым швом; то же, внутренним швом; то же, стыковым швом.

Опыт контроля прочноплотных соединений показывает, что их надежность определяется прежде всего влиянием конструктивно-технологических факторов. Поэтому отказ ТА, связанный с нарушением плотности соединения труб с трубными решетками, является следствием скрытого дефекта производства и не зависит от состояния соседнего пояса закрепления. На этапе производства ТА важно обеспечить выборочный бездефектный контроль технологических операций сборки, который возможен в случае использования неразрушающих методов контроля.

В табл. 6.1 приведены наиболее распространенные неразрушающие методы контроля прочноплотных соединений различного типа. Скрытые дефекты производства можно выявить методами неразрушающего контроля только в случае простых соединений.

Дефекты (несплавление или непровальцовка) в торцовом и внутреннем швах после их вальцовки трудно выявить ввиду искажения результатов предварительной вальцовкой, а следовательно, устранить подваркой. Скрытые дефекты производства могут остаться необнаруженными и в торцовом шве с последующей его вальцовкой. В этом случае можено выявить дефекты сварки на стадии наложения торцового шва до вальцовки.

Проверку сварных швов рекомендуется выполнять до проведения окончательных гидравлических испытаний, так как ремонт сварных концов труб проводить проще, если они до сварки не контактировали с водой.

6.1. Вероятность появления дефектов в соединении до проведения неразрушающего контроля и после него

Способ соединения	Метод неразрушающего контроля	Вероятность дефекта	
		до контроля	после контроля
Механическая вальцовка	Люминесцентно-гидравлический ($p_и = 1{,}5\ p_р$)	+	–
Вальцовка взрывом	Люминесцентно-гидравлический ($p_и = 1{,}5\ p_р$)	+	–
Торцовый шов после вальцовки	Рентгеновский, люминесцентный (аэрозольный вариант)	+	+
Торцовый шов с последующей вальцовкой	Люминесцентный (аэрозольный), рентгеновский	+	+
Торцовый шов без вальцовки	Люминесцентно-гидравлический ($p_и = 1{,}5\ p_р$), люминесцентный (аэрозольный), рентгеновский	+	–
Внутренний шов после вальцовки	Гелиевый с использованием тораскопа, рентгеновский	+	+

Примечание. + – вероятность дефекта существует; – – вероятность дефекта отсутствует.

Отыскание течей возможно при опрессовке трубного пространства воздухом при давлении 0,135 ... 0,17 МПа и нанесении на сварочные швы мыльного раствора (100 г хозяйственного мыла на 1 л воды). Признаком течи является появление крошечных пузырьков. Более чувствительные методы связаны с использованием гелиевых или галоидных течеискателей. Метод обнаружения течи с помощью гелия основан на использовании гелия, вытекающего из зонда при его перемещении вдоль тех поверхностей, в которых вероятно наличие течи. Внутри испытуемого объема создается разрежение до $133 \cdot 10^{-3}$ Па. Гелий лучше других газов (кроме водорода) диффундирует через микронеплотности, поэтому когда зонд оказывается в районе неплотности, гелий вместе с воздухом проникает в вакуумированный объем, соединяющийся с масс-спектрометрической камерой посредством трубопровода с дроссельным вентилем. Предварительно в этой камере создается вакуум до $665 \cdot 10^{-6}$ Па. После открытия дроссельного вентиля гелий из объема отсасывается в масс-спектрометрическую камеру, электрическая часть которой генерирует сигнал. Уровень этого сигнала соответствует концентрации гелия.

Гелиевыми течеискателями ПТИ-6 и МХ1102 можно обнаружить течи гелия расходом 10^{-16} м^3/с. Соединения, подвергаемые контролю гелиевыми течеискателями, должны быть чистыми, промыты водой, и тщательно

продуты сухим горячим создухом (t = 100 °С). После охлаждения испытуемую поверхность желательно промыть спиртом-ректификатом.

Для контроля микроскопических неплотностей сварных соединений применяют также галоидные течеискатели. Метод основан на обнаружении в газе галогенидов или галоидных соединений (фреон, хлор, хлороформ, четыреххлористый углерод и др.). Одним из этих газов заполняется испытуемый объем (после откачки воздуха) под избыточным давлением 0,01 МПа. Датчик, соединенный со всасывающей стороной небольшого вентилятора, перемещается вдоль поверхности, в которой подозревается течь. Поступивший от датчика воздух вентилятором подается или в горелку, пламя которой при отсутствии газа, содержащего хлор, бесцветно, или в межэлектродное пространство прибора, анод которого (обычно платиновый цилиндр) нагревается спиралью до 800 ... 900 °С. Небольшое присутствие галоидов окрашивает пламя горелки в зеленый цвет, что позволяет обнаружить течь газа расходом 10^{-10} м^3/с. В электронном приборе эмиссия ионов, перемещающихся от нагретого анода к катоду, в присутствии газов, содержащих хлор, резко возрастает. Изменение ионного тока регистрируется микроамперметром. С помощью галоидного течеискателя ГТИ-2 можно выявить течи, через которые в течение года вытекает 0,5 г хладона 12 (CF_2Cl_2) при избыточном давлении 0,5 ... 0,6 МПа.

На предприятиях – изготовителях ТА обычно испытывают заделку концов труб с внешней стороны, когда давление, специально создаваемое в межтрубном пространстве, больше или равно давлению в трубах. Для ТА, у которых при эксплуатации давление в трубах больше давления в межтрубном пространстве, заделку концов труб иногда проверяют давлением изнутри, когда трубный пучок еще не вмонтирован в кожух. Причем утечки ищут на внутренней поверхности трубной решетки, а это выполнить труднее, чем осуществить поиск с внешней стороны трубной решетки.

Необходимо отметить, что каждый демонтаж трубного пучка из кожуха ТА повышает вероятность нарушения герметичности вальцовочных соединений труб с трубными решетками и требует повторной развальцовки труб.

Гидравлические испытания. При гидравлических испытаниях ТА с неподвижными трубными решетками вначале со стороны межтрубного пространства подвергают опрессовке при снятых крышках с целью проверки сварных швов кожуха и плотности заделки трубных концов. Затем межтрубное пространство осушают, продувают горячим сухим воздухом (100 °С), устанавливают крышки и трубы,испытывают, создавая пробное давление с целью проверки сварных швов крышки и всех уплотнительных соединений с прокладками. Если из патрубков межтрубного пространства, обращенных вниз, просачивается вода, то это свидетельствует чаще всего о неудовлетворительной заделке концов труб.

При гидравлических испытаниях ТА с подвижной трубной решеткой или плавающей головкой необходимо изготовлять специальные фланцы

и сальники для того, чтобы проверить заделку концов труб со стороны подвижной трубной доски при давлении в межтрубном пространстве. В остальном гидравлические испытания ТА с подвижной трубной решеткой мало отличаются от испытаний ТА с неподвижными трубными решетками. Перед испытаниями все отверстия в аппарате заглушают металлическими заглушками на болтах или пробками на резьбе. В обоих случаях под заглушки и пробки устанавливают резиновые прокладки. При этом незаглушенными оставляют три отверстия: для заполнения аппарата водой; выпуска воздуха (в верхней части аппарата) и спуска воды после испытаний (в нижней части аппарата). Давление при гидравлических испытаниях повышают постепенно, в течение 5 ... 10 мин, с помощью гидравлического пресса или какого-либо другого устройства.

В соответствии с правилами Госгортехнадзора установлены следующие нормы давления $p_и$ при испытаниях сосудов: для сосудов на рабочее давление $p_р \leqslant 0{,}5$ МПа $- 1{,}5p_р$, но не менее 0,2 МПа; для сосудов на рабочее давление $p_р > 0{,}5$ МПа $- 1{,}25p_р$, но не менее $p_р + 0{,}3$ МПа; для сосудов, работающих вод вакуумом, – 0,2 МПа.

Продолжительность гидравлического испытания не должна превышать 10 мин, после чего давление снижается до рабочего. За этот период показание манометра не должно заметно снижаться. После снижения пробного давления до рабочего производится осмотр всех сварных и других соединений и прилегающих к ним участков.

ТА считается выдержавшим гидравлическое испытание, если не обнаружено: признаков разрыва (поверхностных трещин, надрывов и др.) в швах или возле отверстий; течи, "слезок" и "потения" в сварных соединениях, на основном металле и в резьбовых соединениях; видимых остаточных деформаций. При испытаниях кожуха с трубной системой проводят осмотр плотности вальцовки или других креплений труб.

Для гидравлических испытаний нужно применять воду температурой не ниже 5 °С для исключения образования капель воды на поверхности ТА. Измерять давление следует двумя манометрами, один из которых должен быть контрольным.

ТА считается выдержавшим гидравлическое испытание, если в течение 2 ч снижение давления по манометру не превысило 5 %.

Гидравлическим испытаниям подвергают отдельно кожух после приварки к нему фланцев, линзовых компенсаторов, патрубков и т.д.; крышки после механической обработки; кожух аппарата в сборе с трубными решетками и закрепленными в них трубками. В ряде случаев проведение гидравлических испытаний ТА затруднено, например, из-за удаления воды из ТА или невозможно, например, при недопустимо больших напряжениях в элементах конструкций аппарата и т.д. Поэтому разрешается проведение испытаний воздухом или инертным газом при том же давлении, которое определено для гидравлических испытаний.

При испытаниях сжатым воздухом места возможной негерметичности кожуха и крышек окрашивают меловым раствором, а сварные швы и разъемные соединения смазывают мыльной водой. Давление в аппарате плавно повышают до значения, соответствующего 0,5 $p_р$. Затем при отсутствии течи давление увеличивают ступенчато: 0,1 $p_р$ на каждую ступень. В перерывах между ступенями повышения давления проводят тщательный осмотр швов, разъемных соединений и меловой окраски. Если слой меловой окраски осыпался или потрескался (признаки текучести металла) давление необходимо снизить на 1/3.

Аппарат считается выдержавшим испытание воздухом, если не были замечены признаки и текучести металла и пропуски воздуха через швы и разъемные соединения.

ТА, работающие при давлении ниже атмосферного (конденсаторы паротурбинных установок, конденсаторы и испарители холодильных установок), должны быть испытаны на плотность под вакуумом при остаточном давлении не выше 5,3 кПа. При заводских испытаниях газ и воздух из аппаратов отсасывается вакуумным насосом. После создания требуемого вакуума и удаления оставшегося водяного пара аппарат выдерживают под вакуумом в течение нескольких часов, записывая значения давления в нем через каждый час. Если в течение 12 ч давление в аппарате не повышается, то он считается герметичным. Если давление возрастает, то места проникновения воздуха в аппарат определяются с помощью течеискателей, люминесцентным или другим способом.

Испытанию аппаратов под вакуумом предшествуют гидравлические испытания. Результаты гидравлических испытаний и испытаний под вакуумом заносят в паспорт каждого аппарата.

Пневматические испытания на плотность. Этим испытаниям подвергают ТА, рабочие тела которых являются горючими, взрывоопасными или токсичными газами или жидкостями. До проведения пневматических испытаний необходимо испытать конструктивные узлы ТА на прочность.

Пневматическое испытание на плотность рекомендуется проводить при полном погружении собранного ТА в водяную ванну или бассейн, вода при этом должна быть горячей с небольшой концентрацией моющих средств для уменьшения поверхностного натяжения. Уровень воды в ванне должен быть на 100 мм (не менее) выше уровня верхней точки погружаемого аппарата. Перед погружением на все патрубки и штуцера устанавливают заглушки, затягивают сальниковые устройства в установленной на корпусе ТА арматуре.

Испытания на плотность проводят с помощью воздуха или азота при максимально разрешенном рабочем давлении. Заполнение ТА этими газами производят при помощи специального компрессора или из общей сети. В последнем случае воздух должен быть очищен от масла и осушен во избежание конденсации влаги в испытуемом аппарате. Если давление в сети пре-

вышает давление $p_и$, необходимое для проведения испытаний, то на подводящем трубопроводе устанавливают редукционный клапан, отрегулированный на испытательное давление. Кроме того, перед запорным вентилем, а при установке редукционного клапана между ним и запорным вентилем устанавливают предохранительный клапан, отрегулированный на открытие при давлении, превышающем $p_и$ на 2 ... 3 %.

После запорного вентиля или непосредственно на аппарате устанавливают проверенный и опломбированный манометр класса 1,5 со шкалой давления, превышающей испытательное давление в 1,2 – 1,5 раза, а также вентиль для выпуска воздуха (азота) из аппарата. Площади сечений проходного отверстия предохранительного клапана и вентиля для выпуска воздуха (азота) должны быть не меньше площади сечения запорного вентиля перед ТА.

Давление в сосуде поднимают плавно с остановками на промежуточных значениях. Число остановок и промежуточные значения давления регламентированы инструкцией предприятия. При испытательном давлении $p_и >$ > 0,5 МПа обязательно проводят проверку при промежуточном значении давления, равном $0{,}5\,p_и$, а при $p_и > 10$ МПа остановки и проверки проводят через каждые 5 МПа.

Ниже приведено время повышения избыточного давления.

Избыточное давление, МПа . .	До 0,1	0,1 ... 1	1 ... 5	5 ... 10
Время, мин	15 ... 20	60 ...90	60 ... 90	30 ... 40

Если ТА испытывают в водяной ванне, то места утечек выявляют по появлению пузырьков воздуха (азота). Таким способом может быть обнаружена неплотность, через которую за 1 мин выходит пузырек газа диаметром примерно 1 мм. Если водяная ванна не используется, то места утечек при промежуточном и испытательном давлениях выявляют при помощи галоидного течеискателя или путем обмазки швов, сальников, арматуры и разъемных соединений мыльным раствором.

При обнаружении пропусков давление плавно снижают до исходного, после чего устраняют причины утечек. Если для устранения неплотностей требуется провести ремонтные работы, то выявленные дефекты и меры по их устранению записывают в ремонтном журнале (карте). Устранение дефектов и подтяжка крепежных соединений в аппаратах, находящихся под давлением, не допускаются. После устранения дефектов испытания повторяют. Запрещается обстукивание или удары по кожуху ТА, находящемуся под давлением.

При достижении в аппарате испытательного давления подачу воздуха (азота) прекращают, между подводящим трубопроводом и запорным вентилем устанавливают металлическую заглушку и наблюдают за падением давления в сосуде не менее 24 ч (для аппаратов, испытуемых впервые).

Измерение начального давления и отсчет времени проводят после выравнивания температуры внутри и снаружи аппарата.

Аппарат, испытуемый впервые, считается выдержавшим испытание на плотность, если падение давления за 1 ч не превышает 0,1 % при токсичных и 0,2 % при пожаро- и взрывоопасных средах.

Результаты испытания ТА с указанием значений начальных и конечных давлений, температур и длительности испытаний заносят в специальный акт.

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ

Стендовые теплотехнические испытания проводят по специальной программе, утвержденной в установленном порядке, на одном-двух режимах с составлением теплового баланса. При этом расхождение в тепловом балансе по греющему и нагреваемому теплоносителям не должно превышать 3 ... 4 %. Перед проведением испытаний берутся пробы теплоносителей для определения их основных теплофизических характеристик. В программе указываются цель и объем испытаний, условия и порядок их проведения, а также основные параметры, подлежащие определению. Программа должна содержать принципиальную схему опытного стенда, а также требования к стендовому оборудованию, средствам измерения и контроля. В частности, конструкция расходных цистерн вязких жидкостей должна исключать насыщение теплоносителей воздухом в процессе циркуляции. При измерении массовых расходов вязких жидкостей перед расходомерами следует установить стабилизаторы потока. Приборы должны иметь паспорта и клейма государственной поверки со сроком действия на момент испытаний.

Порядок проведения стендовых испытаний регламентирован программой, утвержденной в установленном порядке. Оборудование стенда должно обеспечивать проведение испытаний в полном объеме утвержденной программы. Измерение параметров теплоносителей и двусторонняя связь с энергетическими постами, обеспечивающими работу стенда, должны осуществляться дистанционно с единого пульта, на который вынесены самопишущие приборы измерительной системы или который может быть заменен дисплеем микроЭВМ и печатающим устройством. Средства автоматического поддержания температуры, давления и расхода теплоносителей в требуемых пределах должны быть соответствующим образом отрегулированы.

При испытаниях непосредственному измерению подлежат температуры и давления теплоносителей на входе в аппарат и на выходе из него, а также расходы обоих теплоносителей. Относительная погрешность измерений давления и температуры не должна превышать ± 1,5 %. Показания приборов записывают только на установившемся режиме. За установившийся режим принимается такой режим, при поддержании которого показания приборов в течение 15 мин не меняются.

В случае неавтоматизированных стендов показания приборов записываются в определенной последовательности через равные промежутки времени в зависимости от длительности режима испытаний. За режим следует провести не менее 10 ... 12 измерений. Ниже приведена периодичность записи показаний при различной длительности режима.

Длительность режима, ч	0,5	До 2	2 ... 10	Свыше 10
Периодичность записи, мин . .	1 ... 3	5 ... 10	15 ... 45	45 ... 60

Если стенд находится под управлением микроЭВМ, то периодичность опроса датчиков и вывода их показаний на печать устанавливается оператором ЭВМ непосредственно с клавиатуры с учетом приведенных рекомендаций. По результатам измерений определяются зависимости между параметрами и расходами теплоносителей и гидравлические сопротивления аппарата.

Измерение температур. В диапазоне температур – 70 ... + 150 °С рекомендуется применять никелевые термометры сопротивления типа П1 (П1Тр), ТУ 25-04-1254–76, которые отличаются прочностью, малой чувствительностью к способам установки в потоке теплоносителя, хорошей воспроизводимостью, малой погрешностью приемника (± 1 °С), а также наиболее удобны для автоматизированных стендов. Диаметр зонда этих датчиков составляет 7,7 мм, глубина погружения 100 ... 110 мм, постоянная времени не превышает 5 с, сопротивление (90,1 ± 0,5) Ом при 0 °С и (129,8 ± ± 0,44) Ом при 100 °С.

При более низких температурах применяют медные (ТСМ) и платиновые (ТСП) термометры сопротивления. Из перечисленных выше вторичных приборов рекомендуются автоматические самопишущие уравновешенные мосты типа КСММА, КСПМА, а также электронные автоматические мосты серии МС-1 и МСР1 с устройствами для дистанционной передачи показаний, что важно для автоматизации эксперимента, а также с устройствами для записи до 12 каналов температуры. В автоматизированных стендах последовательно с приемником термометра сопротивления иногда включается резистор, падение напряжения на котором пропорционально значению измеряемой температуры. Сигнал (100 ... 150 мВ) поступает на вход общего для стенда преобразователя напряжения в частоту (например, типа АЧП-8М), в преобразованном виде может передаваться на частотомер с последующим выводом на печать и цифровую индикацию, или на процессор, который одновременно выполняет функции частотомера и индикатора, а также управляет печатью параметра во времени.

Для измерения температур в диапазоне 150 ... 400 °С предпочтительны термопары ХК, а в диапазоне 450 ... 900 °С – термопары ХА. Для этих термоприемников необходима компенсация температуры холодного спая. Самопишущие и показывающие потенциометры типа КСП, КПП и КВП,

ГОСТ 7164–78*, имеют специальные устройства компенсации холодного спая. Для автоматизированных стендов эти устройства необходимо включать в электрическую схему до преобразователя напряжения. Класс точности вторичных приборов выбирают в соответствии с программой испытаний.

Если по условиям эксплуатации стенда это возможно, то в трубопроводах устанавливают жидкостные стеклянные метеорологические (типа ТМ) или лабораторные (типа ТЛ) термометры, дублирующие показания основных датчиков температуры, в ряде случаев необходимые для эталонных измерений, так как их погрешность в диапазоне температур – 120 ... + 650 °С не превышает ± (0,2 ... 0,3) °С.

Измерение давления. Средства измерения давления при проведении исследовательских экспериментов описаны выше. При стендовых испытаниях опытных и головных образцов ТА динамический напор измеряют редко, чаще всего ограничиваются измерением перепада статического давления. Требования к отверстиям и капиллярным трубкам для отбора статического давления к вторичным приборам одинаковы для любых испытаний. В автоматизированных стендах капиллярные трубки выводятся на преобразователи давления типа МП, МВП, ВП (класс точности 1 и 1,5) с электрическим выходным сигналом (сила тока 0 ... 5 мА). В измерительной цепи последовательно с преобразователем давления включается постоянный резистор сопротивлением 8 ... 10 Ом и переменный сигнал, пропорциональный падению напряжения на сопротивлении, поступает на вход преобразователя напряжения. В стендах под управлением микроЭВМ преобразователи давления можно сразу подключить к общей шине через преобразователь тока в цифровой код. При измерении давления хорошо зарекомендовал себя комплекс тензорезисторных измерительных преобразователей "Сапфир-22".

Непосредственно на трубопроводах стенда показания основных датчиков давления должны дублироваться техническими или лабораторными манометрами. Наиболее надежны манометры деформационного типа (пружинные). При выборе манометра необходимо учитывать, что при постоянном или плавно изменяющемся режиме работы стенда номинальное измеряемое давление должно находиться в пределах 1/3 ... 2/3 максимального значения по шкале, а при резко переменном режиме работы – в пределах 1/3 ... 1/2 этого значения.

Измерение расхода. Для измерения расхода теплоносителей используют расходомеры переменного перепада давления с сужающимися устройствами, расходомеры постоянного перепада давления (ротаметры), устанавливаемые только вертикально, тахометрические расходомеры, объемные счетчики жидкостей и газов, монтируемые только на горизонтальных участках трубопроводов, мерные баки и весовые устройства.

Основными требованиями к расходомерам являются следующие: обеспечение минимально возможной погрешности измерения; малая инер-

ционность; простота конструкции и обслуживания; возможность измерения мгновенных значений расхода; удобство отсчета показаний, а также возможность получения электрического сигнала на выходе прибора.

Для измерения малых расходов газов (менее 100 $м^3/ч$) целесообразно использовать газовые счетчики, которые регистрируют только суммарный расход и не дают возможности определить мгновенные значения расхода, а для измерения больших расходов – нормальные диафрагмы в комплекте с жидкостными дифференциальными манометрами и дифференциальными манометрами-датчиками, а также ротаметры. Для малых расходов вязких жидкостей рекомендуются двойные диафрагмы, сопла "четверть круга", тахометрические расходомеры, ротаметры и объемные счетчики жидкостей, для остальных случаев – цилиндрические сопла и ротаметры. Для измерения расходов маловязких жидкостей используют объемные счетчики воды, тахометрические расходомеры, ротаметры и различного рода сужающиеся устройства.

Малые расходы жидкостей наиболее точно могут быть определены в случае использования непрерывно действующих устройств, с помощью которых в единицу времени измеряется масса определенных порций (навесок) теплоносителя. Кроме того, можно использовать мерные баки, с помощью которых в единицу времени определяют объем теплоносителя, поступающего в мерный бак из той или иной системы. Объемный способ все же менее точен, чем весовой, хотя градуировку расходомеров и счетчиков различного типа до настоящего времени чаще осуществляют объемным способом (с помощью мерных баков). Это объясняется недостаточной надежностью выпускаемых весовых устройств, а изготовить объемное устройство на месте проще, чем весовое.

В условиях автоматизированных стендов предпочтительны расходомеры с электрическим сигналом на выходе – расходомеры тахометрического типа и ротаметры. Там, где это возможно, рекомендуется устанавливать сужающие устройства с дифференциальными манометрами – датчиками типа ДМ, МП, МПК, ДМЭ, МДС, ДДМЭ, ПДП и др. Следует учитывать, что погрешность этих расходомеров во многом определяется способами их градуировки. При контроле расхода жидкости дифференциальный манометр-датчик рекомендуется устанавливать ниже сужающегося устройства, чтобы избежать попадания воздуха в капиллярные трубки. Если это требование выполнить невозможно, то в верхних точках линий трубопроводов устанавливают воздухосборники с продувочными клапанами. При контроле расхода газа (пара) предпочтительна схема с установкой дифференциальных манометров-датчиков выше сужающихся устройств. Если это выполнить невозможно, то в нижних точках соединительных линий следует устанавливать емкости для сбора конденсата (воды) с продувочными клапанами. Образование в соединительных трубках воздушных (при измерении расхода жидкостей) и водяных (при измерении расхода газов) пробок

приводит к значительным погрешностям показаний приборов. Поэтому перед каждым вводом стенда в действие, а также периодически в процессе испытаний ТА рекомендуется продувать соединительные линии, открывая продувочные клапаны. Для предотвращения резкого повышения давления при включении расходомеров в работу на соединительных линиях перед дифференциальными манометрами-датчиками необходимо предусмотреть два запорных клапана — на каждой линии, соединяющей сужающееся устройство с датчиком, — и один уравнительный клапан на перемычке между линиями запорных клапанов. При включении датчика в работу сначала открывается уравнительный клапан, а затем запорные; после открытия запорных клапанов уравнительный клапан закрывается.

Электрический сигнал от датчика расходомера преобразуется по тому же принципу, что и в случае измерения давления. Последовательно с датчиком в измерительную цепь иногда включается резистор. При прохождении через постоянный резистор тока, сила которого зависит от измеряемого перепада давления, имеет место падение напряжения. Этот сигнал подается на вход преобразователя напряжения, а затем в преобразованном виде на частотомер, печать и индикацию, или через преобразователь тока в код (напряжения в код) — к общей шине микроЭВМ.

Принципиальная схема стенда для испытания охладителя жидкости приведена на рис. 6.3. В состав стенда входят испытываемый охладитель

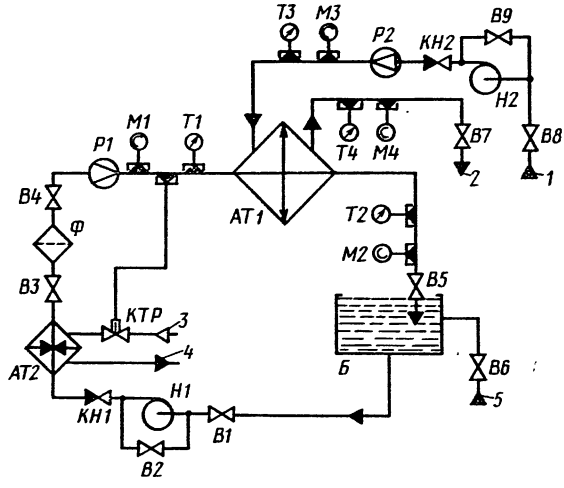


Рис. 6.3. Принципиальная схема стенда для теплотехнических испытаний охладителя жидкости:

1 — вход охлаждающей жидкости; *2* — выход охлаждающей жидкости; *3* — вход греющего пара; *4* — выход конденсата; *5* — долив охлаждаемой жидкости

АТ1, подогреватель жидкости *АТ2* (паровой), фильтр *Ф*, регулятор температуры *КТР*, насосы *Н1* и *Н2*, цистерна *Б*, невозвратные клапаны *КН1* и *КН2*, вентили *В1 – В9*, расходомеры *Р1* и *Р2*, термометры *Т1 – Т4*, манометры *М1 – М4* и трубопроводы. Тип расходомеров не конкретизируется. Места измерений температур, давлений и расходов приведены на схеме. Вторичные приборы, а также схемы преобразования их электрических сигналов не показаны.

При выборе режимов испытаний ТА следует учитывать возможность получения на стенде спецификационных, минимальных и максимальных параметров. Перед испытаниями провести ревизию аппарата и, если это необходимо, отмывку от загрязнений поверхностей теплообмена, поскольку загрязнения существенно искажают значения измеряемых параметров. В процессе подготовки к испытаниям осуществляются проверка и наладка оборудования, систем, средств автоматики и измерительных каналов.

В информационных измерительных системах (ИИС) и измерительно-вычислительных комплексах (ИВК) измерительные приборы включаются в тот или иной измерительный канал и выдают информацию в систему для ее дальнейшей обработки. Поскольку для испытаний ТА создание отдельных ИИС и ИВК, за редким исключением, экономически неоправданно, то измерительные каналы стендов для теплотехнических испытаний ТА подключают к приборному интерфейсу, отвечающему требованиям ГОСТ 26.003–80* и служащему для сопряжения датчиков приборов и измерительных систем с микроЭВМ коллективного пользования, например, обслуживающей несколько стендов различного назначения, цехов и т.д. При этом автоматизируется процесс не только измерений и записи результатов измерений, но и обработки данных, который предполагает получение выходных характеристик ТА (тепловых потоков) как функции температур, давлений и расходов, измеряемых с помощью датчиков, а также эмпирических формул, моделей исследуемых процессов, их графической интерпретации, выдаваемой графопостроителем, что позволяет оптимизировать параметры ТА.

На всех этапах стендовых теплотехнических испытаний комиссия оформляет соответствующие протоколы, в которые записываются результаты испытаний, рекомендации по улучшению конструктивных элементов и т.д. Методики стендовых теплотехнических испытаний ТА регламентированы ОСТами и другими нормативными документами.

Специальные теплотехнические испытания. Их выполняют с целью изучения влияния различных эксплуатационных факторов на выходные параметры ТА. Так, при стендовых испытаниях АВО, РВУ и ОНВ часто проводят опыты при переменном расходе одного из теплоносителей и остальных постоянных параметрах для оценки влияния скорости движения того или иного теплоносителя на коэффициент теплопередачи. Полученная информация важна для выявления границ рационального регулирования параметров

ТА, а кроме того, дополнительно позволяет построить эксплуатационную аэродинамическую характеристику вентилятора АВО и РВУ. В этом случае число режимов должно быть не менее четырех.

Для АВО, РВУ и ОНВ часто проводят специальные испытания при увлажнении охлаждающего воздуха. Начинают испытания с самой высокой допустимой температуры воздуха. Затем специально обработанную воду подают на увлажнение охлаждающего воздуха и через равные промежутки времени (3 ... 5 мин) записывают параметры охлаждаемого в ТА теплоносителя (АВО, РВУ) или охлаждающей воды (ОНВ). На установившемся режиме выполняют полный объем измерений всех параметров работы аппарата с измерением расхода воды на увлажнение и относительной влажности $\varphi_{вл}$ воздуха на выходе из ТА. Испытания проводят на различных режимах, с разными расходами воды, тонкостью ее распыливания в потоке воздуха, числом водяных форсунок, направленностью конуса распыления. Для ОНВ при его работе на различных эксплуатационных режимах особенно важно установить сочетание параметров t'_1, t'_2 и $\varphi_{вл}$, при котором из охлаждаемого воздуха на выходных участках поверхности будут выделяться капли воды (конденсат).

Поскольку при эксплуатации АВО и РВУ возможны перенос теплых масс воздуха с соседних установок и рециркуляция горячего воздуха после его выхода из аппарата, то температура воздуха в разных точках фронтального сечения АВО и РВУ будет неодинаковой. Ограниченные длины прямых участков трубопроводов, резкие повороты потока воздуха в подводящих патрубках ОНВ создают неравномерность поля скоростей воздуха во фронтальном сечении аппарата, что приводит к неоднородности поля температур воздуха на выходе из ОНВ. Для более точного определения фактических параметров ТА рекомендуется измерять температуру воздуха в различных точках фронтального и выходного сечений АВО и РВУ, а также выходного сечения ОНВ с последующим усреднением получаемых значений.

Для определения асимптотического значения термического сопротивления загрязняющих отложений ТА испытывают на загрязняемость. Испытания проводят на спецификационном режиме работы аппарата, добавляя в контуры теплоносителей наиболее вероятные компоненты загрязнений. Для охлаждающей воды – это соли кальция, магния, кремния и др., для воздуха радиаторов транспортных установок – пыль, песок, частицы мокрой глины, а также стеблей и листьев растений, для воздуха АВО и РВУ – песок, мокрая грязь, для воздуха ОНВ – частицы масла, сажи, пыль, для масла – продукты его разложения, термической обработки и т.п.

Испытания на загрязняемость можно выполнять двумя способами. При реализации первого способа поступление загрязнений моделируется с такой же интенсивностью, что и в процессе будущей эксплуатации ТА. Для проведения таких испытаний требуется много времени (до 2 ... 3 тыс. ч).

При реализации второго способа проводят ускоренные испытания с интенсивным насыщением теплоносителей загрязнениями. Однако существенное сокращение времени испытаний не позволяет выявить динамику роста термического сопротивления загрязнений, которая наблюдается в реальных условиях эксплуатации.

Испытания опытных образцов или моделей ТА на тепловую "раскачку" выполняют с целью проверки надежности закрепления труб и других соединений при смене тепловой нагрузки. В ходе испытаний поочередно изменяют температуру теплоносителей: от минимально возможной до максимально возможной со скоростью изменения 2 ... 3 °С/мин. Если это допустимо по условиям эксплуатации ТА, то иногда испытания на тепловую "раскачку" проводят при минимально допустимой температуре теплоносителя в трубах, периодически подавая в межтрубное пространство пар. После 40 ... 60 циклов термического нагружения проводят гидравлические испытания на плотность соединений труб с трубными решетками.

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ

Обработка результатов прямых измерений. В стендовых теплотехнических испытаниях обработку результатов прямых измерений выполняют в такой последовательности:

определяют метрологические свойства средств измерений каждого параметра по ГОСТ 8.508–84 – погрешность Δ, среднее квадратическое отклонение (СКО) погрешности $\sigma(\Delta)$, математическое ожидание $M[\Delta]$ погрешности, систематическую составляющую Δ_c погрешности и др.;

исключают известные систематические погрешности из результатов наблюдений;

вычисляют среднее арифметическое направленных результатов наблюдений

$$\widetilde{A} = \sum_{i=1}^{n} x_i/n,$$

где n – число результатов наблюдений; x_i – i-й результат наблюдения;

определяют оценку СКО результата наблюдения;

вычисляют оценку СКО $\sigma(\widetilde{A})$ результата измерения

$$s(\widetilde{A}) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \widetilde{A})^2/[n(n-1)]}.$$

Принимают, что результаты наблюдений принадлежат нормальному распределению, вычисляют доверительные границы (без учета знака) случайной составляющей погрешности результата измерения

$$\xi = t_p s(\widetilde{A}),$$

где t_p — коэффициент Стьюдента, при доверительной вероятности $p = 0{,}95$, значения коэффициента t_p (квантили распределения Стьюдента) приведены ниже:

n	2	3	4	5	6	7	8	
$t_{0,95}$	4,303	3,182	2,776	2,571	2,447	2,365	2,306	
n	9	10	11	12	15	20	30	∞
$t_{0,95}$	2,262	2,228	2,201	2,179	2,131	2,086	2,042	1,960

вычисляют границы неисключенных остатков систематической погрешности результата измерений

$$\theta = k \sqrt{\sum_{i=1}^{m} \theta_i^2},$$

где m — число суммируемых неисключенных систематических погрешностей; θ_i — граница i-й систематической погрешности, например, предел допустимых основных и дополнительных погрешностей средств измерений, если случайные составляющие погрешности пренебрежимо малы;

в случае $\theta / s(\widetilde{A}) < 0{,}8$ неисключенными систематическими погрешностями по сравнению со случайными погрешностями пренебрегают и принимают, что граница погрешности результата $\Delta = \xi$. Если $\theta / s(\widetilde{A}) > 8$, то случайной погрешностью по сравнению с систематическими пренебрегают и принимают, что граница погрешности результата $\Delta = \theta$. В диапазоне $\theta / s(\widetilde{A}) = 0{,}8 \ldots 8$ величину Δ определяют в соответствии с ГОСТ 8.207–76.

В некоторых случаях дополнительно определяют среднюю погрешность среднего арифметического и среднюю погрешность одного измерения.

Расчет теплового баланса. Важнейшей составной частью обработки результатов стендовых испытаний ТА являются расчет и определение погрешности баланса тепловых потоков. Методика состоит из двух этапов. На первом этапе выводят формулу для абсолютной или относительной погрешности результата косвенного измерения, исходя из вида функции. На втором этапе рассчитывают погрешность величины, определяемой в результате косвенного измерения, в соответствии с полученной формулой путем суммирования ее составляющих по правилам суммирования случайных погрешностей с учетом корреляционных связей и законов распределения погрешностей.

Функции тепловых потоков

$$Q_1 = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'')$$

и

$$Q_2 = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2'),$$

а окончательные формулы для приближенного определения абсолютных погрешностей Q_1 и Q_2 следующие:

$$\Delta_{Q_1} = \sqrt{(t_1' - t_1'')^2 \Delta_{G_1} c_{p1} + (G_1 c_{p1})^2 (\Delta^2_{t_1'} - \Delta^2_{t_1''})};$$

$$\Delta_{Q_2} = \sqrt{(t_2'' - t_2')^2 \Delta_{G_2} c_{p2} + (G_2 c_{p2})^2 (\Delta^2_{t_2''} - \Delta^2_{t_2'})}.$$

Тогда небаланс тепловых потоков ТА с учетом максимальных отклонений Q_1 и Q_2

$$\text{НБ} = \frac{2(Q_1 + \Delta_{Q_1}) - (Q_2 - \Delta_{Q_2})}{(Q_1 - \Delta_{Q_1}) + (Q_2 + \Delta_{Q_2})} 100\,\%.$$

Если НБ $\leqslant 5$ ... 7 %, то это свидетельствует о стабильности режима испытаний, правильности выбора методики измерений и обработки результатов измерений, достаточной точности средств измерений. В противном случае надежность результатов стендовых испытаний является недостаточной для формулирования выводов о соответствии фактических параметров ТА проектно-расчетным.

Методика определения погрешностей результатов косвенных измерений. Она состоит из двух этапов и используется при обработке результатов исследовательских и специальных испытаний, например, при определении коэффициентов теплоотдачи α, потерь давления Δp, чисел Re, Nu, Eu. В настоящее время относительная погрешность ϵ косвенного измерения этих величин следующая: $\epsilon_\alpha \approx 5$ ... 13 %; $\epsilon_{\Delta p} \approx 1$ ... 2 %; $\epsilon_{\text{Re}} \approx 2$ ... 3 %; $\epsilon_{\text{Nu}} \approx$ ≈ 10 ... 15 %; $\epsilon_{\text{Eu}} \approx 5$ ... 10 %. Погрешность уравнений подобия — это погрешность результатов обобщения, значения которой выше, чем ϵ_{Nu} или ϵ_{Eu}. Обычно в расчетах используют уравнения подобия, обобщающие экспериментальные результаты с относительной погрешностью 15 ... 20 %.

Обработка результатов специальных теплотехнических и исследовательских испытаний. Ее проводят в такой последовательности:

1) проверяют выборку экспериментальных данных на представительность;

2) выполняют проверку обеспечения достаточной воспроизводимости опытов;

3) отсеивают грубые погрешности измерения (промахи);

4) выполняют проверку соответствия распределения погрешностей результатов измерений закону нормального распределения. Если гипотеза о нормальном законе распределения вероятностей оказывается забракованной, то определяют, какому закону распределения подчиняются опытные данные и, если это возможно, преобразовывают полученное распределение к нормальному. Перечисленные действия базируются на представлении о

том, что лежащий в основе большинства программ обработки данных метод наименьших квадратов (МНК) при нормальном законе распределения наиболее эффективен. Отметим, что МНК достаточно эффективен для широкого класса распределений [20], имеющих значения контрэксцесса $\kappa_{кэ} = 0{,}5 \ldots 0{,}7$;

5) если выборка, которую нужно обработать, состоит из данных разных исследователей, полученных в различное время и на неодинаковом оборудовании, то выполняют дисперсионный анализ с целью проверки однородности дисперсий этих данных;

6) путем корреляционного анализа подбирают наилучшую форму связи каждого фактора и отклика;

7) для окончательного построения модели выполняют линейный или нелинейный регрессионный анализ.

Содержание работ, перечисленных в пп. 1 – 4, изложено в ГОСТ 8.207–76.

Отсеивание промахов. Промахи и остальные отсчеты выборки принадлежат к разным генеральным совокупностям, обрабатывать такие данные бессмысленно, поэтому промахи из выборки следует исключать. Единственным формальным признаком промаха ("чужого" наблюдения) является его аномально большое удаление от центра распределения, т.е. наибольшее отличие значения отсчета от математического ожидания (для нормального и близких к нему распределений). Поэтому при обработке данных отбрасывают крайние, очень удаленные от центра наблюдения отсчеты. Такой способ отсеивания промахов называют цензурированием выборки.

Многократные градуировки измерительных каналов стендов для испытаний ТА и их элементов, тем более в случае автоматизированных измерений, свидетельствуют о том, что закон распределения погрешностей для измерительных систем рассматриваемого типа близок к нормальному. Отсюда наиболее простая процедура цензурирования выборки $(x_1, \ldots, x_n)$ какого-либо измеренного параметра, например температуры, давления, скорости, состоит в следующем:

1) для выборки $(x_1, \ldots, x_n)$ вычисляют оценку математического ожидания

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^{n} x_i/n$$

и оценку СКО

$$s_x = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \bar{x})^2/n} \; ;$$

2) задаваясь значением доверительной вероятности p, например $p =$

$= 0{,}95$, по объему выборки и из таблиц t – распределения Стьюдента определяют квантиль t_p и находят граничные значения интервала рассматриваемой доверительной вероятности:

$$x^-_{\text{ГР}} = \bar{x} - s_x t_p; \quad x^+_{\text{ГР}} = \bar{x} + s_x t_p;$$

3) значения $x < x^-_{\text{ГР}}$ и $x > x^+_{\text{ГР}}$ считают промахами и исключают из выборки.

Недостатком этого простого способа цензурирования выборок является возможность грубой ошибки при массовых сбоях в измерительной системе. Если размах выборки $x_{\max} - x_{\min}$ существенно превышает ожидаемый для данного измерительного канала, то применяют алгоритмы сортировки, основанные на правилах мажоритарной логики. Рассмотрим содержание одного из таких алгоритмов.

Для выборки $(x_1, \ldots, x_n)$ определяют самый большой $x_{\max}$ и самый малый $x_{\min}$ элементы, вычисляют выборочную среднюю $\bar{x}_n = \sum_{i=1}^{n} x_i/n$ из n элементов.

Задают интервал, равный $A\bar{x}_n$ и определяют граничное значение со стороны самого большого элемента выборки $x_{\text{ГР}} = x_{\max} - A\bar{x}_n$. Значение коэффициента A выбирают заранее на основе данных о погрешности измерительного тракта, амплитуды и частоты колебаний самого параметра. Определяют число $k = k'$ элементов выборки, удовлетворяющих условию $x_i - x_{\text{ГР}} \geqslant 0$, и $k = k''$, удовлетворяющих условию $x_i - x_{\text{ГР}} < 0$. Если $k'' < k'$, то для обработки оставляют массив k', если $k'' > k'$, то оставляют массив k''.

Вслед за этим проводят цензурирование в зоне самого малого элемента выборки. Выборочное среднее по оставшимся k элементам $\bar{x}_k = \sum_{i=1}^{k} x_i/k$. Граничное значение $x'_{\text{ГР}} = x_{\min} + A\bar{x}_k$. Затем определяют число элементов выборки $m = m'$, удовлетворяющих условию $x_i - x'_{\text{ГР}} > 0$, и $m = m''$, удовлетворяющих условию $x_i - x'_{\text{ГР}} \leqslant 0$. Если $m'' < m'$, то для окончательной обработки берут массив m' элементов, если $m'' > m'$ – массив m'' элементов.

Более точные методы цензурирования выборок, учитывающие их объем n и вид распределения см. в литературном источнике [20].

6.2. ДИСПЕРСИОННЫЙ И КОРРЕЛЯЦИОННЫЙ АНАЛИЗЫ

Дисперсионный анализ. Дисперсионный анализ с классификацией по одному признаку предполагает анализ таблицы, подобной табл. 6.2, в столбцах которой приведены данные наблюдений при различных значениях классифицирующего признака, например: степени автоматизации эксперимента или его организации, погрешности измерительных приборов, временных отметках, авторстве и т.п. Величины x_{ij} должны быть сопоставимы для различных столбцов, что возможно порой только при преобразовании результатов непосредственных наблюдений. В качестве x_{ij} можно использовать безразмерные отношения $St = Nu/(RePr)$, ζ/Re, E_F, η и т.д.

Классификация по двум признакам (табл. 6.3) предполагает одновременный анализ дисперсий выборок, образованных столбцами (как и в предыдущем случае), а также строками. Например, если по i (номер строки) располагать данные в порядке возрастания какой-либо величины, например

6.2. Данные для дисперсионного анализа (классификация по одному признаку, неравное число наблюдений в столбцах)

Номер наблюдения	Классификация			
	1	2	...	NC
1	x_{11}	x_{12}	...	x_1
2	x_{21}	x_{22}	...	x_2
3	–	x_{32}	...	x_3
...	–	...	...	–
NR	–	x_{NR2}	...	–
$NT = N_1 + N_2 + ... + N_{NC}$	$N_1 = 2$	N_2	...	$N_{NC} = 3$

6.3. Данные для дисперсионного анализа (классификация по двум признакам)

Номер наблюдения	Re	Номер ТА			
		1	2	...	NC
1	100	x_{11}	x_{12}	...	x_1 NC
2	500	x_{21}	x_{22}	...	x_2 NC
3	1000	x_{31}	x_{32}	...	x_3 NC
...	...	...	...	...	...
NR	5000	x_{NR1}	x_{NR2}	...	x_{NR} NC
$NT = NC \cdot NR$				...	

6.4. Данные для дисперсионного анализа

Номер наблюдения	Re			
		1		
		1	...	NCE
1	100	9,8	...	10,1
2	500	9,2	...	9,3
3	1000	8,5	...	8,5
...	...	...	...	...
NR	5000	4,1	...	4,2

$NT = NCE \cdot NR \cdot NC$

числа Re, то вторым классифицирующим признаком будет число Re. Тогда в качестве x_{ij} можно использовать безразмерные величины Nu, ζ, Eu, E_F, η и т.д., а первым классифицирующим признаком может быть тип аппарата.

Дисперсионный анализ с классификацией по двум признакам с несколькими наблюдениями в ячейке осуществляется в том случае, когда анализируются наблюдения, включающие несколько опытов в одной и той же точке плана. Иначе, на анализ поступают не математические ожидания результатов эксперимента в различных точках плана, а все имеющиеся наблюдения (табл. 6.4).

В табл. 6.2 – 6.4 NC – число столбцов, NCE – число наблюдений в каждой ячейке, NR – число строк, NT – общее число наблюдений.

При обработке данных табл. 6.2 рассчитывают средние значения наблюдений в каждом столбце, общую вариацию столбцов (остаточную сумму квадратов), остаточную вариацию $s^2_{ост}$ и F – статистику (критерий Фишера). Полученное значение F сравнивают с $F_{кр}$, взятой из таблиц F-распределения со степенями свободы $\varphi_1 = NC - 1$ и $\varphi_2 = NT - NC$. Если $F \leqslant F_{кр}$, то некоторые средние значения статистически неразличимы, т.е. влияние классифицирующего признака незначимо, или дисперсии выборок (столбцов) однородны. При $F > F_{кр}$ дисперсии выборок неоднородны, присутствует влияние классифицирующего признака и оно коррелирует со средним значением каждого столбца. С помощью полученных средних значений выявляется источник вариации рассматриваемого показателя с целью исключения отклонившихся данных.

При обработке данных табл. 6.3 вычисляют средние значения по столбцам и строкам, остаточную вариацию, вариации строк, столбцов и F-статистики. Если обе F-статистики меньше табличных значений $F_{кр}$, то нет существенного различия между средними значениями ни по строкам, ни по столбцам. Если какая-то F-статистика больше $F_{кр}$, то источник вариации находит-

(классификация по двум признакам, несколько наблюдений в ячейке)

Номер ТА						
2			...	NC		
1	...	NCE	...	1	...	NCE
9,7	...	9,6	...	9,0	...	9,0
8,9	...	8,8	...	8,7	...	8,6
8,2	...	8,3	...	7,9	...	8,0
...	...	...	...	...	...	...
4,9	...	4,8	...	4,0	...	4,0

ся в том столбце (строке), среднее значение для которого (которой) отличается от общего среднего значения по столбцам (строкам). Для определения $F_{кр}$ по столбцам $\varphi_1 = NC - 1$ и $\varphi_2 = (NC - 1)(NR - 1)$, для определения $F_{кр}$ по строкам $\varphi_1 = NR - 1$ и $\varphi_2 = (NC - 1)(NR - 1)$.

При обработке данных табл. 6.4 рассчитывают средние значения по ячейкам, столбцам и строкам, вариацию взаимодействия и остаточную вариацию. Для проверки гипотезы о том, что эффект взаимодействия равен нулю, определяется F-статистика, которая должна быть меньше табличного значения $F_{кр}$ при заданной доверительной вероятности и $\varphi_1 = (NR - 1) \times (NC - 1)$, $\varphi_2 = (NT - NC \cdot NR)$. Если $F > F_{кр}$, то анализ обычно прекращают, считая, что рассматриваемые данные не пригодны для дальнейшей обработки. Если $F \leqslant F_{кр}$, то рассчитывают F-статистики для строк ($\varphi_1 = NR - 1$, $\varphi_2 = NT - NC \cdot NR$) и для столбцов ($\varphi_1 = NC - 1$, $\varphi_2 = NT - NC \cdot NR$). Выводы по результатам сопоставления полученных F с табличными значениями $F_{кр}$ ничем не отличаются от выводов в случае анализа табл. 6.3.

Корреляционный анализ (КА). Программы, имеющиеся в ППП для обработки экспериментальных данных, выполняют парный, множественный и смешанный корреляционный анализы.

Парный КА чаще всего предусматривает анализ зависимостей следующего типа:

1) $y = a_0 + a_1 x$;
2) $y = a_0 + a_1 x^2$;
3) $y = a_0 + a_1 x^3$;
4) $y = a_0 + a_1 x^4$;
5) $y = a_0 + a_1 x^5$;
6) $y = a_0 + a_1 / x$;
7) $y = a_0 + a_1 / x^2$;
8) $y = a_0 + a_1 \sqrt{x}$;
9) $y = a_0 + a_1 \sqrt[3]{x}$;
10) $y = a_0 + a_1 \ln x$;

11) $y = a_0 + a_1 \exp x$; 13) $y = a_0 + a_1 \exp(3x)$;

12) $y = a_0 + a_1 \exp(2x)$; 14) $y = a_0 + a_1 \exp(4x)$.

В некоторых модификациях парного КА кроме приведенных могут анализироваться и другие зависимости.

Для каждой формы связи вычисляются следующие характеристики: коэффициенты a_0 и a_1 уравнения регрессии (с помощью МНК); среднее арифметическое функции $\bar{y}$; СКО функции от $\bar{y}$; расчетное значение отклика $\hat{y}$ и СКО от линии регрессии s_{yx}; коэффициент r_{xy} корреляции; t- и F-статистики.

При выполнении КА отбрасываются данные, отклонение которых от линии регрессии превыщает величину $t_p s_{yx}$. Далее расчеты повторяются, после чего выявляется наиболее тесная форма связи.

Множественный КА включает программы, генерирующие множественную связь:

$$y = a_0 + a_1 z_1 + a_2 z_2 + \ldots + a_K z_K,$$

где $z_1, z_2, \ldots, z_K$ — функции аргументов; $z_1 = f_1(x_1)$; $z_2 = f_2(x_2)$ и т.д., эти функции выбираются заранее, например, по результатам парного КА и могут иметь любую приведенную выше форму.

В процессе множественного КА вычисляются: коэффициенты уравнения регрессии a_j, $j = 1, 2, \ldots, K$; среднее арифметическое функции $\bar{y}$; СКО функции s_y; СКО данных от линии регрессии; коэффициент R множественной корреляции; СКО коэффициента $R(s_R)$; t- и F-статистики. Отбрасываются факторы, несущественно влияющие на отклик. С этой целью вычисляется вектор особых критериев оценки коэффициентов уравнения регрессии t_{aj}, $j = 1, 2, \ldots, K$. Фактор, для которого t_{aj} оказывается минимальным, исключается из уравнения регрессии. Затем составляется новое уравнение регрессии с учетом оставшихся факторов и т.д. Процесс продолжается до тех пор, пока не будет удовлетворено условие $F \geqslant F_{кр}$, причем табличное значение $F_{кр}$ вычисляется непосредственно в программе.

Смешанный КА предназначен для построения регрессионной модели вида

$$y = a_0 + a_1 z_1 + a_2 z_2 + \ldots + a_K z_K,$$

где $z_1, z_2, \ldots, z_K$ — несовпадающие в общем случае функции аргументов, например, $z_1 = x_1$, $z_2 = 1/x_2$ и т.д.

Вначале проводится процедура парного КА и для каждой функции z_j выбирается своя форма связи. После этого составляется уравнение множественной регрессии с подобранными функциями z_j и выполняется процедура множественного КА.

6.3. ПРОГРАММА RAEF

Программа пошагового построения регрессионной модели, линейной по параметрам (RAEF) разработана в Московском энергетическом институте (МЭИ) И.Н. Лепехиной и позволяет составить регрессионную модель полиномиального вида по выборочным данным на множестве факторов. В эту модель входят только значимые факторы. Вид модели устанавливается пользователем по признаку IT3.

Если IT3 = 1, то анализируется полином первого порядка:

$$y_j = \sum_{i=1}^{n} b_i x_i + b_0,$$

где j — порядковый номер отклика, для одних и тех же факторов в одном варианте задания исходных данных можно построить пять однотипных моделей для пяти откликов; n — число факторов, включенных в модель (общее число факторов KP); i — порядковый номер фактора по классификации значимых факторов и коэффициента b при нем; b_0 — свободный член уравнения регрессии.

Если IT3 = 2, то анализируется полином второго порядка:

$$y_j = b_0 + \sum_{i=1}^{n} b_i x_i + \sum_{i=1}^{m} b_i x_i^2 + \sum_{i=1}^{l} b_i x_{M1} x_{M2},$$

где n — число включенных в модель линейных членов, возможна ситуация, когда $n = 0$; m — число включенных в модель квадратичных членов, возможна ситуация, когда $m = 0$; l — число включенных в модель парных взаимодействий; M1 и M2 — условные номера факторов, образующих данное взаимодействие.

При IT3 = 3 анализируется полином третьего порядка, включающий помимо указанных в предыдущем уравнении параметров члены третьего порядка и взаимодействия с квадратичными членами. Очевидно, что число оцениваемых коэффициентов при IT3 = 3 резко возрастает, поэтому вводится ограничение — число поступающих на анализ значимости факторов не должно превышать пяти ($KP \leqslant 5$).

Если IT3 = 4, то анализируется произвольная модель, задаваемая величинами IP (общее число функций в уравнении регрессии), IST (суммарная степень исследуемых функций) и вектором IND, определяющим подробный вид модели. Например, если нужно анализировать модель вида

$$y = b_0 + b_1 x_1^2 + b_2 x_2^2 + b_3 x_3^2 + b_4 x_1^2 x_2 x_3,$$

то IT3 = 4, IP = 4, IST = 10, IND = (1,1,99,2,2,99,3,3,99,1,1,2,3,99).

Язык программирования: FORTRAN ЕС ЭВМ.

Список основных параметров:

NF – общее число переменных, включая зависимые и независимые;
KP – число факторов (независимых переменных);
N – объем выборки (число опытов);
IT1 – признак контрольной печати выборки:
IT1 = 0 – печать не нужна;
IT1 ⩾ 1 – печать необходима;
IT2 – признак ввода массива коэффициентов весомости:
IT2 = 0 – ввод необходим;.
IT2 ⩾ 1 – все коэффициенты весомости равны единице, ввод не нужен;
IT3 – признак вида модели;
IT4 – признак печати корреляционной матрицы:
IT4 = 0 – не печатается;
IT4 ⩾ 1 – печатается;
IT5 – признак печати результатов расчета;
IT5 = 0 – печать не производится;
IT5 ⩾ 1 – результаты расчета выводятся на печать;
IP – общее число функций в заданном виде модели при IT3 = 4;
IST – суммарная степень исследуемых функций в модели заданного вида при IT3 = 4;
Q – коэффициент значимости $Q = 1 - P_B$, где P_B – доверительная вероятность;
G(I) – вектор коэффициентов весомости длиной N, задается в том случае, когда достоверность различных точек плана неодинакова, иначе, есть измерения, степень доверия к которым различна;
X(I, J) – массив факторов;
Y(I, L) – массив откликов;
IND(K) – вектор признаков, по которым идентифицируется вид модели. Признаки, определяющие вид каждой функции, обязательно должны быть отделены числом 99, которое фигурирует и в конце вектора.

Требуемые подпрограммы: управляющая программа обращается к подпрограмме RAEF(X, Y), которая поочередно вызывает подпрограммы FISHER, PLNM, YIDMO и MIND.

Метод и последовательность работы: в программе реализован метод Ефроймсона и последовательная процедура обращения матрицы методом Гаусса. Для вычисления коэффициентов модели используется МНК.

В соответствии с заданной величиной KP и значением IT3 программой вначале генерируется набор исследуемых функций, а затем для них рассчитывается корреляционная матрица.

Функция, характеризующаяся наибольшим коэффициентом парной корреляции с откликом y_j, первой включается в регрессионную модель. Далее уже для рассчитанных функций (функция – это, например, x_1^2, $x_1 x_2$ и т.п.) осуществляется расчет вкладов в остаточную дисперсию переменными или их функциями, не вошедшими в построенное к данному шагу уравнение регрессии, и включение в модель функции, дающей наибольший вклад. Вслед за этим проводится расчет вкладов в остаточную дисперсию переменными или функциями, уже включенными в модель, и осуществляется анализ с целью определения целесообразности исключения функции с наименьшим вкладом.

Проверки на включение и исключение функций, проводимые на каждом шаге, регламентируют число шагов и способствуют построению модели, наиболее точно аппроксимирующей экспериментальные данные. Вместе с тем образуемые на каждом шаге уравнения регрессии являются адекватными, поскольку включение и исключение переменных (функций) сопровождается сопоставлением рассчитанного значения

F-статистики с табличным, которое также вычисляется в программе с помощью полиномов, аппроксимирующих распределение Фишера с доверительной вероятностью 0,95 или 0,975.

Ограничения: максимальная размерность задач – 10 факторов (KP ⩽ 10), 5 откликов и 500 точек выборки (N ⩽ 500). В число факторов не входят взаимодействия, квадратичные члены и члены более высокого порядка. Максимальное число исследуемых в программе функций равно 70, поэтому KP ⩽ 5 при IT3 = 4.

Подготовка исходных данных: представляются на перфокартах в следующем порядке.

Первая перфокарта описывает значения NF, KP, N, IT1, IT2, IT3, IT4, IT5, IP и IST, формат ввода I015.

Вторая перфбкарта описывает по формату F5.3 значение коэффициента Q значимости.

Если IT2 = 0, то третья и последующие (при большой выборке) перфокарты описывают по формату 8F10.6 вектор коэффициентов весомости G(I). Если IT2 ⩾ 1, то с третьей перфокарты начинается массив X(I, J), где I = 1, N; J = 1, KP, включающий значения факторов (столбцы), представленных по формату 8F10.6. Если IT2 = = 0, то массив данных X(I, J) начинается с новой перфокарты после окончания вектора G(I).

После окончания ввода массива X(I, J) с новой перфокарты начинается ввод массива откликов Y(I, L), L = 1, NF – KP. Формат ввода 8F10.6.

Если IT3 = 4, то к набору перфокарт исходных данных в конце присоединяются перфокарты, содержащие сведения о векторе IND, представленные по формату 1015. Например, для рассмотренного выше примера вектор IND на перфокарте будет представлен следующим образом:

␣␣␣␣1␣␣␣␣1␣␣␣␣99␣␣␣␣2␣␣␣␣2␣␣␣␣99

␣␣␣␣3␣␣␣␣3␣␣␣␣99␣␣␣␣1␣␣␣␣1␣␣␣␣2

␣␣␣␣3␣␣␣␣99

Ниже приведен текст управляющей программы и всех вызываемых подпрограмм (программа 6.1).

ПРОГРАММА 6.1

```
C   ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛИ МЕТОДОМ ЕФРОЙМСОНА
C   ОСНОВНАЯ ПРОГРАММА
      DIMENSION X(200,10),Y(200,5),G(200),YB(200),
     *YD(200),B(70),IND(200)
      COMMON /U01/IP,IND,KP/U02/NF,N,IT1,IT2,IT3,IT4,IT5,
     *IST,NZ,NY/U03/Q,G,YB,B,EPS/U04/L,JB
      EPS=.001E-03
C NY  -НОМЕР ВАРИАНТА СЧЕТА
      NY=0
      READ 5002,NF,KP,N,IT1,IT2,IT3,IT4,IT5,IP,IST
 5002 FORMAT(1015)
      READ 5114,Q
 5114 FORMAT(F5.3)
      IF(IT2)11,10,11
   10 READ 1,(G(I),I=1,N)
      GOTO 12
   11 CONTINUE
```

```
      DO 34 I=1,N
   34 G(I)=1.
C     НОРМАЛИЗАЦИЯ ВЕСОВЫХ ФУНКЦИЙ
   12 S=0.
      DO 35 I=1,N
   35 S=S+G(I)
      S=S/N
      DO 36 I=1,N
   36 G(I)=G(I)/S
      NZ=NG-K
      DO 2 J=1,K
    2 READ 1,(X(I,J),I=1,N)
    1 FORMAT(8F10.6)
      DO 251 L=1,NZ
      READ 1,(Y(I,L),I=1,N)
      IF(IT3.NE.4) IT3=1
      IF(IT3.GT.3)JB=IST+IP
      IF(IT3.GT.3) READ 5002,(IND(I),I=1,JB)
      CALL RAEF(X,Y)
      IF(IT3.NE.4) IT3=2
      CALL RAEF(X,Y)
      IF(IT3.NE.4) IT3=3
      CALL RAEF(X,Y)
  251 CONTINUE
      PRINT 849
  849 FORMAT(/35X,'КОНЕЦ ПРОГРАММЫ')
      STOP
      END

      SUBROUTINE RAEF(X,Y)
      DIMENSION X(500,10),Y(500,5),G(500),YB(500)
     *YD(500),XT(10),B(70),COV(70,70),SI(70),SG(70),
     *XM(70),SR(70),PSI(70),IND(200),MAS(3)
      COMMON /U01/IP,IND,KP/U02/NF,N,IT1,IT2,IT3,IT4,
     *IT5,IST,NZ,NY/U03/Q,G,YB,B,EPS/U04/L,JB
      INTEGER V1,V2
      NY=NY+1
      NG=NF
      K=KP
      PRINT 1047,NY
 1047 FORMAT(//6X,'НОМЕР ВАРИАНТА',I2)
      PRINT 5000
 5000 FORMAT(35X,'ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛИ МЕТОДОМ ЕФРОЙМСОНА')
      PRINT 5003,NG,K,N
 5003 FORMAT(/15X,'ОБЩЕЕ ЧИСЛО ПЕРЕМЕННЫХ NG=',I3/15X,
     *'ЧИСЛО НЕЗАВИСИМЫХ ПЕРЕМЕННЫХ K=',I3/15X,'ЧИСЛО',
     *'ОПЫТОВ N=',I3)
      IF(IT1)500,510,500
  500 PRINT 5014
 5014 FORMAT(/35X,'ИСХОДНАЯ ВЫБОРКА')
      PRINT 5015,((X(I,J),J=1,K),Y(I,L),I=1,N)
 5015 FORMAT(6X,5F10.2)
```

```
  510  CONTINUE
       IF(IT2)13,120,13
  120  PRINT 1046,S,(G(I)=1,N)
 1046  FORMAT(/15X,'СР. ЗНАЧЕНИЕ ВЕСА =',E10.3/15X,
      •'НОРМИРОВАНИЕ ВЕСА'/6X,10(E10.3,1X))
   11  CONTINUE
       IF(IT3-3)18,18,19
   18  CALL VIDMO(IT3,JB)
       GOTO 24
   19  CONTINUE
       PRINT 7001,IP,(IND(I),I=1,JB)
 7001  FORMAT(/6X,'ЧИСЛО ИССЛЕДУЕМЫХ ФУНКЦИЙ IP=',13,/6X,
      •'МАССИВ IND',(2X,813))
   24  COMTINUE
       PRINT 220
  220  FORMAT(/6X,'ТАБЛИЦА НОМЕРОВ ИССЛЕДУЕМЫХ ФУНКЦИЙ')
       DO 226 I=1,3
  226  MAS(I)=0
       LM=0
       J=1
       DO 221 I=1,IP
  222  LM=LM+1
       IF(IND(J).EQ.99)GOTO 223
       MAS(LM)=IND(J)
       J=J+1
       GOTO 222
  223  MM=LM-1
       PRINT 224,I,(MAS(II),II=1,MM)
  224  FORMAT(6X,13,'I',312)
       DO 225 KM=1,MM
  225  MAS(KM)=0
       J=J+1
       IF(J.GT.JB)GOTO 221
       LM=0
  221  CONTINUE
       V1=1
       IF(N.LE.IP/2) GOTO 6032
       V2=N-IP/2
       GO TO 6033
 6032  V2=N-N/2
 6033  CONTINUE
       CALL FISHER(V1,V2,Q,FKR)
       PRINT 7002,V1,V2,Q,FKR
 7002  FORMAT(/6X,'ЧИСЛО СТЕПЕНЕЙ СВОБОДЫ ДЛЯ',
      •'ЧИСЛИТЕЛЯ V1=',13/6X,'ЧИСЛО СТЕПЕНЕЙ СВОБОДЫ'',
      •'ДЛЯ ЗНАМЕНАТЕЛЯ V2=',13/6X,'УРОВЕНЬ ЗНАЧИМОСТИ',
      •'Q=',F5.3/6X,'КРИТИЧ. ЗНАЧЕНИЕ F-КРИТЕРИЯ FKR=',
      •F7.3)
    5  CONTINUE
       PRINT 1008
 1008  FORMAT(/)
       MF=N-1
   39  CONTINUE
```

```
C    ДАЛЕЕ СЛЕДУЕТ РАСЧЕТ SG, COV, XM, SI
          K1=IP+1
          DO 7 I=1,K1
          DO 7 J=1,K1
C  COV  -МАССИВ КОЭФФИЦИЕНТОВ КОРРЕЛЯЦИИ
          COV(I,J)=0
          SG(I)=0
        7 CONTINUE
          DO 103 II=1,N
          DO 104 J1=1,K
      104 XT(J1)=X(II,J1)
          CALL PLNM(PSI,XT)
C  PSI   (IP)-ВЕКТОР ИССЛ. ФУНКЦИЙ В ТОЧКЕ ПЛАНА
          PSI(K1)=Y(II,L)
          DO 103 I=1,K1
C  SG    -ВЕКТОР СУММ КАЖДОГО СТОЛБЦА
          SG(I)=SG(I)+G(II)*PSI(I)
          DO 103 J=1,K1
          COV(I,J)=COV(I,J)+G(II)*PSI(I)*PSI(J)
      103 CONTINUE
          DO 55 I=1,K1
C  XM    -ВЕКТОР СРЕДНИХ КАЖДОГО СТОЛБЦА
       55 XM(I)=SG(I)/N
C    СКОРРЕКТИРОВАННАЯ СУММА
          DO 56 I=1,K1
          DO 56 J=1,K1
          COV(I,J)=(N*COV(I,J)-SG(I)*SG(J))/N
       56 CONTINUE
          DO 57 I=1,K1
       57 SI(I)=SQRT(COV(I,I))
          IS=0
          MF=N-1
          DO 58 I=1,K1
          DO 58 J=1,K1
          COV(I,J)=COV(I,J)/(SI(I)*SJ(J))
       58 CONTINUE
          DO 59 I=1,K1
       59 COV(I,I)=1.
          SY=SI(K1)*SQRT(COV(K1,K1)/MF)
          IF(IT4.EQ.0) GOTO 63
C  ПЕЧАТЬ КОЭФФИЦИЕНТА КОРРЕЛЯЦИИ
          PRINT 1060
     1060 FORMAT(/6X,'КОЭФФИЦИЕНТЫ КОРРЕЛЯЦИИ'/6X,
         *'1-СТРОКА-COV(1,1)'/6X,'2-СТРОКА-COV(2,1),',
         *'COV(2,2)'/6X,'3-СТРОКА-COV(3,1),COV(3,2),COV(3,3)')
          DO 113 I=1,K1
          PRINT 1062,(COV(I,J),J=1,I)
     1062 FORMAT(/6X,5F10.4)
      113 CONTINUE
C    ПОИСК ПЕРЕМЕННЫХ ДЛЯ ВКЛЮЧЕНИЯ В РЕГРЕССИОННОЕ УРАВНЕНИЕ
          IF(IS.NE.0) GOTO 63
          PRINT 1067,XM(K1),SY
```

```
 1067  FORMAT(/6X,'СРЕДНИЙ Y=',E10.4/6X,
      •'СР. КВАДР. ОТКЛОН  Y=',E10.4)
   63  DO 64 J=1,IP
   64  D(J)=0.
   66  I=1
       VMIN=1000000.
       VMAX=0.
       NMIN=0
       NMAX=0
   68  IF(COV(I,I).LE.EPS) GOTO 70
       V=COV(I,K1)•COV(K1,I)/COV(I,I)
       PRINT 7006,I,V
 7006  FORMAT(/6X,'I=',I2,5X,'V=',F10.6)
       IF(V.LT.0) GOTO 71
       IF(V.EQ.0) GOTO 70
   72  IF(V.LE.VMAX) GOTO 70
   73  VMAX=V
       NMAX=I
       GOTO 70
   71  B(I)=COV(I,K1)•SI(K1)/SI(I)
       SR(I)=SY/SI(I)•SQRT(COV(I,I))
       IF(ABC(V).GE.ABS(VMIN)) GOTO 70
   74  VMIN=V
       NMIN=I
   70  IF(I.EQ.IP) GOTO 75
   76  I=I+1
       GOTO 68
   75  B(K1)=0.
       DO 77 I=1,IP
   77  B(K1)=B(K1)+B(I)•XM(I)
       B(K1)=XM(K1)-B(K1)
       IF(IS.EQ.0) GOTO 78
C  ПЕЧАТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ ШАГА
   79  PRINT 1080,IS
 1080  FORMAT(///6X,'ШАГ НОМЕР',I3)
       IF(NV.NE.1) GOTO 83
   81  PRINT 1082,KV
 1082  FORMAT(/6X,'ВКЛЮЧАЕМАЯ ПЕРЕМЕННАЯ',I2)
       GOTO 85
   83  PRINT 1008
       PRINT 1084,KV
 1084  FORMAT(/6X,'ИСКЛЮЧАЕМАЯ ПЕРЕМЕННАЯ',I2)
   85  CONTINUE
       PRINT 1087
 1087  FORMAT(/6X,'НОМЕР ПЕРЕМЕННОЙ',2X,1HI,1X,
      •'ЗНАЧ. ПАРАМЕТРА',2X,1HI,1X,'СРЕДНЕКВАДРАТИЧЕСКАЯ',
      •'ОШИБКА ПАРАМЕТРА',1HI)
       DO 88 I=1,IP
       IF(B(I).EQ.0) GOTO 88
   90  PRINT 1091,I,B(I),SR(I)
 1091  FORMAT(15X,I2,7X,1HI,E15.7,2X,1HI,8X,E15.7,10X,1HI)
   88  CONTINUE
```

```
      DO 203 I=1,N
      YB(I)=0.
      DO 204 J=1,K
C  XT  -СТРОКА МАТРИЦЫ НЕЗАВИСИМЫХ ПЕРЕМЕННЫХ
  204 XT(J)=X(I,J)
      CALL PLNM(PSI,XT)
      PSI(K1)=Y(I,L)
      DO 405 J=1,IP
  405 YB(I)=B(J)*PSI(J)+YB(I)
      YB(I)=B(K1)+YB(I)
      YD(I)=PSI(K1)-YB(I)
  203 CONTINUE
  890 SA=0.
      SB=0.
      SC=0
      SB1=0.
      SD1=0.
      IF(IT5.EQ.0) GOTO 2051
 2050 PRINT 1205
 1205 FORMAT(///6X,'ИЗМЕРЕННОЕ ЗНАЧЕНИЕ Y',1X,1HI,2X,
     *'РАССЧИТ. ЗНАЧ. Y',2X,1HI,4X,'ОТКЛОНЕНИЕ',3X,1HI,5X,
     *'ПРОЦЕНТ'/)
 2051 DO 206 I=1,N
      DO 2006 J=1,K
 2006 XT(J)=X(I,J)
      CALL PLNM(PSI,XT)
      PSI(K1)=Y(I,L)
      SA=SA+PSI(K1)
      SB=SB+ABS(YD(I))
      SB1=SB1+YD(I)*YD(I)
      SD1=SD1+(YD(I)/PSI(K1)*100.)**2
      IF(ABS(YD(I))-ABS(SC))2053,2053,2052
 2052 SC=YD(I)
 2053 IF(IT5-1)206,2054,206
 2054 IF(ABS(PSI(K1)-ABS(YD(I))*1.E-5)2061,2061,2062
 2061 PRINT 1207,PSI(K1),YB(I),YD(I)
 1207 FORMAT(6X,3(6X,F7.2,5X,1HI),F8.4)
      GOTO 206
 2062 PROZ=ABS(YD(I))*100./PSI(K1)
      PRINT 1207,PSI(K1),YB(I),YD(I),PROZ
  206 CONTINUE
 2055 SA=SA/N
      SB=SB/N
      SB1=SQRT(SB1/(N-1))
      SD1=SQRT(SD1/(N-1))
      IF(ABS(SA)-ABS(SB)*1.E-5)2065,2066,2065
 2065 SD=100.*ABS(SB/SA)
      SE=100.*ABS(SC/SA)
      PRINT 1051,SB,SD,SC,SE,SB1,SD1
 1051 FORMAT(//6X,'АБС.СРЕДН.ОШИБКА',E20.8,2X,'СООТВЕТСТВУ'
     *'ЕТ',F11.3,1X,'ПРОЦЕНТУ'/6X,'МАКСИМ.ОШИБКА',
     *E20.8,2X,'СООТВЕТСТВУЕТ',F11.3,1X,'ПРОЦЕНТУ'/6X,
```

```
     *'АБС.СР.КВ.ПОГР.',E20.8,2X,'ОТН.СР.КВ.ПОГР.',F11.3)
      PRINT 848,B(K1)
      GOTO 2067
 2066 PRINT 1052,SB,SC
 1052 FORMAT(//6X,'АБС.ОШИБКА',E20.8/6X,'МАКС.ОШИБКА',E20.8)
 2067 CONTINUE
      YM=0.
      DO 208 I=1,N
      DO 2008 J=1,K
 2008 XT(J)=X(I,J)
      CALL PLNM(PSI,XT)
      PSI(K1)=Y(I,L)
      YM=YM+PSI(K1)
  280 CONTINUE
      YM=YM/N
      Q0=0.
      DO 209 I=1,N
      DO 2009 J=1,K
 2009 XT(J)=X(I,J)
      CALL PLNM(PSI,XT)
      PSI(K1)=Y(I,L)
      Q0=Q0+(PSI(K1)-YM)*(PSI(K1)-YM)
  209 CONTINUE
      QP=0.
      D0 210 I=1,N
  210 QP=QP+YD(I)*YD(I)
      R=1-QP/Q0
      PRINT 1211,R
 1211 FORMAT(/6X,'МНОЖЕСТВЕННАЯ КОРРЕЛЯЦИЯ=',F6.4)
   78 F=ABS(VMIN)*MF/COV(K1,K1)
      IF(F.LT.FKR) GOTO 89
      GOTO 92
   89 KV=NMIN
      NV=0
      MF=MF+1
      GOTO 93
   92 F=VMAX*(MF-1)/(COV(K1,K1)-VMAX)
      IF(F.LE.FKR) GO TO 95
   94 KV=NMAX
      NV=1
      MF=MF-1
C    ИЗМЕНЕНИЕ МАТРИЦЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ РЕГРЕССИИ
   93 CONTINUE
      DO 96 I=1,K1
      DO 96 J=1,K1
      IF(I.NE.KV.AND.J.NE.KV) GO TO 97
      GOTO 96
   97 COV(I,J)=(COV(KV,KV)*COV(I,J)-COV(I,KV)*COV(KV,J))/
     *COV(KV,KV)
   96 CONTINUE
      DO 98 I=1,K1
      DO 98 J=1,K1
```

```
      IF(J.EQ.KV.AND.I.NE.KV) GO TO 99
      GOTO 98
   99 COV(I,KV)=-COV(I,KV)/COV(KV,KV)
   98 CONTINUE
      DO 200 I=1,K1
      DO 200 J=1,K1
      IF(I.EQ.KV.AND.J.NE.KV) GO TO 201
      GOTO 200
  201 COV(KV,J)=COV(KV,J)/COV(KV,KV)
  200 CONTINUE
      COV(KV,KV)=1./COV(KV,KV)
      IS=IS+1
      GOTO 63
   95 CONTINUE
  830 PRINT 845
  845 FORMAT(///6X,'ФУНКЦИИ, ВКЛЮЧЕННЫЕ В РЕГРЕСС-И',
     *'ЗНАЧ. ПАРАМЕТРА'/9X,'СИОННОЕ УРАВНЕНИЕ',9X,
     *'НИ',3X,'РЕГРЕССИИ')
      DO 840 I=1,IP
      IF(B(I)-0.)841,840,841
  841 PRINT 847,I,B(I)
  847 FORMAT(6X,I0X,I2,3X,E15.7)
  840 CONTINUE
      PRINT 848,B(K1)
  848 FORMAT(16X,'СВОБОДНЫЙ ЧЛЕН В ПРЕДСКАЗЫВАЮЩЕМ',
     *'УРАВНЕНИИ',E15.7)
      DO 250 IM=1,5
  250 PRINT 1008
      RETURN
      END
      SUBROUTINE FISHER(V1,V2,Q,FKR)
      INTEGER V1,V2
      IF(Q.EQ..05) GO TO 200
      IF(Q.EQ..025) GO TO 300
  200 IF(V2.GE.5.AND.V1.GE.2) GO TO 22
      IF(V2-1)24,23,24
   23 FKR=(V1-.09849)/(.0039292*V1+.0016579)
      GOTO 400
   22 FKR=(V1+1.288)/(.1751*V1+.1129)-(V2-4.4.119)/
     *(.2511*V2-.4236)-(.552-(6.53/(V1+11.533))-
     *(3.993/(V2+11.533))+(88.889/((V1+11.533)*(V2+
     *11.533))))
      GOTO 400
   24 IF(V2-2)26,25,26
   25 FKR=(V1-.03646)/(.051294*V1+0.000761)
      GOTO 400
   26 IF(V2-3)28,27,28
   27 FKR=(V1+1.094)/(.1173*V1+.0894)
      GOTO 400
C  . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . .
   28 IF(V2-4)30,29,30
   29 FKR=(V1+1.349)/(.1776*V1+.1271).
```

```
      GOTO 400
   30 IF(V1.EQ.1.AND.V2.GE.2) GO TO 34
  300 IF(V2.GE.5.AND.V1.GE.2) GO TO 32
      IF(V2-1)36,35,36
   35 FKR=(V1-.09582)/(.0009813*V1+.0004153)
      GOTO 400
   32 FKR=(V1+1.739)/(.1197*V1+.1108)-(V2-3.986)/
     *(.1414*V2-.2864)-(-.145+.0017*V1+(2.706/
     *(V2+30))-(.0615*V1)/(V2+30))
      GOTO 400
   34 FKR=7.71-(V2-4.032)/(.2581*V2-.4076)
      GOTO 400
   36 IF(V2-2)38,37,38
   37 FKR=(V1-.00904)/(.025317*V1+.000416)
      GOTO 400
   38 IF(V2-3)40,39,40
   39 FKR=(V1+.9232)/(.07192*V1+.03836)
      GOTO 400
   40 IF(V2-4)42,41,42
   41 FKR=(V1+1.27)/(.121*V1+.0648)
      GOTO 400
   42 IF(V1.EQ.1.AND.V2.GE.5) GOTO 43
      GOTO 400
   43 FKR=12.22-(V2-4.045)/(.1387*V2-.2603)
  400 CONTINUE
      RETURN
      END

      SUBROUTINE PLNM(PSI,XT)
      DIMENSION IND(200),XT(10),PSI(70)
      COMMON /U01/IP,IND,KP
      I=1
      DO 155 L=1,IP
      PSI(L)=1.
      I1=I
  153 J=IND(I1)
      IF(J-99)154,155,155
  154 PSI(L)=PSI(L)*XT(J)
      I1=I1+1
      GOTO 153
  155 I=I1+1
      RETURN
      END

      SUBROUTINE VIDMO(IT3,JB)
      DIMENSION IND(200)
      COMMON /U01/IP,IND,KP
      IP=0
      K=KP
      JB=0
      L=1
      NR=99
```

```
      I=0
    8 I1=I
    9 I2=I1
    1 CALL MIND(I,JB,IND)
    2 CALL MIND(I1,JB,IND)
    3 CALL MIND(I2,JB,IND)
      I2=I2+1
      IF(JB)4,4,5
    5 CALL MIND(NR,JB,IND)
      IP=IP+1
    4 IF(I2.GT.K) GOTO 7
      GOTO (3,2,1),L
    7 CONTINUE
      IF(IT3.EQ.1) GOTO 10
      I1=I1+1
      L=2
      IF(I1.LE.K) GOTO 9
      IF(IT3.EQ.2) GOTO 10
      I=I+1
      L=3
      IF(I.LE.K) GOTO 8
   10 CONTINUE
      RETURN
      END

      SUBROUTINE MIND(NP,JB,IND)
      DIMENSION IND(200)
      IF(NP)1,1,2
    2 JB=JB+1
      IND(JB)=NP
    1 RETURN
      END
```

6.4. ПРОГРАММА POLREG

В основу программы построений линейных по параметрам, но нелинейных по факторам регрессионных моделей (POLREG) положены алгоритм и программа [2], модифицированные введением двойной точности вычислений, организацией ввода данных и расчета отдельных статистик. Программа имеет модульную структуру и предусматривает обращение к POLREG как к подпрограмме. Управляющий модуль преобразовывает исходные данные несколько раз для того, чтобы сконструировать модели нескольких типов. Все эти модели линейные по параметрам, но могут быть нелинейными по факторам.

Язык программирования: FORTRAN ЕС ЭВМ.

Список основных параметров:

N — объем выборки (число точек плана);

M — число факторов плюс один линейной модели;

M1 — число параметров плюс один линейной модели с квадратичными членами (неполной квадратичной модели). Например, если M = 5 и M1 = 8, следовательно, модель строится от четырех факторов и имеет четыре линейных и три квадратичных члена;

K1, K2, K3, K4 и K5 – номера факторов плюс единица, от которых образуются квадратичные члены. Например, если заданы значения K1 = 2, K2 = 4, K3 = 5, K4 = 6 и K5 = 3, то модель будет иметь квадратичные члены x_1^2, x_3^2 и x_4^2, а K4 = 6 и K5 = 3 в нашем случае не используются;

X(1, J) – массив откликов;

X(I, J), I ⩾ 2 – массив факторов.

Требуемые подпрограммы: управляющая программа обращается к подпрограмме POLREG(M, N, X), которая вызывает подпрограммы MEAN, REG, COVAR и CORR.

Метод и последовательность работы: в программе реализован метод наименьших квадратов, инверсия матрицы осуществляется методом Sweeping. Число откликов при одном и том же наборе факторов не ограничивается. Адекватность моделей проверяется по значению F-статистики (табличные значения $F_{кр}$ не вычисляются), множественному коэффициенту R^2 детерминации и среднему относительному квадратическому отклонению s_A, %.

Таким образом, в отличие от программы RAEF, с помощью программы POLREG могут быть получены и неадекватные модели, а также модели, включающие статистически незначимые члены. В процессе расширенного анализа данных такие модели могут дать важную информацию. При работе программы осуществляется печать корреляционной матрицы, на основании анализа которой можно оценить наиболее значимые факторы, а также взаимную корреляцию факторов, порой искажающую причинно-следственные связи, отражаемые моделью.

Первой конструируется линейная модель

$$y_j = b_0 + \sum_{i=1}^{K} b_i x_i,$$

затем – неполная квадратичная

$$y_j = b_0 + \sum_{i=1}^{K} b_i x_i + \sum_{i=1}^{M1-M} b_i x_i^2,$$

в которой квадратичные члены образуются с помощью заданных значений K1, K2, K3, K4 и K5.

Далее конструируются экспоненциальная модель

$$y_j = \exp\left(b_0 + \sum_{i=1}^{K} b_i x_i\right)$$

и мультипликативная (логарифмическая линейная регрессия) типа

$$y_j = b_0 \prod_{i=1}^{K} x_i^{b_i}.$$

Путем незначительных программных дополнений в управляющем модуле можно построить следующие модели:

со степенным преобразованием

$$y_j = b_0 + \sum_{i=1}^{K} b_i x_i^{a_i},$$

причем показатель a_i может быть одинаковым у всех членов уравнения регрессии или различным;

с обратными членами

$$y_j = b_0 + \sum_{i=1}^{K} (b_i/x_i);$$

$$1/y_j = b_0 + \sum_{i=1}^{K} b_i x_i;$$

мультипликативно-экспоненциальную модель типа

$$y_j = \prod_{i=1}^{n} x_i^{b_i} \exp\left(b_0 + \sum_{i=1}^{m} b_i x_i\right),$$

где n и m – предварительно выбранные число факторов, введенных соответственно в мультипликативную и экспоненциальные части модели; $m + n = K$;

линейную модель с взаимодействиями или полную квадратичную модель.

Ограничения: максимальная размерность решаемых задач – 10 независимых переменных (M = 11) и 1000 точек выборки. Если число независимых переменных (факторов) больше пяти (M > 6), такого же числа квадратичных членов не может быть получено, поскольку M1 = M + L2 (L2 – число квадратичных членов). В случае M = M1 = 11 квадратичные члены в модель не вводятся, и вместо конструирования неполной квадратичной модели вновь будет построена линейная модель.

Подготовка исходных данных: представляются на перфокартах в такой последовательности. Первая перфокарта описывает значения N, M, M1, K1, K2, K3, K4 и K5 по формату 8I5.

Вторая и последующие карты описывают массив факторов X(I, J), где I = 2, M, J = 1, N. Данные по каждому фактору начинаются с новой перфокарты и вводятся по формату 8F10.6.

После перфокарт, содержащих описание массива факторов X(I, J), устанавливаются карты описания массивов откликов (зависимых переменных) X(1, J). Данные по каждому отклику начинаются с новой перфокарты и вводятся по формату 8F10.6.

Ниже приведен текст управляющей программы и всех вызываемых подпрограмм (программа 6.2).

ПРОГРАММА 6.2

```
C   ПРОГРАММА РЕГРЕССИОННОГО АНАЛИЗА
      DIMENSION X(11,1000),Y(11,1000),YRES(1000),
     *YHAT(1000)
      COMMON LP
      DOUBLE PRECISION X,YHAT,YRES
      READ 2,N,M,M1,K1,K2,K3,K4,K5
    2 FORMAT(8I5)
C LP  -ПРИЗНАК МУЛЬТИПЛИКАТИВНОЙ МОДЕЛИ (LP=1)
C N -  ЧИСЛО ТОЧЕК
C M -  ЧИСЛО ФАКТОРОВ + 1 ЛИНЕЙНОЙ МОДЕЛИ
```

```
C  M1 -ЧИСЛО ФАКТОРОВ + 1 КВАДР. МОДЕЛИ
C  K1,K2...-НОМЕРА ФАКТОРОВ, ОТ КОТОРЫХ
C    ОБРАЗУЮТ КВАДР. ЧЛЕНЫ.
         M2=M-1
         DO 10 I=2,M
      10 READ 1,(Y(I,J),J=1,N)
       1 FORMAT(8F10.6)
      20 READ(5,1,END=21)(Y(1,J),J=1,N)
C    ЛИНЕЙНАЯ МОДЕЛЬ
         LP=2
         DO 3 I=1,M
         DO 3 J=1,N
       3 X(I,J)=Y(I,J)
         CALL POLREG(M,N,X)
C    КВАДРАТИЧНАЯ МОДЕЛЬ
         M3=M+1
         DO 4 I=1,M
         DO 4 J=1,N
       4 X(I,J)=Y(I,J)
         DO 5 I=M3,M1
         DO 5 J=1,N
         IF(I.EQ.M3) II=K1
         IF(I.EQ.M3+1) II=K2
         IF(I.EQ.M3+2) II=K3
         IF(I.EQ.M3+3) II=K4
         IF(I.EQ.M3+4) II=K5
       5 X(I,J)=Y(II,J)*Y(II,J)
         DO 6 J=1,N
         X(7,J)=Y(2,J)*Y(5,J)
       6 X(8,J)=Y(4,J)*Y(5,J)
         M4=M
         M=M1
         CALL POLREG(M,N,X)
         M=M4
C    ЭКСПОНЕНЦИАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ
         LP=1
         DO 7 J=1,N
         X(1,J)=ALOG(Y(1,J))
         DO 7 I=2,M
       7 X(I,J)=Y(I,J)
         CALL POLREG(M,N,X)
C    МУЛЬТИПЛИКАТИВНАЯ МОДЕЛЬ
         LP=1
         DO 8 I=1,M
         DO 8 J=1,N
       8 X(I,J)=ALOG(Y(I,J))
         CALL POLREG(M,N,X)
         GOTO 20
      21 STOP
         END
         SUBROUTINE POLREG(M,N,X)
```

```
      DEMENSION X(11,1000),XBAR(11),S(11,11),A(11,11),
     1R(11,11),B(11),YHAT(1000),YRES(1000),SER(11)
      DOUBLE PRECISION X,XBAR,S,A,B,R,YHAT,YRES,SER,
     2SSE,R2,F,SEE,AA
C LP  -ПРИЗНАК МУЛЬТИПЛИКАТИВНОЙ МОДЕЛИ (LP=1)
      COMMON LP
      CALL REG(M,N,X,XBAR,S,A,AA,B,SEE,YHAT,YRES,R2,
     3F,SER,SSE)
      CALL CORR(M,S,R)
      IF(LP.EQ.1) AA=DEXP(AA)
      M1=M-1
      PRINT 15
   15 FORMAT(/50X,'КОРРЕЛЯЦИОННАЯ МАТРИЦА',
     4'НУЛЬ - ЗАВИСИМАЯ ПЕРЕМЕННАЯ'/)
      DO 16 I=1,M
   16 S(I,I)=DSQRT(DABS(S(I,I))/FLOAT(N-1))
      DO 17 I=1,M1
      I1=I-1
   17 PRINT 18,(R(I,J+1),I1,J,J=1,M)
   18 FORMAT(2X,12(F4.2,'(',212,')'))
      IF(LP.NE.1) GOTO 14
      DO 12 J=1,N
      X(1,J)=DEXP(X(1,J))
   12 YHAT(J)=DEXP(YHAT(J))
   14 PRINT 1,M1,N
    1 FORMAT(/10X,'ЧИСЛО ПЕРЕМЕННЫХ=',I3,'ЧИСЛО ОПЫТОВ =',I4/)
      PRINT 2,AA,R2,SEE,F
    2 FORMAT(/10X,'СВОБОДН. ЧЛЕН=',D20.6,
     6'МНОЖ. КОЭФФ-Т ДЕТЕРМИНАЦИИ =',D20.6/
     *10X,'СТАНД. ОШИБКА ОЦЕНКИ =',D14.6,
     *'F-СТАТИСТИКА=',D14.6)
      PRINT 3
    3 FORMAT(/10X,'ОЦЕНКИ КОЭФФИЦИЕНТОВ РЕГРЕССИИ')
      DO 5 I=1,M1
      WRITE(6,4)I,B(I)
    4 FORMAT(10X,'ФАКТОР N',I2,5X,D20.6)
    5 CONTINUE
      DO 6 I=1,N
      IF(LP.EQ.1) YRES(I)=(X(1,I)-YHAT(I))*100./X(1,I)
    6 CONTINUE
      PRINT 7
    7 FORMAT(/10X,'ОПЫТ',16X,'РАСЧЕТ',14X,'ОТН. ПОГРЕШНОСТЬ')
      DO 8 I=1,N
    8 PRINT 9,X(1,I),YHAT(I),YRES(I)
    9 FORMAT(3D20.6)
      SU=0.
      DO 10 I=1,N
   10 SU=SU+YRES(I)*YRES(I)
      SU=SQRT(SU/FLOAT(N-1))
      PRINT 11,SU
   11 FORMAT(/10X,'СРЕД. КВАДР. ОТНОСИТ. ПОГРЕШНОСТЬ=',F20.6)
```

```
      RETURN
      END
      SUBROUTINE REG(M,N,X,XBAR,S,A,AA,B,SEE,YHAT,
     *YRES,R2,F,SER,SSE)
      DIMENSION X(11,1000),XBAR(11),S(11,11),A(11,11),
     *R(11,11),B(11),YHAT(1000),YRES(1000),SER(11)
      DOUBLE PRECISION X,XBAR,S,A,B,R,
     *YHAT,YRES,SER,SSE,R2,F,SEE,AA
C   ВЫЧИСЛЕНИЯ ВЕКТОРА B' РЕГРЕССИИ
C  M -ЧИСЛО ПЕРЕМЕННЫХ
C  N - ЧИСЛО ОПЫТОВ
      CALL MEAN(M,N,X,XBAR)
      M1=M-1
      CALL COVAR(M,N,X,S,XBAR)
      DO 2 I=1,M1
      DO 2 J=1,M1
    2 A(I,J)=S(I+1,J+1)
      CALL INVS(A,M1)
      DO 25 I=1,M1
      B(I)=0.
      DO 25 J=1,M1
   25 B(I)=B(I)+S(1,J+1)*A(J,I)
      AA=0.
      DO 7 I=1,M1
    7 AA=AA+XBAR(I+1)*B(I)
      AA=XBAR(1)-AA
      SEE=0.
      DO 35 I=1,N
      YHAT(I)=0.
      DO 3 J=2,M
    3 YHAT(I)=YHAT(I)+B(J-1)*X(J,I)
      YHAT(I)=YHAT(I)+AA
      YRES(I)=X(1,I)-YHAT(I)
   35 SSE=SSE+YRES(I)*YRES(I)
      R2=(S(1,1)-SSE)/S(1,1)
      F=(R2/FLOAT(M1))/((1.-R2)/FLOAT(N-M))
      SEE=DSQRT(SSE/FLOAT(N-M))
      RETURN
      END
      SUBROUTINE COVAR(M,N,X,S,XBAR)
C  S -  МАТРИЦА X'X
      DIMENSION X(11,1000),S(11,11),XBAR(11)
      DOUBLE PRECISION X,S,XBAR
      DO 2 I=1,M
      DO 2 K=1,M
      SIK=0.
      DO 1 J=1,N
    1 SIK=SIK+(X(I,J)-XBAR(I))*(X(K,J)-XBAR(K))
      S(I,K)=SIK
    2 S(K,I)=SIK
      RETURN
      END
```

```
      SUBROUTINE MEAN(M,N,X,XBAR)
      DIMENSION X(11,1000),XBAR(11)
      DOUBLE PRECISION X,XBAR
      DO 2 I=1,M
      SUM=0.
      DO 1 J=1,N
    1 SUM=SUM+X(I,J)
    2 XBAR(I)=SUM/FLOAT(N)
C   XBAR - ВЕКТОР СРЕДНИХ ЗНАЧЕНИЙ
      RETURN
      END
      SUBROUTINE INVS(A,M)
      DIMENSION A(11,11)
C   A - ОБРАЩАЕМАЯ МАТРИЦА
      DOUBLE PRECISION A
      DO 2 K=1,M
      A(K,K)=-1./A(K,K)
      DO 5 I=1,M
      IF(I-K)3,5,3
    3 A(I,K)=-A(I,K)*A(K,K)
    5 CONTINUE
      DO 10 I=1,M
      DO 10 J=1,M
      IF((I-K)*(J-K))9,10,9
    9 A(I,J)=A(I,J)-A(I,K)*A(K,J)
   10 CONTINUE
      DO 2 J=1,M
      IF(J-K)8,2,8
    8 A(K,J)=-A(K,J)*A(K,K)
    2 CONTINUE
      DO 1 I=1,M
      DO 1 J=1,M
    1 A(I,J)=-A(I,J)
      RETURN
      END
      SUBROUTINE CORR(M,S,R)
      DEMENSION S(11,11),R(11,11)
      DOUBLE PRECISION S,R
C   R - КОРРЕЛЯЦИОННАЯ МАТРИЦА
      R(1,1)=1.
      DO 1 J=2,M
      R(J,J)=1.
      J1=J-1
      DO 1 I=1,J1
      R(I,J)=S(I,J)/DSQRT(S(I,I)*S(J,J))
    1 R(J,I)=R(I,J)
      RETURN
      END
```

6.5. ПРОГРАММА MARAL

В основу программных построений MARAL положены алгоритм и программа на языке АЛГОЛ-60, разработанные в МЭИ. При переводе программы на FORTRAN выполнено ее усовершенствование в части структурной организации расчетов, ввода и вывода данных, инверсии матрицы. Программа имеет модульную структуру и предусматривает обращение к MARAL как к подпрограмме.

Язык программирования: FORTRAN ЕС ЭВМ.

Список основных параметров:

K1 – число входных (независимых) переменных;

K – число неизвестных параметров (коэффициентов) модели; если в модель входят два и более уравнения с одними и теми же переменными, то K включает в себя неизвестные коэффициенты всех уравнений;

N – число точек плана (объем выборки);

L1 – число циклов локального поиска вектора оценок; при решении обычных задач достаточно одного цикла локального поиска;

Q – параметр критерия останова, может быть задан равным нулю или единице; оба критерия минимизируют остаточную сумму квадратов. Первый критерий оперирует с приращением вектора параметров на каждой итерации, отнесенным к модулю оценки, суммируемым с гипотетическим минимумом остаточной суммы квадратов; второй критерий непосредственно сравнивает остаточные суммы квадратов в двух соседних итерациях;

NM – число откликов (зависимых переменных) в рассматриваемой модели, NM включает отклики всех уравнений модели;

LAMBD0 – начальное значение скалярного множителя в уравнении для определения приращения вектора параметров, можно принимать LAMBD0 = 0.1;

W – массив коэффициентов весомости каждого уравнения модели. Если экспериментально определенные отклики характеризуются одинаковой достоверностью измерений и погрешности измерения откликов некоррелированы, то все элементы массива (их число равно NM) принимаются равными единице;

A(L1, K) – массив начальных значений оценок коэффициентов модели. Число оценок равно числу неизвестных параметров K. Значения элементов массива можно принимать произвольно сколь угодно малыми или большими;

X(J, I), I = 1, K1; J = 1, N – массив независимых переменных;

Y(J, I8), J = 1, N, I8 = 1, NM – массив откликов.

Требуемые подпрограммы: управляющая программа обращается к подпрограмме MARAL (X, Y, N, K1, K, DELTA, DELTA1, DER, R1, FI, COV, COV1), которая вызывает подпрограммы SUMA, GRADA, CORA, PAR, SEARCH, SPEED, FUNKT и DERIV.

Метод и последовательность работы: при обработке данных экспериментального исследования физико-химических процессов, протекающих в различных узлах оборудования, иногда возникает потребность анализа моделей, которые в соответствии с физической сущностью процесса нелинейны относительно оцениваемых параметров.

В отличие от линейных моделей нахождение оценок параметров нелинейных моделей с помощью МНК возможно лишь путем итераций. Реализованная в программе процедура уточнения параметров нелинейной модели методом Марквардта представляет собой одну из модификаций метода линеаризации Гаусса – Ньютона. Оценка параметров может проводиться по результатам измерения сразу нескольких откликов. Вид модели (математической зависимости откликов от факторов) предполагается заданным.

Каждый раз в зависимости от вида модели и числа входящих в нее факторов не-

обходимо вносить программные изменения в подпрограммы FUNKT и DERIV. В подпрограмме FUNKT описывается вид функций, а в подпрограмме DERIV – частные производные функций отклика.

Программа позволяет за одно обращение к ней произвести уточнение оценок, исходя из различных начальных значений этих оценок. Приращение вектора параметров на каждой итерации задается формулой, включающей в себя антиградиент остаточной суммы квадратов. Специальная процедура осуществляет шаг в выбранном в соответствии с антиградиентом направлении в факторном пространстве и осуществляет поиск удовлетворительного с точки зрения уменьшения остаточной суммы квадратов направления вектора приращений оценок параметров. С целью ускорения итерационного процесса осуществляется дополнительное регулирование значения вектора приращений. Итерации продолжаются до выполнения одного из двух условий сходимости, причем приемлемое отличие в относительных результатах двух соседних итераций установлено менее 10^{-6}.

Ограничения: максимальная размерность решаемых задач; число уравнений модели NM = 5; число факторов во всех уравнениях K = 20, число точек плана N = 250.

Подготовка исходных данных: представляются на перфокартах в такой последовательности.

Первая перфокарта содержит данные о значениях K1, K, N, L1, Q, NM в формате 6I5.

Вторая перфокарта описывает значение LAMBD0 в формате F10.6.

Третья перфокарта содержит данные о значениях коэффициентов весомости W в формате 8F10.6.

Четвертая перфокарта описывает задаваемые начальные значения массива A (L1, K) в формате 8F10.6.

Следующие перфокарты содержат данные о массиве X(J, I) в формате 8F10.6. Данные по каждому фактору начинаются с новой перфокарты. Затем с новой перфокарты начинается массив откликов Y(J, I8), представляемый в формате 8F10.6.

Ниже приведен текст управляющей программы и всех вызываемых подпрограмм (программа 6.3).

ПРОГРАММА 6.3

```
C  ПРОГРАММА НЕЛИН. ОЦЕНИВАНИЯ MARAL
       DIMENSION W(5),ETA(5),G(20),B(20),B2(20),DELTA(20),
      *DELTA1(20),DER(20,5),Y(250,5),X(250,20),R1(20),
      *F1(10),COV(20,20),B4(20),COV1(20,20),E1(22),E2(22),
      *A(10,20)
       COMMON/R/W,ETA,B,B2,G,A,L1,Q,NM,I8,LAMBD0,NJU,
      *LAMBDA,LAMBD1,MN
       COMMON/W/NA
C  N  –  ОБЪЕМ ВЫБОРКИ
C  K  –  ЧИСЛО НЕИЗВЕСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ МОДЕЛИ
C  K1 –  ЧИСЛО ВХОДНЫХ ПЕРЕМЕННЫХ
C  L1 –  ЧИСЛО ЦИКЛОВ ЛОКАЛЬНОГО ПОИСКА ВЕКТОРА ОЦЕНОК
C  Q  –  ПАРАМЕТР КРИТЕРИЯ ОСТАНОВА
C  NM –  ЧИСЛО ОТКЛИКОВ МОДЕЛИ
C  X  –  МАССИВ ВХОДНЫХ ПЕРЕМЕННЫХ
C  Y  –  МАССИВ ОТКЛИКОВ
C  W  –  ВЕКТОР ВЕСОВ. КОЭФФИЦИЕНТОВ
C  A  –  МАССИВ НАЧАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ОЦЕНОК
```

```
C  LAMBD0 – НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ СКАЛЯРНОГО МНОЖИТЕЛЯ
      INTEGER T,R,Q,R1
      REAL NJU,LAMBDA,LAMBD0,LAMBD1,MN
      READ 2,K1,K,N,L1,NM
    2 FORMAT(6I5)
      READ 3,LAMBD0
    3 FORMAT(F10.6)
      READ 1,(W(I),I=1,NM)
      READ 1,(A(I,J),J=1,K)
    1 FORMAT(8F10.6)
      DO 5 I=1,K1
    5 READ 1,(X(J,I),J=1,N)
      READ 1,(Y(J,I8),J=1,N)
  251 CONTINUE
      PRINT 6
    6 FORMAT(/45X,'ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ',
     *//10X,'K1',8X,'K',9X,'N',9X,'L1',8X,'Q',9X,'NM'/)
      PRINT 7,K1,K,N,L1,Q,NM
    7 FORMAT(1X,6I10)
      PRINT 10
   10 FORMAT(//40X,'ИСХОДНАЯ ВЫБОРКА')
      DO 9 I=1,N
    9 PRINT 8,(X(I,J),J=1,K1),(Y(I,I8),I8=1,NM)
    8 FORMAT(7X,10F11.4)
      NA=N
      CALL MARAL(X,Y,N,K1,K,DELTA,DELTA1,DER,R1,F1,COV,COV1)
      STOP
      END
      SUBROUTINE FUNKT(M1,B,X,ETA,K,N,NM,K1)
      DIMENSION B(K),ETA(NM),X(250,20)
C  ЗДЕСЬ КАЖДЫЙ РАЗ ЗАДАЕТСЯ ВИД ФУНКЦИИ (ФУНКЦИЙ)
C  КОНТРОЛЬНЫЙ ПРИМЕР
      ETA(1)=EXP(-B(1)*X(M1,1))+EXP(B(2)*X(M1,1))
      ETA(2)=B(3)*EXP(B(1)*X(M1,1))
      RETURN
      END

      SUBROUTINE DERIV(M1,X,B,DER,K,K1,N,NM)
      DIMENSION X(250,20),B(K),DER(20,5)
C  ЗДЕСЬ КАЖДЫЙ РАЗ ЗАДАЕТСЯ
C  ВИД ПРОИЗВОДНОЙ ФУНКЦИИ
C  КОНТРОЛЬНЫЙ ПРИМЕР
      DER(1,1)=-X(M1,1)*EXP(-B(1)*X(M1,1))
      DER(2,1)=X(M1,1)*EXP(B(2)*X(M1,1))
      DER(3,1)=0.
      DER(1,2)=X(M1,1)*B(3)*EXP(B(1)*X(M1,1))
      DER(2,2)=0.
      DER(3,2)=EXP(B(1)*X(M1,1))
C  ПРОИЗВОДНАЯ БЕРЕТСЯ ОТ КАЖДОГО ЧЛЕНА
      RETURN
      END
```

```
      SUBROUTINE MARAL(X,Y,N,K1,K,DELTA,
     2DELTA1,DER,R1,F1,COV,COV1)
      INTEGER T,R,Q,R1
      REAL NJU,LAMBDA,LAMBD0,LAMBD1,MN
      DIMENSION W(5),ETA(5),G(20),B(20),B4(20),
     *B2(20),DELTA(20),DELTA1(20),DER(20,5),
     *Y(250,5),X(250,20),R1(10),F1(10),COV(20,20),
     *COV1(20,20),A(10,20)
      COMMON /R/W,ETA,B,B2,G,A,L1,
     *Q,NM,LAMBD0,NJU,LAMBDA,LAMBD1,MN/W/NA
      NJU=10.
      EPS=1.E-6
      DO 1 L=1,L1
      LAMBDA=LAMBD0
      DO 21 J=1,K
   21 B(J)=A(L,J)
      CALL SUMA(N,B,NM,Y,ETA,W,SUM,X,K,K1)
      CALL GRADA(K,G,N,B,NM,Y,ETA,X,DER,W,K1)
      CALL CORA(W,K,COV,NM,N,DER,B,K1,X)
      R=1
      SUM0=SUM
      CALL PAR(K,COV,LAMBDA,G,B,B2,COV1,DELTA)
      CALL SUMA(N,B2,NM,Y,ETA,W,SUM,X,K,K1)
      SUM2=SUM
      IF(SUM2-SUM0)8,9,9
    9 DO 32 J=1,K
   32 DELTA1(J)=DELTA(J)
      CALL SEARCH(K,DELTA1,G,N,NM,Y,W,ETA,
     *SUM2,SUM0,NJU,LAMBDA,LAMBD1,B2,B,
     *DELTA,COV,X,K1)
      GOTO 33
    8 CALL SPEED(K,B,DELTA,SUM2,SUM4,RO1,B2,N,NM,Y,ETA,
     *W,X,K1,B4)
   33 PRINT 34,R,LAMBDA,SUM2,(B2(J),J=1,K)
   34 FORMAT(/9X,'R',4X,'LAMBDA',6X,'SUM2'
     *8X,'BEKTOP B2',/I10,2F10 6,(4F15.6/))
      IF(Q.NE.1) GOTO 13
      IF(ABS((SUM0-SUM2)/SUM0).GE.EPS) GO TO 14
      GOTO 19
   13 DO 35 J=1,K
      PRINT 55,DELTA(J)
   55 FORMAT(/9X,'D(J)=',F10.6/)
      IF(ABS(DELTA(J)/(.001*ABS(B(J)))).GT.EPS)
     *GOTO 14
   35 CONTINUE
      GOTO 19
   14 R=R+1
      SUM0=SUM2
      DO 36 J=1,K
   36 B(J)=B2(J)
      LAMBD1=LAMBDA/NJU
      IF(LAMBD1.LT 10**(-10)) LAMBD1=10**(-10)
```

```
      CALL GRADA(K,G,N,B,NM,Y,ETA,X,DER,W,K1)
      CALL CORA(W,K,COV,NM,N,DER,B,K1,X)
      CALL PAR(K,COV,LAMBDA,G,B,B2,COV1,DELTA)
      DO 38 J=1,K
   38 DELTA1(J)=DELTA(J)
      CALL SUMA(N,B2,NM,Y,ETA,W,SUM,X,K,K1)
      SUM2=SUM
      SUM3=SUM
     IF(SUM2.LT.SUM0) GO TO 18
     GOTO 37
   18 LAMBDA=LAMBD1
      CALL SPEED(K,B,DELTA,SUM2,SUM4,RO1,B2,N,NM,Y,ETA,
     *W,X,K1,B4)
      GOTO 43
   37 CALL PAR(K,COV,LAMBDA,G,B,B2,COV1,DELTA)
      CALL SUM(N,B2,NM,Y,ETA,W,SUM,X,K,K1)
      SUM2=SUM
      IF(SUM2.GE.SUM0) GO TO 39
      CALL SPEED(K,B,DELTA,SUM2,SUM4,RO1,B2,N,NM,Y,ETA,
     *W,X,K1,B4)
      GOTO 43
   39 IF(SUM2-SUM3)40,41,41
   40 DO 42 J=1,K
   42 DELTA1(J)=DELTA(J)
   41 CALL SEARCH(K,DELTA1,G,N,NM,Y,W,ETA,
     *SUM2,SUM0,NJU,LAMBDA,LAMBD1,B2,B,DELTA,
     *COV,X,K1)
   43 GOTO 33
   19 FI(L)=SUM2
      PRINT 56,FI(L)
   56 FORMAT(/20X,'FI=',F10.6/)
      R1(L)=R
      DO 44 J=1,K
   44 A(L,J)=B2(J)
      IF(L.NE L1)GO TO 1
      MN=FI(1)
      DO 66 I=1,L1
   66 MN=AMIN1(FI(I),MN)
      CONTINUE
      DO 45 J=1,K
   45 B(J)=A(L,J)
      PRINT 46,R1(L),MN,(B(J),J=1,K)
   46 FORMAT(/20X,'ПЕЧАТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ ЛОК.',
     *'ПОИСКА ВЕКТОРА ОЦЕНОК'/
     *9X,'R=',I2,'MN=',F10.6,'ВЕКТОР B:',
     *(4F15.6/))
    1 CONTINUE
      RETURN
      END
      SUBROUTINE SUMA(N,B,NM,Y,ETA,W,SUM,X,K,K1)
      DIMENSION B(K),Y(250,5),ETA(NM),W(NM),X(250,20)
```

```
      COMMON/W/NA
      INTEGER T
      N=NA
      SUM1=0.
      DO 1 I=1,N
      CALL FUNKT(I,B,X,ETA,K,N,NM,K1)
      DO 1 T=1,NM
      SUM1=SUM1+(Y(I,T)-ETA(T))**2/W(T)
    1 CONTINUE
      SUM=SUM1
      RETURN
      END
      SUBROUTINE GRADA(K,G,N,B,NM,Y,ETA,X,DER,W,K1)
      DIMENSION G(K),B(K),Y(250,5),ETA(NM),DER(20,5),
     *W(NM),X(250,20)
      DO 1 I=1,K
    1 G(I)=0.
      DO 2 I=1,N
      CALL DERIV(I,X,B,DER,K,K1,N,NM)
      CALL FUNKT(I,B,X,ETA,K,N,NM,K1)
      DO 2 II=1,NM
      C=Y(I,II)-ETA(II)
      DO 2 J=1,K
      G(J)=G(J)+C*DER(J,II)/W(II)
    2 CONTINUE
C   - АНТИГРАДИЕНТ ОСТ. СУММЫ КВАДРАТОВ
      RETURN
      END
      SUBROUTINE CORA(W,K,COV,NM,N,DER,B,K1,X)
      DIMENSION COV(20,20),DER(20,5),W(NM),
     *X(250,20),B(K)
      DO 2 I=1,K
      DO 2 J=1,K
    2 COV(I,J)=0.
      DO 1 M=1,NM
      DO 1 I=1,N
      CALL DERIV(I,X,B,DER,K,K1,N,NM)
      DO 1 J=1,K
      DO 1 II=J,K
      COV(II,J)=COV(J,II)+DER(J,M)*DER(II,M)
     */W(M)
      COV(J,II)=COV(II,J)
    1 CONTINUE
      RETURN
      END
      SUBROUTINE PAR (K,COV,LAMBDA,G,B,B2,COV1,DELTA)
      DIMENSION COV(20,20),G(K),COV1(20,20),
     *B2(K),B(K),DELTA(K)
      REAL LAMBDA
      DO 1 I=1,K
      DO 1 J=1,K
      IF(I-J) 13,14,13
```

```
   14  COV1(I,J)=COV(I,J)*(1.+LAMBDA)
       GOTO 1
   13  COV1(I,J)=COV(I,J)
    1  CONTINUE
C      ОБРАЩЕНИЕ МАТРИЦЫ COV1
       DO 20 J=1,K
       COV1(I,J)=-1./COV1(I,J)
       DO 35 I=1,K
       IF(I-J)33,35,33
   33  COV1(I,J)=-COV1(I,J)*COV1(J,J)
   35  CONTINUE
       DO 10 I=1,K
       DO 10 J1=1,K
       IF((I-J)*(J1-J))9,10,9
    9  COV1(I,J1)=COV1(I,J1)-COV1(I,J)*COV1(J,J1)
   10  CONTINUE
       DO 20 J1=1,K
       IF(J1-J)18,20,18
   18  COV1(J,J1)=-COV1(J,J1)*COV1(J,J)
   20  CONTINUE
       DO 25 I=1,K
       DO 25 J=1,K
   25  COV1(I,J)=-COV1(I,J)
C      УМНОЖЕНИЕ ОБРАЩЕННОЙ МАТРИЦЫ НА ВЕКТОР G
C      И ФОРМИРОВАНИЕ ВЕКТОРА DELTA
       DO 3 J=1,K
    3  DELTA(J)=0.
       DO 4 J=1,K
       DO 4 I=1,K
    4  DELTA(J)=COV1(J,I)*G(I)+DELTA(J)
       DO 2 J=1,K
    2  B2(J)=B(J)+DELTA(J)
       RETURN
       END
       SUBROUTINE SPEED(K,B,DELTA,SUM2,SUM4,RO1,B2,N,NM,
      *Y,ETA,W,X,K1,B4)
       DIMENSION B(K),B2(K),B4(K),DELTA(K),Y(250,5),
      *ETA(NM),W(NM),X(250,20)
       COMMON/W/NA
       RO0=1.
    4  RO1=2*RO0
       DO 1 J=1,K
    1  B4(J)=B(J)+RO1*DELTA(J)
       CALL SUMA(N,B4,NM,Y,ETA,W,SUM,X,K,K1)
       SUM4=SUM
       IF(SUM4.GE.SUM2) GO TO 3
       RO0=RO1
       SUM2=SUM4
       DO 2 J=1,K
    2  B2(J)=B4(J)
       GOTO 4
    3  RETURN
       END
```

```
      SUBROUTINE SEARCH(K,DELTA1,G,N,NM,
     *Y,W,ETA,S,M2,SUM0,NJU,LAMBDA,LAMBD1,
     *B2,D,DELTA,COV,X,K1)
      DIMENSION DELTA1(K),G(K),B2(K),B(K),
     *COV1(20,20),
     *DELTA(K),Y(250,5),W(NM),ETA(NM),COV(20,20),X(250,20)
      COMMON/W/NA
      REAL LAMBDA,LAMBD1,NJU,KOC
      A1=0.
      C1=0.
C     СКАЛЯРНОЕ ПРОИЗВЕДЕНИЕ ВЕКТОРОВ  DELTA1 И G
C     РАВНО E
      E=0.
      DO 9 J=1,K
    9 E=E+DELTA1(J)*G(J)
      DO 1 J=1,K
      A1=A1+DELTA1(J)*DELTA1(J)
    1 C1=C1+G(J)*G(J)
      IF(A1.GE.0..OR.C1.EQ.0.) SUM2=SUM0
      IF(A1.EQ.0..OR.C1.EQ.0.)GO TO 8
      A1=SQRT(A1)
      C1=SQRT(C1)
      D=.707
      KOC=E/(A1*C1)
      IF(KOC-D)2,3,3
    2 LAMBD1=LAMBDA*NJU
      CALL PAR(K,COV,LAMBD1,G,B,B2,COV1,DELTA)
    4 CALL SUMA(N,B2,NM,Y,ETA,W,SUM,X,K,K1)
      SUM2=SUM
      IF(SUM2-SUM0)6,6,5
    5 LAMBDA=LAMBD1
      GOTO 2
    6 CONTINUE
      CALL SPEED(K,B,DELTA,SUM2,SUM4,RO1,B2,N,NM,Y,ETA,
     *W,X,K1,B4)
      GOTO 8
    3 RO1=.5/(1.+(SUM2-SUM0)/E)
      IF(RO1.GT..2) RO3=RO1
      IF(RO1.LE..2) RO3=.2
      DO 7 J=1,K
      DELTA(J)=RO3*DELTA1(J)
    7 B2(J)=B(J)+DELTA(J)
      CALL SUMA(N,B2,NM,Y,ETA,W,SUM,X,K,K1)
      SUM2=SUM
    8 RETURN
      END
```

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Антикайн П.А., Зыков А.К.** Эксплуатационная надежность объектов котлонадзора: Справочник. М.:Металлургия, 1985. 328 с.

2. **Болч Б., Хуань К. Дж.** Многомерные статистические методы для экономики: Пер. с англ./Под ред. С.А. Айвазяна. М.:Статистика, 1979. 317 с.

3. **Будов В.М., Замятин С.А., Зверева Л.А.** Исследование теплотехнических характеристик каналов с локальными интенсификаторами теплообмена // Теплофизика ядерных энергетических установок: Межвузовск. сб. Свердловск, 1982. С. 134 – 139.

4. **Глубоков Е.В.** Тонкослойный маслоохладитель // Судостроение. 1985. № 12. С. 13 – 15.

5. **Григорьев В.А., Крохин Ю.И.** Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники: Учебн. пособие для вузов. М.:Энергоиздат, 1982. 312 с.

6. **Дрейцер Г.А.** Компактные теплообменные аппараты. М.:МАИ, 1986. 74 с.

7. **Ермаков В.И., Самойлов В.Ф., Пикус В.И.** Исследование гидравлического сопротивления и теплообмена в каналах переменного сечения // Изв. вузов. Химия и химическая технология. 1970. Т. 13. № 11. С. 1676 – 1679.

8. **Жукаускас А.А.** Конвективный перенос в теплообменниках. М.:Наука, 1982. 472 с.

9. **Жукаускас А.А., Улинскас Р., Катинас В.** Гидродинамика и вибрации обтекаемых пучков труб. Вильнюс:Мокслас, 1984. 312 с.

10. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.:Машиностроение, 1975. 560 с.

11. **Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.** Теплопередача. М.:Энергия, 1975. 488 с.

12. **Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А.** Интенсификация теплообмена в каналах. М.:Машиностроение, 1972. 220 с.

13. **Кэйс В.М., Лондон А.Л.** Компактные теплообменники. М.:Энергия, 1967. 224 с.

14. **Коваленко Л.М., Глушков А.Ф.** Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М.:Энергоатомиздат, 1986. 240 с.

15. **Копачинский П.А., Тараскин В.П.** Судовые охладители и подогреватели жидкостей. Л.:Судостроение, 1968. 244 с.

16. **Кутателадзе С.С., Боришанский В.М.** Справочник по теплопередаче. М.–Л.: Госэнергоиздат, 1959. 414 с.

17. **Макаренко С.А., Муравцев П.И.** Исследование процесса интенсификации теплообмена с помощью псевдоожиженных слоев в судовых теплообменных устройствах: [Тез. докл. межресп. науч.-техн. конф. 28 – 30 сент. 1982 г.] Севастополь, 1982. С. 64.

18. **Маньковский О.Н., Толчинский А.Р., Александров М.В.** Теплообменная аппаратура химических производств (инженерные методы расчета)/Под ред. П.Г. Романкова и М.И. Курочкиной. Л.:Химия, 1976. 368 с.

19. **Назмеев Ю.Г., Николаев Н.А.** Обобщение опытных данных по теплообмену в трубах с ленточными завихрителями // Теплоэнергетика. 1980. № 3. С. 51 – 53.

20. **Новицкий П.В., Зограф И.А.** Оценка погрешностей результатов измерений. Л.:Энергоатомиздат, 1985. 248 с.

21. **Обобщение данных** по гидравлическому сопротивлению в винтообразно-профилированных трубах / Ю.Н. Боголюбов, Ю.М. Бродов, В.Т. Буглаев и др. // Изв. вузов. Энергетика. 1980. № 4. С. 71 – 73.

22. **Пермяков Б.А.** Особенности расчета теплообмена и гидравлического сопротивления спиральных трубных змеевиков // Тр. МИСИ. 1977. № 142. С. 12 – 19.

23. **Пермяков В.А., Левин Е.С., Дивова Г.В.** Теплообменники вязких жидкостей, применяемые на электростанциях. Л.:Энергоатомиздат, 1983. 175 с.

24. **Петухов Б.С.** Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М.:Энергия, 1967. 412 с.

25. **Планирование эксперимента** в исследовании технологических процессов / К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др.; Под ред. Э.К. Лецкого. М.:Мир, 1977. 552 с.

26. **Промыслов Л.А.** Ускоренная оценка надежности судовых теплообменников. Л.:Судостроение, 1976. 68 с.

27. **Промышленные тепломассообменные процессы** и установки / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, О.Л. Данилов и др. М.:Энергоатомиздат, 1986. 327 с.

28. **Попырин Л.С.** Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. М.:Энергия, 1978. 416 с.

29. **Промышленная теплоэнергетика** и теплотехника: Справочник. М.:Энергоатомиздат, 1983. 552 с.

30. **Рашковский П.В., Лесохин Е.И., Рукин В.Л.** Решение проблемы многоходовости при расчете поверхностных конденсаторов химико-технологических процессов // Журнал прикладной химии. 1982. Т. 55. № 3. С. 602 – 606.

31. **Регенеративные вращающиеся воздухонагреватели** / В.К. Мигай, В.С. Назаренко, И.Ф. Новожилов и др. Л.:Энергия, 1971. 168 с.

32. **САПР.** Общие принципы разработки математических моделей объектов проектирования. Методические рекомендации: [Разраб. МАТИ и ВНИИНМАШ Госстандарта СССР]. М., 1980. 120 с.

33. **Системы** автоматизированного проектирования: Учебное пособие для втузов: В 9 т. / Под ред. И.П. Норенкова. М.:Высшая школа, 1986.

34. **Справочник** по теплообменникам. В 2-х т.: Пер с англ. / Под ред. Б.С. Петухова и В.К. Шикова. М.:Энергоатомиздат, 1987. Т. 1. 560 с.; Т. 2. 352 с.

35. **Таблицы** планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей / Под ред. В.В. Налимова. М.:Металлургия, 1982. 752 с.

36. **Тепло- и массообмен.** Теплотехнический эксперимент: Справочник. М.:Энергоиздат, 1982. 510 с.

37. **Теплообмен** и гидродинамика в каналах сложной формы / Ю.И. Данилов, Б.В. Дзюбенко, Г.А. Дрейцер и др. М.:Машиностроение, 1986. 200 с.

38. **Теплообмен** при конденсации на вертикальных профилированных трубах / В.И. Толубинский, А.А. Кривешко, В.В. Трепутнев, А.Г. Черняков // Тр. ЦКТИ им. И.И. Ползунова. 1988. Вып. 241. С. 13 – 22.

39. **Теплообменные аппараты** холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др.; Под общ. ред. Г.Н. Даниловой. Л.:Машиностроение, 1986. 303 с.

40. **Теплообменные устройства** газотурбинных и комбинированных установок / Н.Д. Грязнов, В.М. Епифанов, В.Л. Иванов, Э.А. Манушин. М.:Машиностроение, 1985. 360 с.

41. **Теплофизические свойства** веществ и материалов. М.:Изд-во стандартов, 1977. Вып. 11. 160 с.

42. **Теплоотдача** при течении однофазного теплоносителя в профильных витых трубах / Е.М. Чижевская, Ю.М. Бродов, Р.З. Савельев и др. // Изв. вузов. Энергетика. 1984. № 5. С. 109 – 112.

43. **Теория** тепломассопереноса / Под ред. А.И. Леонтьева. М.:Высшая школа, 1979. 495 с.

44. **Федоровский К.Ю.** Исследование теплопередачи в судовых замкнутых системах охлаждения с обшивочными теплообменными аппаратами // Судостроение. 1981. № 7. С. 19 – 20.

45. **Хаузен Х.** Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе: Пер. с нем. М.:Энергоиздат, 1981. 384 с.

46. **Хачатрян С.С., Арунянц Г.Г.** Автоматизация проектирования химических производств. М.:Химия, 1984. 208 с.

47. **Щукин В.К.** Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М.:Машиностроение, 1980. 240 с.

48. **Юдин В.Ф.** Теплообмен поперечноребренных труб. Л.:Машиностроение, 1982. 189 с.

49. **Gnielinski V., Gaddis E.S.** Berechnung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten im AuBenraum von Rohrbündelwärmeaustauschern mit Segment – Umlenkblechen // Verfahrentechnik. 1978. Bd 12. N 4. S. 211 – 217.

50. **Kalinin E.K., Dreitser G.A., Dubrovsty K.V.** Tube and Plate – Finned Heat Exchangers // Heat Transfer Engineering. 1985. Vol. 6, N 1. P. 44 – 51.

ПЕРЕЧЕНЬ ГОСТов

В справочнике использованы ГОСТЫ, действующие на 1 января 1989 г.

2.101–68*
2.102–68*
2.103–68*
2.105–79*
2.106–68*
2.108–68*
2.109–73*
2.112–70*
2.113–75*
2.118–73*
2.120–73*
7.32–81*
8.207–76
8.508–84
14.401–73
14.408–83
15.001–73*
19.001–77
19.002–80
19.003–80
19.101–77*
19.102–77
19.103–77
19.104–78*
19.105–78*
19.106–78*
19.201–78*
19.202–78*
19.401–78*
19.402–78*
19.403–79
19.501–78
19.502–78*
19.503–79*
19.504–79*
19.505–79*
19.506–79*
19.507–79*
19.601–78
19.602–78
19.603–78*
19.604–78*
24.601–86
26.003–80*
82–70*
492–73*
493–79
494–76*
617–72*
1412–85
5520–79*
5582–75*
7164–78*
7350–77*
8733–87
9941–81*
10092–75*
13726–78*
14244–79*
14245–79*
14246–79*
15119–79*
15120–79*
15121–79*
15122–79*
15527–70*
16325–88
16523–70*
17217–79*
18475–82
20886–85
21646–76*
21729–76*
22487–77
22897–86
23501.101–87
24030–80*

СОКРАЩЕНИЯ

АВО – аппарат воздушного охлаждения;
АП – автоматизированное проектирование;
АРМ – автоматизированное рабочее место;
ВКП – верхний контрольный предел;
ВР – волнистые ребра;
ВРУ – воздухоразделительная установка;
ГНР – гладкие непрерывные ребра;
ГТД – газотурбинный двигатель;
ГТУ – газотурбинная установка;
ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
ДФЭ – дробный факторный эксперимент;
ЕС – единая серия;
ЕСКД – единая система конструкторской документации;
ЕСПД – единая система программной документации;
ЖР – жалюзийные ребра;
КА – корреляционный анализ;
КП – комплексный показатель;
КПР – короткие пластинчатые ребра;
КТС – комплекс технических средств;
ММ – математическая модель;
МНК – метод наименьших квадратов;
НКП – нижний контрольный предел;
ОВ – охладитель воды;
ОМ – охладитель масла;
ОНВ – охладитель наддувочного воздуха;
ОС – операционная система;
ОЦКП – ортогональный центральный композиционный план;
ППП – пакет прикладных программ;
ПФР – перфорированные ребра;
ПФЭ – полный факторный эксперимент;
РВУ – радиаторно-вентиляторная установка;
РГ – регенератор;
САПР – система автоматизированного проектирования;
САФАР – система автоматизированного формирования алгоритмов решения;
СР – стерженьковые ребра;
ТА – теплообменный аппарат;
ТКС – тетраксиленоксисилан;
ХА – хромель-алюмелевая термопара;
ХК – хромель-копелевая термопара;
ЭВМ – электронно-вычислительная машина.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Автоматизированное проектирование 282
Агрегатное состояние 8
Алгоритм итерационного цикла 229
– расчета 162
– – интервально-итерационного 223
– – исследовательского 262
– – поверочного 241
Анализ дисперсионный 327
– многовариантный 290
– одновариантный 289
– статистический 290
– чувствительности 290

Байпасный поток 222
Безразмерные комплексы 128
Библиотека программных модулей 292
Блочно-иерархическая структура 287

Ввод-вывод информации 301
Вибрация труб 30
Возбуждение вибрации акустическое 33
– – вихревое 31
– – гидроупругое 32
– – турбулентными пульсациями 21
Высокотемпературный органический теплоноситель 94
Вычислительный эксперимент 262
Вязкостно-гравитационный режим 166
Вязкостно-инерционный режим 166
Вязкостный режим 166
Вязкость теплоносителя 89

Гидравлический диаметр 166, 193
Гидравлическое сопротивление витых труб 187
– – в каналах 193
– – круглых труб с непрерывными ленточными завихрителями 184
– – в насадках 218
– – пластинчато-ребристых поверхностей 188
– – при поперечном омывании труб 195
– – при продольном омывании труб 194, 204
– – спиральных змеевиков 181
Градуировка термопар 307

Детерминированный эквивалент показателя 120
Диалоговое обеспечение 292
Дитолилметан 95
Дифенил 95
Дифенильная смесь 95
Дьюара сосуд 307

Жидкометаллический теплоноситель 99
"Жизненный" цикл рекуперативного ТА 230

Завихритель 71
Загрязнение поверхностей нагрева 321
Закрепление концов труб 18
Защита от коррозии и эрозии 39

Иерархический уровень описания ТА 287
Измерение давления 317
– расхода 317
– температуры 316
Индекс противоточности 132
Интенсификация теплообмена 70
Информационное обеспечение 292
Испаритель 40
Испытания гидравлические 311
– опытных и головных образцов 308
– пневматические на плотность 313
– при проектировании и изготовлении новых типов ТА 305
– на прочность и плотность 309
– теплотехнические 315
– – специальные 320
– – стендовые 315

Калориметр 306
Капитальные вложения 115

Кожух 11
Комплекс средств АП 282
Комплексный показатель эффективности 119, 280
Комплексы ТА 143, 147
Компоновка труб 25
Концевая температура 141
Корреляционный анализ 329
– – множественный 330
– – парный 329
– – смешанный 330
Коррозионная эрозия 39
Коэффициент весомости 123
– запаса 153, 162, 230, 241
– использования массы 115
– – объема 115
– компактности насадки 85, 115
– схемы тока 132
– теплоотдачи 63, 214, 241
– теплопередачи 115, 150, 214
– удержания теплоты 113
– экономической эффективности 118
– эффективности ребер 201
Кремнийорганическое соединение 98
Критерий Глазера 113
– Кирпичева 113
– оптимальности 265
– Фишера 328
– энергетический 113

Ламинарное течение 171

Маслоохладитель 43
Математическое обеспечение АП 293
Метод действительной скорости 222
– контроля соединений 309
– крутого восхождения 277
– наименьших квадратов 325
– неразрушающий контроля 309
– поправочных коэффициентов 222
– предельных значений 123
– регрессионных зависимостей 123
– симплексный 277
– центрирования выборок 326
– экспертных оценок 120, 123
Моделирование функциональное 290
Модель математическая 293
– – адекватная 293
– – линейная 266, 343
– – с распределенными параметрами 226, 244
– – с сосредоточенными параметрами 135, 226, 241
– – уровневая 294
– – – мультипликативная 343
– – – мультипликативно-экспоненциальная 344
– – – неполная квадратичная 343
Модель регрессионного анализа 276
– – – с обратными членами 344
– – – со степенным преобразованием 343
– – – экспоненциальная 343
Модуль программный 292
Модульный принцип 293

Направление течения теплоносителя 30
Народнохозяйственный доход 118
Насадка 9
Насадка зернистая 86
– насыпная 86
– шариковая 84
Небаланс тепловых потоков 324

Обеспечение САПР 283
– лингвистическое 283
– математическое 283, 293
– организационно-методическое 283
– программное 284
– техническое 284
Обводное течение 218
Обобщенные структуры расчетов 298
Обработка результатов испытаний 322
Объект исследования 263
Окружной поток 222
Определяющие температуры 227
Определяющий размер 230
Оптимизация дискретно изменяющихся параметров 277
Оптимизация на основе алгоритмических методов 276
– – аналитических методов 276
Оребрение труб 60
Ортогональность плана 265
Отклик 264
Отсеивание промахов 325

Перегородка 21
– поперечная 22
– продольная 23
– сегментная 21
– типа диска-кольца 21
Перекрестный ток 14, 136
Период нагрева 149
– охлаждения 149
Петля гистерезиса 148

План эксперимента 264
– – Вестлейка 268
– – на кубе 266
– – насыщенный 265
– – ненасыщенный 265
– – ротатабельный 265
– – центральный 265
Плотность теплоносителя 89
Поверхность теплопередачи 230
Показатель энергетической эффективности 114
Полная теплоемкость массового расхода 128
Приведенная длина 151
Приведенное время 152
Приведенные затраты 117, 278
Принцип включения 286
– инвариантности 286
– информационного единства 286
– комплектности 286
– системного единства 286
– совместимости 286
– развития 286
Программа построения регрессионной модели 342
– – пошаговой регрессионной модели 331
– расчета исследовательского 270
– – коэффициента теплоотдачи в трубах 189
– – – теплопередачи 163
– – неизвестных концевых температур 142
– – поверочного вращающихся регенеративных аппаратов 258
– – среднего температурного напора 139, 232
– – теплового и гидравлического 244
– – трубчатого ТА 237
– управляющая 344
Проектирование конструкторское 288
– технологическое 288
– функциональное 288
Противоток 14, 135
Прямоток 14, 136
Псевдоожиженный слой 73

Расчет прямой тепловой 231
– теплового баланса 323
– тепловой 200, 234
– – интервально-итерационный 227
– – исследовательский 226, 262
– – конструкторский 225
– – поверочный 226, 240, 256
– – проектно-поверочный 226
– – проектный 225, 230, 255
– – термодинамический 225
Ребра 75 – 78
Реверсивный ток 138
Ряд ТА 47, 143

САПР 3, 282
САФАР 295
Свертка показателей 119
Себестоимость ТА 115
– перечади теплоты 117
Синтез алгоритмов 295
– параметрический 290
Система автоматизированного формирования алгоритмов и программ 295
– ТА 145
– файловая 293
Системный подход 278
Скорость теплоносителя 30
Смешанный ток 14
Собственная частота колебаний труб 32, 33
Совместимость факторов 263
Спектр плана эксперимента 264
Стратегия построения комплексных показателей 126
– – – – альтернативная 126
– – – – конфигурационная 127
– – – – линейная 126
– – – – смешанная 126
Структура подсистем САПР 283
Схема оребрения труб 60
– тока 12, 130
– функционирования САФАР 297

Температура кипения теплоносителя 90
Температурный напор 135
Тепловая эффективность 127, 129, 147
Тепловой поток 234
Теплоемкость теплоносителя 89
Теплоноситель 7, 89
Теплообменный аппарат 7
– – регенеративный 7, 81, 148
– – – вращающийся 7, 82, 256
– – – переключающийся 7, 254
– – рекуперативный 7
– – – змеевиковый 58
– – – кожухотрубный 11, 18
– – – пластинчато-ребристый 9, 74
Теплообменный аппарат рекуперативный "труба в трубе" 9, 55

Теплоотдача в каналах, змеевиках, трубах с устройствами для интенсификации 171
– в насадках 212
– в прямых гладких каналах 166
Теплопроводность теплоносителя 89, 155
Теплофизические свойства воды 91, 92
– – водяного пара 93
– – воздуха 91, 92
– – дизельного топлива 105
– – дымовых газов 94, 95
– – мазута 110
– – масла 97, 106 – 109
Термическое сопротивление 63, 153
– – загрязнений 160
Течеискатели гелиевые 310
– галоидные 310
Требования к теплоносителям 90
Труба 18
– биметаллическая 62, 155
Трубная решетка 26

Угол атаки 223
Уплотнение трубной решетки 27
– трубного пучка 23
Уравнение баланса тепловых потоков 127
– подобия 167, 173
– теплового баланса 148
Уравнение теплопередачи 127, 148
Уровень фактора 263

Фактор 263
Функция отклика 264
– полных теплоемкостей массовых расходов 128
– тепловой эффективности 130
– шкалирования 121
– экспоненциальная 119

Хладагент 99
–, аммиак 99
–, хладон 12 99
–, хладон 22 102
Хладоноситель 103

Цена лопастных насосов 116
– ТА 115
Цензурирование выборки 326

Частный показатель эффективности 119
Число Нуссельта 166
– Прандтля 89
– Релея 166
– Стантона 327
– Струхаля 35

Шаг труб в пучке см. компоновка труб
Шкала оценок 119
Шкалирование частных показателей 119

Экономический эффект 118
Эксергетический КПД 113
Экспертная оценка 119
Эксплуатационные затраты 117
Электрохимическая коррозия 39
Энергоноситель 104
Эталонное значение показателя 119
Эффективность нагрева 130
– охлаждения 130

ПАСКАЛЬ 283
– ФОРТРАН 258, 283

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Основные условные обозначения 5
1. Технические характеристики ТА 7
1.1. Классификация ТА 7
1.2. Кожухотрубные ТА 18
1.3. Рекуперативные ТА другой конструкции 55
1.4. Регенеративные ТА 81
1.5. Теплоносители 89
1.6. Показатели эффективности ТА 113
2. Основные положения теории ТА 127
2.1. Тепловая эффективность и ее функции 127
2.2. Средний температурный напор 135
2.3. Определение концевых температур 141
2.4. Ряды, комплексы и системы ТА 143
2.5. Краткие сведения из теории регенеративных ТА 148
3. Теплопередача и сопротивление ТА 152
3.1. Расчет коэффициента теплопередачи рекуперативного ТА 152
3.2. Теплоотдача и сопротивление в каналах 166
3.3. Теплоотдача и сопротивление трубных пучков 193
3.4. Теплоотдача и сопротивление насадок регенеративных ТА 212
3.5. Учет обводных течений в кожухотрубных рекуперативных ТА 218
4. Методы теплового расчета ТА 225
4.1. Классификация расчетов ТА 225
4.2. Методы проектных и поверочных расчетов рекуперативных ТА 230
4.3. Методы расчета регенеративных ТА 254
4.4. Алгоритмы исследовательских расчетов 262
4.5. Оптимизация ТА 274
5. Автоматизированное проектирование ТА 282
5.1. Принципы построения и структура АП 282
5.2. Информационное и математическое обеспечение 292
5.3. Обобщенные структуры расчетов ТА 298
5.4. Технические средства САПР и развитие АП 301
6. Методы испытаний ТА и обработка их результатов 305
6.1. Цели и задачи испытаний, обработка их результатов 305
6.2. Дисперсионный и корреляционный анализы 327
6.3. Программа RAEF 331
6.4. Программа POLREG 342
6.5. Программа MARAL 349
Список литературы 357
Перечень ГОСТов 360
Сокращения 361
Предметный указатель 362

СПРАВОЧНОЕ ИЗДАНИЕ

Бажан Павел Иванович, Каневец Георгий Евдокимович, Селиверстов Владимир Михайлович

СПРАВОЧНИК ПО ТЕПЛООБМЕННЫМ АППАРАТАМ

Редактор *З.М. Рябкова*
Переплет художника *А.Н. Чернова*
Художественный редактор *А.И. Ро*
Технический редактор *Н.В. Павлова*
Корректоры *Т.П. Бровкина, Г.Л. Сафонова*

ИБ № 5507

Сдано в набор 29.07.88. Подписано в печать 18.05.89. Т-08008.
Формат 60×88 1/16. Бумага офсетная № 2. Гарнитура Пресс Роман.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 22,54. Усл.кр.-отт. 22,54. Уч.-изд. л. 22,70.
Тираж 13500 экз. Заказ № 1400. Цена 1 р. 50 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство "Машиностроение",
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Отпечатано в московской типографии № 8 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР по делам издательств,
полиграфии и книжной торговли 101898, Москва, Хохловский пер., 7,
с оригинала-макета, изготовленного в издательстве "Машиностроение"
на наборно-пишущих машинах

УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

Издательство "Машиностроение"
выпустит в 1990 году следующие книги
по энергетике и энергомашиностроению:

Двухтактные карбюраторные двигатели внутреннего сгорания/ **В. М. Кондрашов, Ю. С. Григорьев, В. И. Абрамов и др.** – М.: Машиностроение, 1990. – 20 л.: ил. – (в пер.): 1 р. 30 к.

Рассмотрены вопросы, связанные с созданием и совершенствованием двухтактных двигателей внутреннего сгорания различных типов и назначения. Даны схемы, конструкции, основные показатели, математическая модель газообмена, основы расчета элементов и проектирования систем. Большое внимание уделено улучшению мощностных, экономических, токсических показателей этих двигателей и снижению уровня их шума.

Для инженерно-технических работников, занимающихся созданием и эксплуатацией двухтактных двигателей внутреннего сгорания, а также машин и изделий, оснащенных ими.

Мельниченко Е. Ф., Немзер Г. Г., Энно И. К. Пути экономии топлива в плазменных печах. – М.: Машиностроение, 1990. – 12 л.: ил. – (в обл.): 65 к.

Рассмотрены технико-экономические показатели печей; комплекс вопросов определяющих эффективность использования топлива печным хозяйством предприятий энергомашиностроения; методы сокращения расходов топлива; система управления развитием и техническим перевооружением печного хозяйства.

Для энергетиков, специалистов проектных организаций, а также металлургов промышленных предприятий.