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

ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ В СИСТЕМАХ С ВОЗОБНОВЛЯЕМЫМИ ИСТОЧНИКАМИ ЭНЕРГИИ

Л. Л. Васильев
Л. П. Гракович
Д. К. Хрусталев



МИНСК «НАУКА И ТЕХНИКА» 1988

УДК 621.1-462

Васильев Л. Л., Гракович Л. П., Хрусталев Д. К. **Тепловые трубы в системах с возобновляемыми источниками энергии.**— Минск: Наука и техника, 1988.— 159 с.— ISBN 5-343-00234-X.

В связи с актуальностью проблемы экономии топлива и утилизации вторичных энергоресурсов большое значение приобретают работы по созданию эффективной теплообменной аппаратуры для использования энергии Солнца, грунта, геотермальных вод. Удобными элементами для создания систем использования альтернативных источников тепла являются тепловые трубы. В книге дан обзор наиболее перспективных разработок в этой области. Подробно рассматриваются плоские и трубчатые (вакуумированные) коллекторы солнечной энергии, изготавливаемые в СССР и за рубежом. Анализируются их преимущества и недостатки по сравнению с традиционными устройствами. Представлены результаты исследований процессов тепло- и массообмена в тепловых трубах, проведенных в институте тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова АН БССР с целью повышения их теплотехнических характеристик. Содержится информация о новых типах тепловых труб: со сложной комбинированной капиллярно-пористой структурой, с камерно-трубчатым испарителем большой протяженности для системы термостабилизации фотоэлектрических модулей при высоких степенях концентрации солнечной энергии.

Предназначена для научных и инженерно-технических работников, специалистов по теплофизике и промышленной теплоэнергетике.

Табл. 6. Ил. 44. Библиогр. — 120 назв.

Научный редактор

д-р техн. наук, проф. О. Г. Мартыненко

Рецензенты:

д-р техн. наук С. А. Ковалев,
канд. техн. наук А. С. Касперович

2303010000—117
В———————39—88
М 316(03)—88

ISBN 5-343-00234-X

© Издательство
«Наука и техника», 1988.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В материалах XXVII съезда КПСС отмечена необходимость создания новой техники, решающей проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов. Удобными элементами различного рода теплообменников являются автономные, замкнутые испарительно-конденсационные устройства без движущихся частей — тепловые трубы (ТТ), обладающие свойствами сверхпроводимости тепла, трансформации тепловых потоков, создания изотермических поверхностей. С этой точки зрения перспективно создание устройств на базе тепловых труб для использования так называемых альтернативных источников энергии, в первую очередь солнечной. Основными задачами, которые могут решать подобные устройства, являются горячее водоснабжение и получение электроэнергии.

Важнейшими элементами систем использования солнечной энергии, рассматриваемых в рамках данной работы, представляются коллекторы солнечной энергии и охладители фотоэлектрических модулей на базе тепловых труб. При разработке данных устройств возникает необходимость решить комплекс исследовательских задач как экспериментального, так и теоретического плана, связанных главным образом с потребностями интенсификации процессов тепломассопереноса в самих тепловых трубах и теплообменниках на их основе. Это в значительной степени обусловило содержание данной монографии, в которой наряду с описанием лучших образцов подобной техники подробно рассмотрены вопросы математического моделирования тепломассопереноса в низкотемпературных ТТ и коллекторах солнечной энергии, а также приведены результаты их экспериментальных исследований. На основе разработанных соответствующих методик расчета рассматривается вопрос о выборе внешних и внутренних параметров элементов

теплотехнического оборудования, натурные испытания которого подтвердили его перспективность для обеспечения высоких технико-экономических показателей.

Помимо Солнца характерными дополнительными источниками энергии являются биомасса, геотермальные воды, тепло грунта. При использовании этой, как правило, низкопотенциальной энергии для обогрева теплиц, животноводческих и других помещений целесообразно применение теплопередающих систем на базе тепловых труб; некоторые из них рассмотрены в четвертой главе.

Авторы выражают благодарность сотрудникам Армянского отделения ВНИИ источников тока Т. Н. Дабагяну и кандидату технических наук Ю. В. Авакяну, оказавшим помощь в проведении натурных испытаний коллекторов солнечной энергии.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$A=(T_l-T_a)/q_s$;
c_p — теплоемкость, Дж/(кг·К);
D — глубина канавки, м;
d — диаметр, м;
f — коэффициент сопротивления;
G — массовый расход, кг/с;
g — ускорение свободного падения, м/с^2;
h — высота, м;
K — коэффициент проницаемости, м^2;
L — длина, м;
L_p — полуширина плоского ребра, м;
M — масса теплоносителя, кг;
N — число канавок, тепловых труб;
P — давление, Па;
Q — тепловой поток, Вт;
q — плотность теплового потока, Вт/м^2;
r — термическое сопротивление, К·м^2/Вт;
r^* — скрытая теплота парообразования, Дж/кг;
R — радиус, м;
$R_0'=8314$ Дж/(кмоль·К) — газовая постоянная;
S — площадь, м^2;
s — шаг оребрения, м;
T — температура, град;
u — скорость, м/с;
V — объем, м^3;
v — скорость ветра, м/с;
W — полуширина канавки, м;
x, y, z — координаты, м;
П — пористость;
α — коэффициент теплопередачи, теплообмена, Вт/(м^2·К);
δ — толщина, м;
θ — краевой угол смачивания, град;
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
μ — динамическая вязкость, Н·с/м^2;
$\tilde{\mu}$ — молекулярная масса;
ν — кинематическая вязкость, м^2/с;
$(\tau\alpha)$ — эффективная поглощательная способность;
ρ — плотность, кг/м^3;
σ — поверхностное натяжение, Н/м;
σ_0 — постоянная Стефана—Больцмана, Вт/(м^2·К^4);
η — коэффициент полезного действия;
φ — угол наклона к горизонту, град;

Re — число Рейнольдса;
Nu — число Нуссельта;
We — число Вебера.

ИНДЕКСЫ

a — воздух, адиабатический;
c — конденсатор;
cap — капиллярный;
e — испаритель;
ex — внешний;
h — гидравлический;
i — вход;
l — жидкость;
m — металл;
0 — выход;
s — солнце;
u — изоляция;
v — пар;
w — стенка;
los — потери;
conv — конвективный;
∞ — небосвод;
ch — канал;
hp — тепловая труба;
max — максимальный.

Глава 1

СИСТЕМЫ НА БАЗЕ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ

С возникновением проблем, связанных с дефицитом органического топлива, практически во всех развитых странах возрос интерес к использованию нетрадиционных и возобновляемых источников энергии, утилизации сбросного тепла промышленных и коммунальных объектов.

Солнечная энергия относится к возобновляемым видам энергии и во многих странах рассматривается как ее дополнительный источник, который уже в ближайшие 10—15 лет может дать ощутимую долю энергии, потребляемой человеком, причем энергии экологически чистой, не загрязняющей окружающую среду. О значимости солнечной энергии в общем энергетическом балансе свидетельствует то, что американские специалисты планируют к 2000 г. до 30% своих энергетических потребностей удовлетворять за счет солнечной энергии.

Наиболее простым и перспективным путем использования солнечной энергии представляется преобразование ее в тепловую для тепло- и хладоснабжения потребителей и в электрическую для энергообеспечения автономных маломощных установок, расположенных в удаленных районах. В ряде стран, в том числе и в СССР, создаются тепловые электростанции, использующие солнечную энергию.

В 1983 г. для горячего водоснабжения в мире было произведено установок площадью более 3 млн. м^2, что почти в 2 раза превысило их выпуск в 1978 г. [1]. Предполагается, что число водонагревателей в США возрастет с 235 тыс. в 1980 г. до 15 млн. в 2000 г. Благодаря прогрессу в технологии изготовления элементов и конструктивном исполнении стоимость солнечных установок снизилась с 50 дол/Вт в 1975 г. до 6 дол/Вт в 1980 г., более то-

го, предполагается ее дальнейшее снижение до 1 дол/Вт [2]. Определенный опыт в этой области накоплен и в нашей стране. Известны разработки НПО «Солнце», ЭНИН им. Г. М. Кржижановского и др., имеются действующие установки под Москвой, в Симферополе, Дагестане, среднеазиатских республиках [3].

Схема солнечного водонагревателя показана на

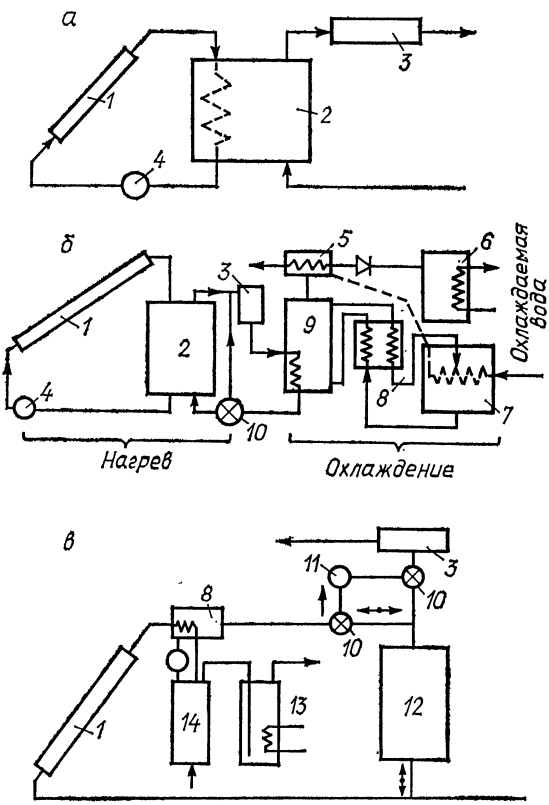


Рис. 1.1. Схемы солнечных нагревательных установок: *а* — простая водонагревательная установка; *б* — комбинированная установка для тепло- и хладоснабжения; *в* — активная водонагревательная установка (*1* — солнечный коллектор; *2* — бак-аккумулятор; *3* — дополнительный источник тепла; *4* — жидкий насос; *5* — конденсатор; *6* — испаритель; *7* — абсорбер; *8* — теплообменник; *9* — генератор; *10* — вентиль; *11* — вентилятор; *12* — тепловой аккумулятор: *13* — нагреватель; *14* — бак предварительного подогрева воды)

рис. 1.1, *а*. Установка включает коллектор солнечной энергии, насос для прокачки жидкости, бак-аккумулятор и дополнительный нагреватель потребляемой воды. Такая система целесообразна при необходимости нагрева воды до 60 °С. Теплоносителем в коллекторе обычно служит вода, а в зимнее время — антифризы. В этом случае аккумулятор тепла снабжают дополнительным теплообменником (штриховая линия).

Наряду с получением горячей воды в районах с жарким климатом важной задачей является кондиционирование помещений в дневное время, для этого применяются холодильные установки. В качестве источника энергии для холодильника целесообразно также использовать солнечное излучение. Такие разработки уже имеются в СССР, схема теплохладоснабжающей установки изображена на рис. 1. 1, *б* [4]. В работе показано, что установка имеет примерно одинаковую удельную тепло- и холодопроизводительность, а в летнем режиме подогрев воды до 50 °С не связан с существенным снижением удельной холодопроизводительности.

Наряду с водонагревателями имеются солнечные установки, использующие в качестве рабочего вещества воздух, который в дальнейшем применяется для отопления помещений либо в сушильных аппаратах. В воздушных отопительных системах, где не требуется нагревать теплоноситель до высоких температур, используются, как правило, установки, в которых пассивным тепловоспринимающим и теплоаккумулирующим элементом является ориентированная на юг стена здания. В то же время известны и активные коллекторные системы, схема одной из них показана на рис. 1.1, *в* [5]. Воздух нагревается в плоском солнечном коллекторе и подается либо в помещение, либо в грунтовый тепловой аккумулятор. Ночью или в пасмурную погоду воздух проходит через аккумулятор, при необходимости он подогревается дополнительным источником. Вода для бытовых нужд нагревается горячим воздухом либо другим нагревателем. Сушильные солнечные установки потребляют гораздо больше энергии, чем отопительные, но их устройство в основном подобно показанному на рис. 1.1, *в*.

Кроме описанных выше, существуют солнечные энергетические установки, предназначенные для выработки электрической и тепловой энергии в промышлен-

ных масштабах. Они, как правило, башенного типа с парогенератором, на поверхности которого гелиостатами концентрируется солнечное излучение. Преобразование же тепловой энергии в электрическую производится традиционными методами.

Для прямого преобразования солнечной энергии в электрическую в настоящее время применяются фотопреобразователи, преимущественно на основе кремния, работающие при естественном солнечном излучении. Фотоэлементы закрепляются на электроизолирующей подложке и помещаются в прозрачный баллон, заполненный каким-либо инертным газом, желательно с высоким коэффициентом теплопроводности. Для фотоэлектрической установки без концентрации солнечной энергии такое конструктивное решение является вполне оправданным, и избыточное тепло через слой газа и стеклянную оболочку сбрасывается в окружающее пространство. Температура фотопреобразователей остается при этом в допустимых пределах.

Однако стоимость фотоэлектричества из-за высокой стоимости фотопреобразователей и низкой плотности энергии солнечного излучения крайне высока. Перспективным путем удешевления вырабатываемой энергии является получение той же мощности со значительно меньшей площади фотоэлементов за счет концентрирования на их поверхности солнечного излучения с помощью концентраторов, стоимость которых гораздо ниже. В этом случае значительно (в 10—100 раз) повышается плотность падающего потока энергии, а поскольку максимально допустимая температура поверхности фотопреобразователя не должна превышать 100 °С, то одной из основных проблем является обеспечение требуемого температурного режима преобразователей. Так как КПД фотопреобразователей довольно низок, необходим отвод тепловых потоков высокой плотности, в связи с чем воздушное охлаждение, в том числе и принудительное, малоэффективно. В связи с разработками концентрирующих фотоэлектрических станций появилась информация об использовании жидкостных и испарительных систем охлаждения преобразователей, которые наряду с обеспечением температурной стабилизации позволяют также утилизировать и использовать для различных целей и тепловую энергию [39, 43].

Все перечисленные выше варианты использования

солнечной энергии связаны с отводом и транспортировкой тепла. В традиционных установках передача тепловой энергии производится, как правило, жидкостью или газом при их естественном или вынужденном течении. В то же время известны высокоэффективные теплопередающие устройства — тепловые трубы, в которых за счет использования испарительно-конденсационного цикла процессы теплообмена протекают гораздо интенсивнее, чем в конвективных системах. В солнечных установках ТТ могут использоваться как приемники солнечного излучения, при подаче тепла к аккумулятору и потребителю, для рекуперации тепла в сушильных установках, интенсивного охлаждения фотопреобразователей с концентрацией солнечного излучения и последующей утилизацией отведенного тепла. Рассмотрим возможные варианты использования тепловых труб в установках различных типов, в первую очередь в коллекторах солнечной энергии.

Солнечный коллектор является основным элементом установки, преобразующей солнечную энергию. Он может применяться как с концентрацией, так и без концентрации солнечного излучения. От конструкции коллектора в значительной степени зависят характеристики и стоимость всей установки. По данным [6], стоимость коллектора составляет в зависимости от его конструкции от 20 до 60% стоимости всей системы, и поскольку коллектор — один из наиболее сложных элементов, пока не наблюдается заметной тенденции ее снижения при существенном удешевлении остальных комплектующих элементов. Практически все применяемые конструкции коллекторов солнечной энергии, в том числе и для водонагревателей, можно разделить на следующие основные группы: плоские, вакуумированные (трубчатые) и концентрирующие.

1.1. Плоские солнечные коллекторы

Наиболее известным коллектором для водонагревателей является плоский коллектор (рис. 1.2, *а*), применяющийся для нагрева теплоносителя до температур не выше 90 °С. Достоинствами показанной конструкции являются возможность использования прямой и рассеянной солнечной радиации, отсутствие необходимости слежения за Солнцем и простота обслуживания.

Сейчас широко применяются конвективные плоские коллекторы с теплоприемником в виде зачерненной металлической пластины, к которой с тепловым контактом прикреплены трубки для прокачки теплоносителя. Жидкостный теплообменник может быть либо змеевиковым, либо иметь гидравлический коллектор для раздачи жидкости. Для уменьшения потерь тепла в окружающее пространство тыльная сторона коллектора тепло-

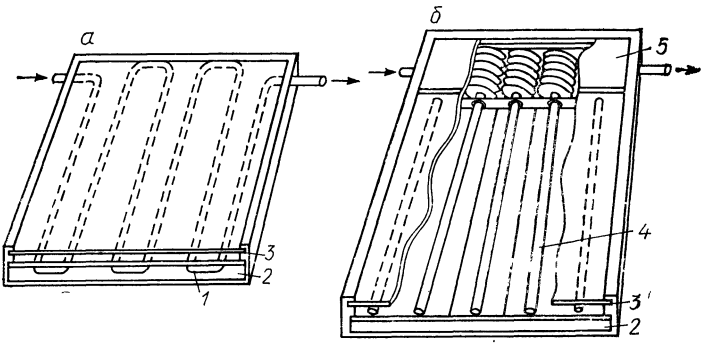


Рис. 1.2. Плоские коллекторы солнечной энергии: *а* — конвективный коллектор; *б* — коллектор с тепловыми трубами (*1* — змеевиковая трубка; *2* — теплоизоляция; *3* — стеклянное покрытие; *4* — тепловые трубы; *5* — жидкостный теплообменник)

изолируется, а приемная закрывается одним или несколькими слоями стекла. Коллекторы такого типа характеризуются низкой стоимостью, технологичностью изготовления, достаточно высокой эффективностью. Усилия разработчиков направлены на снижение их стоимости, упрощение технологии изготовления путем использования пластмасс. Основными недостатками коллекторов являются высокое гидравлическое сопротивление змеевиковых теплообменников, неравномерное течение жидкости при ее коллекторной раздаче, реверсивность теплообмена при отсутствии солнечного излучения, сравнительно невысокий ресурс работы, вызванный старением и коррозией материалов, сложность дренажа системы. Методика расчета плоских коллекторов разработана Хоттелом, Уиллером и Блиссом, она позволяет определять как мгновенные, так и усредненные характеристики [49].

Полезная энергия, т. е. энергия, используемая на на-

грев теплоносителя, поглощенная элементом солнечного коллектора единичной длины, определяется по выражению

$$q_0 = (2L_p + d) F' [q_s - U_l (T_l - T_a)], \qquad (1.1)$$

а эффективность коллектора F', согласно этой методике, если пренебречь термическим сопротивлением контакта ребро — труба, можно определить по формуле

$$F' = \frac{1/U_l}{(2L_p + d)[1/(U_l(2L_pE + d)) + 1/\pi d\alpha_{conv}]}. \qquad (1.2)$$

Из анализа приведенных выражений следует, что полезная энергия, воспринимаемая коллектором, а следовательно, и его КПД

$$\eta = q_0/q_s \qquad (1.3)$$

значительно зависят от двух характеристик — суммарного коэффициента тепловых потерь U_l и термического сопротивления теплообмену с нагреваемой средой (последний член в знаменателе выражения (1.2)).

При этом необходимо отметить, что U_l, в свою очередь, зависит от температуры приемной пластины T_p, т. е. не только от качества теплоизоляции коллектора, но и от термического сопротивления при передаче тепла к теплоносителю. Для коллекторов различных конструкций $\bar{R}_{conv}$ может значительно изменяться. При течении воды в змеевиковой трубке коллектора значение $\bar{R}_{conv}$, как правило, невелико, в то время как при коллекторной раздаче жидкости скорость ее течения резко уменьшается, что влияет и на коэффициент теплообмена.

Значительный интерес с точки зрения конструирования солнечных коллекторов представляют тепловые трубы, которые могут быть использованы как теплоприемные и теплопередающие элементы. Схема плоского коллектора солнечной энергии с ТТ показана на рис. 1.2, *б*. В таком коллекторе теплоприемником служат оребренные поверхности испарителей тепловых труб, конденсаторы которых помещены в теплообменник, по которому прокачивается нагреваемая жидкость или газ. При использовании в коллекторе тепловых труб обеспечиваются:

1) равномерность температуры по длине приемного элемента, что снижает тепловые потери;

2) уменьшение гидравлического сопротивления контура с нагреваемой средой;

3) повышение надежности коллектора в целом, так как выход из строя отдельных элементов уменьшает, но не прекращает передачу энергии;

4) упрощение дренажа, так как в тепловых трубах используются теплоносители, не замерзающие при низких температурах;

5) невозможность сброса тепла из системы при отсутствии солнечного излучения из-за однонаправленности теплопередачи наклонных тепловых труб, работающих в поле силы тяжести;

6) низкая теплоемкость, обеспечивающая быстрый запуск и уменьшающая тепловые потери.

Естественно, что солнечный коллектор с тепловыми трубами также имеет определенные недостатки, которые зависят в основном от технологических возможностей изготовителя: это более высокая стоимость, связанная с необходимостью изготовления и заправки ТТ, и большее по сравнению с конвективным коллектором количество составляющих элементов. Одно из основных преимуществ коллектора с тепловыми трубами — однонаправленность передачи энергии в гравитационных тепловых трубах, поэтому необходимо уменьшать длину конденсаторов ТТ, чтобы снизить сброс тепла из жидкостного теплообменника. В связи с этим термические сопротивления в конденсаторе тепловой трубы и при его обтекании жидкостью в теплообменнике могут стать значительными, что, в свою очередь, влияет на эффективность коллектора.

В работе [7] проанализированы зависимости КПД солнечного коллектора от термических сопротивлений составляющих его элементов. Показано, что зависимость $\eta(\bar{R})$ нелинейна и при снижении термического сопротивления до определенных значений КПД практически не зависит от $\bar{R}$. Сравнение характеристик солнечных коллекторов различных конструкций показало, что коллектор с тепловыми трубами несколько уступает по мгновенной эффективности конвективному со змеевиковой трубкой, но в то же время превосходит конвективный с гидравлическим коллектором.

Исследования коллекторов солнечной энергии с ТТ, в том числе и сравнение их с традиционными конвективными, проводились неоднократно, при этом получены

довольно противоречивые выводы. В работе [8] сравнивались характеристики коллекторов различных типов, обработка результатов представлена в виде η (A). На основании этих данных можно сделать вывод, что по эффективности коллектор с тепловыми трубами несколько уступает коллекторам других типов, хотя в работе указано, что результаты испытаний коллекторов с тепловыми трубами относятся к неоптимизированным конструкциям. Следует отметить, что использование ТТ существенно повышает теплотехнические параметры коллектора из-за уменьшения усредненных по времени тепловых потерь [9]. За счет однонаправленности передачи тепла и меньшей теплоемкости в коллекторе с

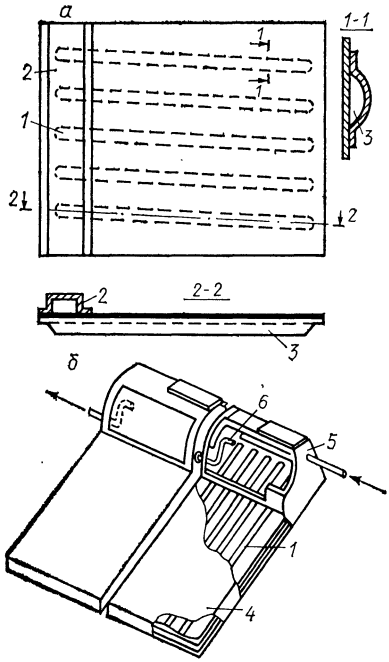


Рис. 1.3. Коллекторы солнечной энергии с тепловыми трубами: *а* — коллектор из штампованных элементов; *б* — коллектор с аккумулирующими емкостями (*1* — ТТ; *2* — жидкостный теплообменник; *3* — паровой канал ТТ; *4* — стеклянное покрытие; *5* — теплообменник-аккумулятор; *6* — трубка для прокачки жидкости)

тепловыми трубами его средние характеристики оказались выше, чем у конвективного с автоматическим регулированием расхода теплоносителя. При этом измеренные гидравлические потери в жидкостном контуре уменьшились в 4 раза. Аналогичные выводы сравнительных испытаний коллекторов приведены в работе [10]. Мгновенный КПД коллектора с ТТ оказался на 6% ниже, чем конвективного, но в то же время на основе среднесуточных показателей отмечена целесообразность использования тепловых труб.

Важно отметить, что в современных конструкциях ТТ получены высокие коэффициенты теплопередачи, поэтому в некоторых случаях можно использовать в традиционных конвективных системах фазовые превращения теплоносителя. По данным [11], при кипении ацетона в коллекторе КПД повысился с 78 до 88%, хотя для этого потребовались некоторые конструктивные изменения коллектора, так как кипение теплоносителя в трубках обычного коллектора — нежелательный процесс, затрудняющий прокачку.

В работе [12] проведен анализ термических сопротивлений коллектора, показанного на рис. 1.3, *а*. Конструкция оригинальна, хотя, на наш взгляд, не оптимальна по условиям обтекания конденсаторов тепловых труб (в теплообмене участвует небольшая часть поверхности). Общее термическое сопротивление коллектора достаточно велико (0,22 К/Вт) при высокой скорости течения воды в теплообменнике (Re=6000, массовый расход около 90 г/с). Очевидно, что характеристики могут быть существенно улучшены развитием внешней и внутренней площадей конденсаторов тепловых труб, участвующих в теплопередаче.

Кроме систем с принудительной прокачкой воды, коллекторы с тепловыми трубами могут использоваться в водонагревателях с аккумулирующими емкостями. В этом случае к размерам конденсационных участков не предъявляется жестких требований, коэффициенты теплообмена в зоне приема энергии достигают гораздо более высоких значений, чем в коллекторах с естественной циркуляцией теплоносителя, и суммарное термическое сопротивление оказывается достаточно низким. При этом общая эффективность коллектора несколько повышается также за счет изотермичности всей приемной поверхности. На рис. 1.3, *б* показан солнечный коллектор конструкции «Токио Саньо Электрик К» с теплообменником в виде теплоаккумулирующей емкости [13]. В работе описаны исследования как одиночных тепловых труб, так и солнечных коллекторов, приведены ресурсные характеристики устройств, технология изготовления с применением доступных материалов (сталь, алюминий, стеклопластики). Разработана методика расчета на ЭВМ параметров водонагревателя с учетом использования тепловых труб. Были созданы и установлены на ряде объектов стандартизированные блоки

коллекторов с аккумулирующими теплообменниками емкостью 50 и 100 л. В коллекторах использованы медные тепловые трубы, на испарители которых напрессованы тонкие алюминиевые ребра с селективным покрытием.

Проведены испытания модуля коллектора-термосифона с приемной частью в виде стандартного плоского стального радиатора, частично заполненного ацетоном. Устройство имеет оребренный конденсатор, который введен в тепловой аккумулятор [14]. Сделан сравнительный анализ процессов переноса в конвективном коллекторе и термосифоне, определены условия, при которых целесообразно использовать описанный коллектор:

$$11{,}9\left(\frac{\Delta T}{S}\right)+0{,}048G<1{,}06-7{,}44\cdot10^{-3}T_a,$$

например, в низкотемпературных отопительных системах. Показаны преимущества устройства при поступлении тепла в аккумулятор, наличие авторегулирования и самоотключения коллектора при достижении в аккумуляторе необходимой температуры или ухудшении погодных условий. Кроме того, отмечена нелинейность рабочей характеристики термосифона, при определенной температуре коллектора зависимость η (A) имеет максимум, хотя причина его существования не объяснена.

Для повышения эффективности любого солнечного коллектора большое значение имеют характеристики составляющих его элементов. Для коллектора с тепловыми трубами это в первую очередь коэффициенты теплопередачи в зонах испарения и конденсации теплоносителя. Несомненными преимуществами в этом отношении обладают ТТ по сравнению с испарительными термосифонами. Капиллярно-пористое покрытие в виде металлических сеток, металлокерамики, капиллярных канавок позволяет равномерно смачивать всю поверхность испарителя, в результате чего образуется тонкая пленка теплоносителя, и эффективно отводить жидкость от поверхности конденсации. В гладкостенном термосифоне жидкость течет по нижней образующей, поэтому зона теплосъема уменьшается и увеличивается термическое сопротивление. Если же приемное ребро зоны

испарения смещено вверх, то добавляется термическое сопротивление стенки корпуса при передаче тепла к ручью жидкости. Плоский коллектор является наиболее дешевой конструкцией, но изготовление тепловых труб — довольно сложная операция и стоимость их может составить значительную часть стоимости всего коллектора, поэтому следует стремиться к максимальному упрощению конструкции, сокращению количества используемых ТТ. Увеличение приемного ребра предполагает уменьшение его эффективности, и для того, чтобы при сокращении количества тепловых труб на той же приемной площади коллектора не снизился его КПД, в работе [16] предложена конструкция так называемого частично концентрирующего коллектора солнечной энергии. Оребренные тепловые трубы занимают 50% апертуры коллектора, под ними размещены цилиндрические отражатели, которые направляют излучение на нижнюю поверхность испарителей ТТ. В настоящее время в солнечных коллекторах наиболее широко используются термосифоны, хотя их конструкции требуют существенной доработки.

Необходимо отметить, что корректной методике расчета параметров солнечных коллекторов с тепловыми трубами пока не существует. В методиках, приведенных в работах [7, 13], процессы описаны приблизительно, не учтены многие характерные факторы, такие, как теплообмен жидкостного канала с окружающей средой, независимость теплопередачи в тепловых трубах, влияние их размеров, конструктивных особенностей и т. д.

1.2. Вакуумированные трубчатые коллекторы

Эффективность солнечных коллекторов в значительной степени определяется величиной тепловых потерь с приемных поверхностей. В плоских коллекторах, в том числе и с тепловыми трубами, применяются традиционные теплоизоляционные материалы и, как правило, однослойное стеклянное покрытие. Потери тепла в таких коллекторах могут быть существенными, так как между стеклом и приемной поверхностью происходит конвекция воздуха, в теплоизоляционном материале могут находиться воздух и влага.

Для достижения более высоких КПД преобразования солнечной энергии созданы так называемые трубчатые,

или вакуумированные, коллекторы, у которых приемные пластины расположены в цилиндрических стеклянных вакуумированных корпусах. Различные конструкции элементов трубчатых вакуумированных коллекторов показаны на рис. 1.4. В двухстенном стеклянном баллоне (рис. 1.4, *г*, *д*, *е*) вакуум поддерживается между стенками, обес-

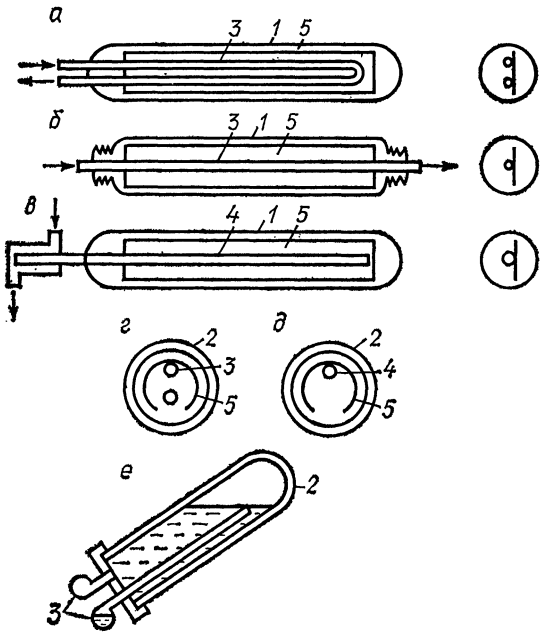


Рис. 1.4. Схемы вакуумных коллекторов: *а, б, г, е* — конвективные; *в, д* — с тепловыми трубами, из них *г, д, е* — с двухстенным стеклянным баллоном (*1* — одностенный стеклянный баллон; *2* — двухстенный стеклянный баллон; *3* — трубки для прокачки жидкости; *4* — ТТ; *5* — приемная пластина)

печивая удобство изготовления элементов и их сборки [18]. Благодаря тепловым трубам трубчатый коллектор имеет те же свойства, что и плоский, в то же время существенно упрощается сборка элементов, так как необходимо делать только один герметичный термокомпенсированный выход из баллона. Схема такого коллектора показана на рис. 1.5, *а*. Для снижения тепловых потерь на нижнюю часть стеклянного баллона методом

Таблица 1.1. **Характеристики трубчатых вакуумированных коллекторов с тепловыми трубами фирмы «Филипс»**

Коллектор	Диаметр ТТ, мм	Расстояние между элементами, мм	Материал корпуса ТТ	Теплоноситель	Нагреваемая среда	Термическое сопротивление, К/Вт
VTR-141	15, 22, 28	75—90	Медь	Изобутан	Вода	0,39—0,45
VTR-261	15, 22, 28	75—90	Нержавеющая сталь	Неопентан	Вода, масло, воздух	0,4—0,55
VTR-361	15, 22, 28	75—90	Нержавеющая сталь	Вода	Масло, воздух	0,24—0,44

напыления может быть нанесен металл или она покрывается металлической фольгой.

Испытания коллекторов различных типов, результаты которых приведены в работе [17], показали, что КПД вакуумированных трубчатых коллекторов на 25—30% выше, чем плоских, причем характеристики лучших образцов плоских коллекторов лишь приближаются к характеристикам вакуумированных.

Эффективность применения вакуумированных коллекторов по сравнению с плоскими возрастает с увеличением разности температур приемной пластины и окружающего воздуха. По результатам испытаний, выполненных в разных странах по единой программе и методике в течение трех лет, рекомендуется использовать трубчатые вакуумированные коллекторы в том случае, если разность температур между поглощающей пластиной и воздухом превышает 30 °С [21].

Натурные испытания вакуумированных коллекторов с тепловыми трубами, разработанных фирмами «Филипс / Стилбел-Элтрон» и «Корнинг» (США), обеспечивающих теплоснабжение жилого дома площадью 850 м^2, показали, что средний КПД за ноябрь — февраль превышает 50%, причем тепловые потери были на 20% меньше, чем у коллекторов плоского типа.

В настоящее время наиболее широко известны трубчатые вакуумированные коллекторы фирмы «Филипс», которые выпускаются в нескольких модификациях. Их основные характеристики приведены в табл. 1.1, [20]. Несмотря на достаточно высокие величины термических

сопротивлений элементов коллекторов, их средний КПД составляет более 50%, изготовители гарантируют работу устройств в течение 15 лет.

Трубчатые вакуумированные коллекторы с тепловыми трубами по сравнению с другими типами коллекторов с ТТ наиболее широко применяются на практике благодаря высоким технологическим и эксплуатационным характеристикам. На заводе фирмы «Ниппон кэфи»

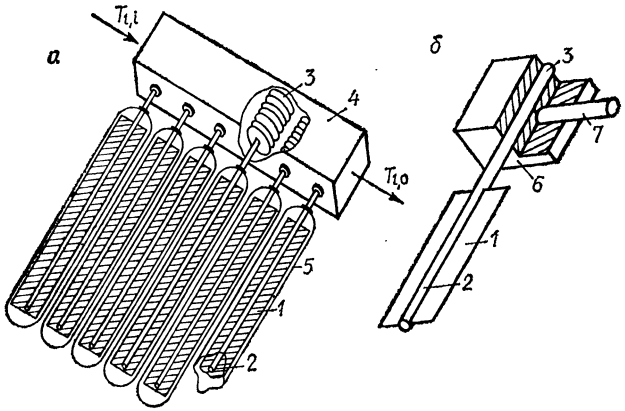


Рис. 1.5. Вакуумированные солнечные коллекторы с тепловыми трубами: *а* — коллектор с проточным теплообменником; *б* — схема «сухого контакта» (*1* — приемное ребро; *2* — испаритель ТТ; *3* — конденсатор ТТ; *4* — жидкостный теплообменник; *5* — стеклянный баллон; *6* — переходной блок; *7* — трубка для прокачки жидкости)

(Япония) в 1983 г. установлено 250 вакуумированных коллекторов с тепловыми трубами. Размер одного коллектора 670×2860 мм, он имеет 6 стеклянных баллонов диаметром 100 мм, в которых установлены отражатели. Температура приемной пластины с тепловой трубой в летнее время достигает 130 °С, что свидетельствует о высоком качестве вакуумной теплоизоляции [22].

Фирма «Термомакс» (Великобритания) выпускает вакуумированные коллекторы с селективным покрытием, при этом температура тепловых труб может достигать 140 °С, а охлаждающая среда нагревается до 95 °С. Такие коллекторы предполагает использовать фирма «Дженерал Электрик» в системе горячего водоснабжения с суточным расходом воды 5 м^3, температура кото-

рой будет достигать 60 °С. Для этого будет использоваться 50 м^2 коллекторов из 500 тепловых труб. Данная установка позволит сэкономить 21 мВт·ч тепловой энергии [23].

Одной из главных проблем при изготовлении солнечных коллекторов с ТТ является герметичный ввод конденсатора тепловой трубы в жидкостный теплообменник, при этом должны быть обеспечены заменяемость элементов и необходимый ресурс работы, что одинаково важно как для вакуумированных, так и для плоских конденсаторов. В связи с этим появились конструкции с так называемым «сухим контактом», когда нагреваемая жидкость не контактирует непосредственно с конденсатором тепловой трубы, а теплопередача происходит через массивный теплопроводный блок, который одновременно является и аккумулятором тепла при нестабильной солнечной радиации [24]. Примером такой установки может служить описанный ранее коллектор VTR-361 фирмы «Филипс». Схема соединения конденсатора тепловой трубы с теплообменником показана на рис. 1.5, *б*.

Сухой контакт существенно упрощает технологию изготовления и сборки коллектора, повышает ресурс его работы, хотя может ухудшить теплотехнические показатели из-за увеличения термического сопротивления. В то же время аккумулирование некоторого количества тепла в металлическом блоке способствует увеличению средней эффективности коллектора, благодаря этому такой тип контактного теплообменника получает все более широкое распространение. Более того, целесообразно использовать его и в конструкциях солнечных коллекторов других типов.

1.3. Концентрирующие коллекторы солнечной энергии

В коллекторах с концентрацией солнечной энергии используются различные оптические системы, которые позволяют увеличить плотность потока солнечной радиации, прежде всего это зеркала и линзы. Приемные площади в концентрирующих системах невелики, следовательно, тепловые потери уменьшаются, что позволяет получить на приемных поверхностях более высокие температуры. Следует отметить и недостатки таких кол-

лекторов: повышенные оптические потери и невозможность использовать рассеянную солнечную радиацию. Одновременно с этим для достижения высокой степени концентрации необходимо, чтобы система была следящей, что связано с трудностями в ее реализации.

В концентрирующих солнечных установках тепловые трубы также оказываются весьма удобным теплоприемником, так как с их помощью тепловой поток можно

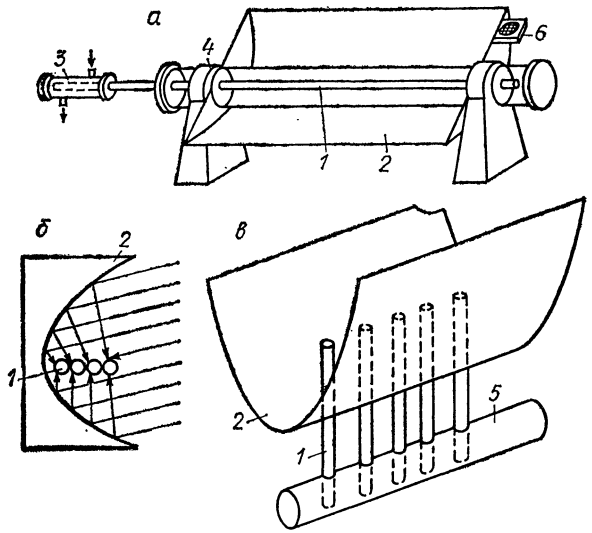


Рис. 1.6. Концентрирующие коллекторы солнечной энергии: *а* — коллектор со следящим устройством; *б* — коллектор с несколькими ТТ; *в* — коллектор с тепловым аккумулятором (*1* — ТТ; *2* — концентратор; *3* — теплообменник; *4* — поворотное устройство; *5* — тепловой аккумулятор; *6* — датчик лучистого потока)

транспортировать на большие расстояния и трансформировать на практически произвольном уровне температур.

В работе [25] рассмотрены вопросы создания концентрирующего водонагревателя с ТТ. На рис. 1.6, *а* показан коллектор в виде лоткового концентратора, в фокусе которого размещена тепловая труба. Воспринимаемое тепло передается в тепловой аккумулятор. Тепловая труба длиной около 4 м одновременно является осью вращения концентратора, общая площадь кол-

лектора составляет 4 м². Масса концентрирующего коллектора гораздо меньше, чем плоского, кроме того, в нем устранены потери тепла с тыльной стороны. При нагреве воды для бытовых целей до температур 60 °С описанный коллектор обеспечивает эффективность порядка 45—50%, а для промышленных целей можно повысить температуру до 315 °С при эффективности 60%. В работе рассмотрены различные конструкции теплоприемников, показано влияние типа теплоносителя в тепловой трубе и его качества на ее характеристики. Сравнивались системы со слежением и пассивные, оснащенные коллекторами различных конструкций. На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что концентрирующий коллектор отличается меньшими массой, теплоемкостью, он дешевле в изготовлении и эксплуатации, чем плоский конвективный.

Конструкция концентрирующего коллектора без слежения описана в работе [26]. Приемная поверхность лоткового концентратора образована рядом тепловых труб (рис. 1.6, *б*). При изменении положения Солнца излучение концентрируется попеременно на разные тепловые трубы, конденсаторы которых объединены общим теплообменником для нагрева воды.

Для промышленных целей используются гелиоприемники с концентраторами, позволяющие достичь температуры 300 °С, что может быть использовано, например, для генерации пара [27]. Такая установка состоит из параболоцилиндрического концентратора размером 0,4×1 м, в фокусе которого размещена тепловая труба в вакуумированном баллоне для уменьшения тепловых потерь. Для повышения температуры теплоприемника он имеет селективное покрытие.

Концентрирующие водонагреватели изготавливают обычно с продольным протяженным концентратором, наиболее простым в изготовлении, вдоль его фокуса размещают испаритель тепловой трубы. Известна конструкция, теплоприемная поверхность которой образована поперечно расположенными относительно фокуса концентратора испарителями тепловых труб (рис. 1.6, *в*) [28]. Конденсаторы тепловых труб введены в тепловой аккумулятор через резьбовое соединение, что позволяет изменять площадь конденсатора и передаваемый тепловой поток.

Следует отметить, что концентрирующие коллекторы

для водонагревателей получили гораздо меньшее распространение, чем плоские и вакуумированные. В литературе нет данных об их широком использовании, как правило, описаны экспериментальные установки. Это, по-видимому, объясняется тем, что, несмотря на преимущества, которые дает концентрация солнечного излучения, изготовление, монтаж концентратора, следящего устройства требуют высоких затрат и их использование целесообразно в основном для генерации высокотемпературного пара в энергетических установках и фотоэлектрических станциях. Для нагрева воды в бытовых целях предпочтительнее использовать плоские и вакуумированные коллекторы.

Концентрирующий солнечный коллектор также представляет собой довольно сложную систему из тепловых труб, одни из которых являются приемниками солнечного излучения, а другие передают энергию нагреваемой среде. Согласно данным [98], концентрирующий солнечный коллектор имеет поглотитель в виде испарителя тепловой трубы с продольным ребром, установленного перпендикулярно фокальной оси, а ее конденсатор размещен вне концентратора в теплообменнике. Для регулирования температуры нагреваемой среды без изменения ориентации концентратора используются приемные ребра с дополнительными тепловыми трубами, испарители которых устанавливаются параллельно фокальной оси, а конденсаторы контактируют с основными ТТ. Эта система тепловых труб снабжена устройством поворота, что дает возможность регулировать температуру выходящего из теплообменника теплоносителя.

1.4. Солнечные установки, использующие испарительно-конденсационные циклы

При строительстве домов, отапливаемых солнечной энергией, часто используется принцип совмещения функций коллектора и аккумулятора в одном конструктивном элементе здания — стене, обращенной на юг. Так как стена расположена вертикально, угол падения солнечных лучей в зимнее время больше, чем в летнее, поэтому поглощение тепла зимой происходит при более благоприятных условиях. В таких установках также предлагается помещать ТТ для передачи тепла либо в теплоаккумулирующий объем, либо в обогреваемое помещение, при

этом используется диодный эффект тепловых труб в гравитационном поле. Схемы подобных установок показаны на рис. 1.7, *а* [29, 30]. На основании расчетов, выполненных в работе [30], можно сделать вывод, что использование тепловых труб в пассивных отопительных

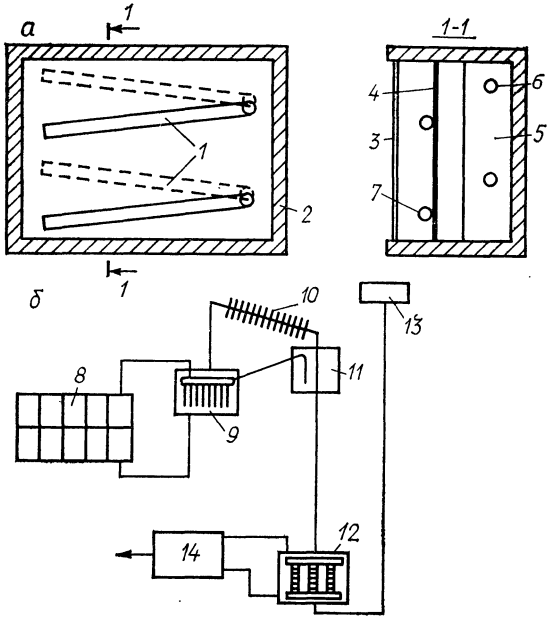


Рис. 1.7. Схемы солнечных отопительных установок: *а* — пассивной; *б* — с обратным термосифоном (*1* — ТТ; *2* — кожух; *3* — стеклянное покрытие; *4* — приемная поверхность; *5* — теплообменник с теплоаккумулирующим веществом; *6* — конденсаторы ТТ; *7* — испарители ТТ; *8* — солнечные коллекторы; *9* — теплообменник гелиоконтура; *10* — вспомогательный конденсатор; *11* — сборник конденсата; *12* — бак горячего водоснабжения; *13* — вытеснительный бачок; *14* — бак-аккумулятор)

системах позволит почти в 2 раза увеличить эффективность обычной системы отопления. Расчеты, сделанные для случая использования вертикальных тепловых труб с водяным аккумулятором, показали, что их применение эффективно в холодную и облачную погоду из-за существенно меньшего теплосброса в окружающее пространство [31].

Применение тепловых труб в пассивных солнечных установках не отличается от использования их в коллек-

торах различных конструкций. Предложен ряд конструктивных решений, где испарительно-конденсационные циклы используются на всех этапах приема, передачи и преобразования солнечной энергии [36]. Разработана конструкция так называемого «обратного» термосифона для передачи больших потоков тепла в направлении гравитационного поля, являющаяся основой системы гелиоотопления жилого дома (рис. 1.7, *б*) [32].

Для небольших объектов гелиоприемник может быть совмещен с испарителем термосифона, а основной конденсатор при этом монтируется непосредственно в стену здания. Разработанный термосифон способен транспортировать 12 кВт тепловой энергии, а сама установка предназначена для оснащения одноквартирного жилого дома.

Для возврата сконденсированной жидкости в испаритель-теплоприемник, расположенный в верхней части здания, могут использоваться и другие способы транспортировки. Теплоноситель из емкости конденсатора, расположенной в аккумуляторе тепла, может подаваться в испаритель с помощью регулируемого жидкостного насоса [33]. В работе [34] описана конструкция гелиоотопительной установки с приемниками, установленными на крыше здания, и подземными аккумуляторами. Транспортировка тепла производится тепловыми трубами длиной 3—7 м, в которых установлены трубки Вентури; из-за возникающей разности давлений газожидкостная эмульсия поступает в дополнительный резервуар и далее по капиллярно-пористому фитилю в испаритель. Известен еще один способ возврата теплоносителя, согласно которому часть его ответвляется от основного контура, дополнительно испаряется в коллекторе и направляется в эрлифтную трубку.

Наряду с непосредственной передачей тепла от приемника тепловые трубы могут применяться для связи между ними, аккумулятором и потребителем. Исследована тепловая труба, предназначенная для работы с аккумулятором тепла, использующим теплоту плавления вещества [36]. Проведены исследования работы тепловой трубы длиной 3 м с аксиальными капиллярными канавками в трех предусмотренных режимах — заряд, разряд теплового аккумулятора и байпасный режим. Результаты исследований подтвердили целесообразность предложенной схемы.

С помощью тепловых труб могут быть решены практически все вопросы, связанные с теплообеспечением жилых помещений. Схема теплоснабжения жилого дома, почти полностью обеспечиваемого солнечной энергией с помощью устройств на тепловых трубах, показана на рис. 1.8, *а*.

Поскольку один из крупнейших потребителей солнечной энергии — тепличное хозяйство, целесообразно использовать тепловые трубы для закачки тепла в грунтовый аккумулятор и последующего извлечения его для подогрева воздуха, например в ночное время; подобная система описана в работе [37]. Изготовлено устройство

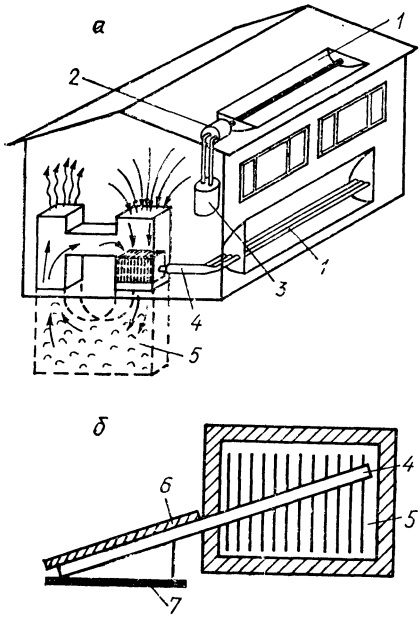


Рис. 1.8. Схемы солнечных установок: *а* — для теплоснабжения жилого дома; *б* — солнечный подогреватель (*1* — концентрирующий следящий коллектор с ТТ; *2* — теплообменник; *3* — водяной бак горячего водоснабжения; *4* — ТТ; *5* — тепловой аккумулятор; *6* — приемная поверхность; *7* — греющая поверхность)

для приготовления и подогрева пищи за счет солнечной энергии [38] (рис. 1.8, *б*). В одном режиме тепло с приемной поверхности с помощью тепловой трубы накапливается в аккумуляторе, во втором устройство поворачивается на 180°, и энергия из аккумулятора с помощью той же тепловой трубы поступает на рабочую поверхность. Кроме того, очевидно, что это устройство может быть использовано и для отопления помещения при соответствующем выборе материалов и размеров аккумулятора.

1.5. Термостатирование фотоэлектрических преобразователей

В начале главы была описана конструкция фотоэлектрической установки без концентрации солнечной энергии, где избыточное тепло отводится от фотоэлемента к стеклянному баллону и далее к окружающему воздуху естественной конвекцией и частично излучением. Аналогично охлаждаются и плоские фотоэлектрические батареи. По данным [39], температура преобразователей может достигать 125 °С при солнечной радиации 854 Вт/м^2 и температуре окружающего воздуха 34 °С. Очевидно, что при любой повышенной концентрации солнечного излучения такая фотоэлектрическая станция становится неработоспособной.

В работе [40] описана конструкция концентрирующего фотоприемника, в котором фотопреобразователи крепятся с обеих сторон приемной пластины, а их охлаждение происходит естественным образом. К сожалению, в работе не приведены результаты, позволяющие рекомендовать установку к использованию на практике. При падающем солнечном излучении, близком к максимальному, фотопреобразователи должны быть сильно перегреты. Для более интенсивного отвода избыточного тепла может быть использовано жидкостное охлаждение. В работе [41] предлагается устройство, аналогичное описанному в [40], оно отличается тем, что к внешнему краю приемной пластины приварена трубка для прокачки теплоносителя. В этом случае могут быть получены более высокий коэффициент концентрации и лучшие условия термостатирования элементов. Естественно, что температура преобразователей определяется температурой входящей воды и скоростью ее прокачки, при этом отводимое тепло может быть использовано для других нужд. Необходимо, однако, отметить, что при значительном нагреве воды будет иметь место столь же высокий перепад температур в фотоэлектрической батарее, что может понизить коэффициент полезного действия при выработке электрической энергии.

Удачное решение задачи охлаждения фотопреобразователей с обеспечением их изотермичности и возможности последующего использования тепла приведено в работе [42]. Избыточное тепло от фотоэлементов первоначально запасается в контейнере с теплоаккумулирующим

веществом (например, с фазовым переходом). Выбором веществ с определенной температурой плавления можно обеспечить требуемый температурный уровень и на всем протяжении контакта при оптимальном выборе размеров аккумулятора и приемного элемента добиться достаточной изотермичности фотоэлементов. Например, $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$ или $CaCl_2 \cdot 6H_2O$ имеют температуру плавления 30—40 °С, что может обеспечить работу фотоэлементов при оптимальных температурных условиях. Для съема избыточного тепла из теплового аккумулятора используется жидкостной контур.

К достоинствам жидкостных систем охлаждения можно отнести высокую интенсивность теплосъема и простоту конструктивного исполнения. Однако они не лишены существенных недостатков — это значительный расход жидкости, необходимый для обеспечения изотермичности приемной поверхности, ее низкая температура, в результате чего невозможно использовать отводимое тепло. Кроме того, даже кратковременного прекращения прокачки жидкости достаточно для выхода фотоэлементов из строя.

В отличие от жидкостного охлаждения преимущество испарительной системы состоит в том, что она должна обеспечивать изотермичность всей поверхности теплопровода, в то время как съем тепла можно производить в достаточно удаленной зоне.

В работах [43, 44] приведены результаты испытаний фотопреобразователей, термостатируемых тепловой трубой. Испаритель тепловой трубы с продольным ребром, на котором размещены фотоэлементы, помещен в стеклянный баллон (длина тепловой трубы 2,5 м, диаметр баллона 80 мм). При этом 10—20% вырабатываемой электрической мощности расходуется на прокачку воды через теплообменник тепловой трубы. Для уменьшения переходных термических сопротивлений фотоэлемент может формироваться последовательным напылением слоев непосредственно на приемном ребре, как в выпускаемом фирмой «Саньо Электрик К» модуле типа «Амортон». В одном из вариантов модуля охладитель из теплообменника тепловой трубы поступает в контур горячего водоснабжения.

Схема фотоэлектрического модуля с ТТ, использующего концентрированное солнечное излучение, описана в работе [45] (рис. 1.9, *а*). Тепловая труба из алюминие-

вого сплава является осью вращения концентратора. Она имеет длину несколько метров и обеспечивает изотермические условия на поверхности испарения при температурах до 140 °С. Поглощенное тепло сбрасывается в окружающее пространство, однако оно может быть передано жидкости, газу или в тепловой аккумулятор, как это предложено в аналогичной по конструктивному исполнению системе получения горячей воды, описанной в работе [25].

Проведено экспериментальное сравнение электрических и тепловых параметров приемных элементов, располо-

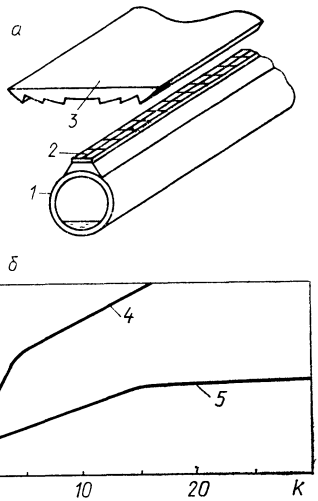


Рис. 1.9. Фотоэлектрическая батарея с концентратором в виде линзы Френеля (*а*), результаты испытаний солнечных фотопреобразователей (*б*): *1* — ТТ; *2* — фотопреобразователи; *3* — концентратор; *4* — без теплоотвода: *5* — с тепловой трубой

женных в фокальной плоскости параболоцилиндра двухзеркальной концентрирующей системы [39]. Приемный элемент представлял собой тепловую трубку с наклеенными на нее фотопреобразователями. Зависимости температуры фотоэлементов от степени концентрации лучистого потока при охлаждении их тепловой трубой и при естественном теплоотводе показаны на рис. 1.9, *б*. Из рисунка видно, что во всем используемом диапазоне концентраций солнечного излучения тепловая труба обеспечивает поддержание температуры фотоприемников в требуемых пределах. Ограничивающим фактором в данном случае, как и при любом другом способе охлаждения, может служить величина суммарного термического сопротивления фотоприемника, электроизолирующей подложки, клея и т. п., что при высоких степенях концентрации приведет к большим перепадам температуры и перегреву солнечных элементов.

1.6. Конструкции тепловых труб

Конструкции тепловых труб, используемых в солнечных установках, определяются в первую очередь, способностью транспортировать определенное количество тепла при заданной геометрии всех сопоставляющих элементов установки и ориентации в поле силы тяжести. Не менее важными требованиями являются максимально допустимое термическое сопротивление, условия запуска из неработающего состояния, технологичность изготовления, минимальная стоимость и т. д. Некоторые из применяемых и предложенных конструкций тепловых труб для солнечных установок были описаны ранее.

В плоских и трубчатых вакуумированных водонагревателях, создаваемых в настоящее время, тепловые потоки, воспринимаемые одной тепловой трубой, сравнительно невелики, гравитационное поле способствует транспортировке жидкости, поэтому получили распространение обычные гладкостенные испарительные термосифоны, обеспечивающие, кроме того, невысокую стоимость изделий. Однако они имеют и существенные недостатки. Основное термическое сопротивление коллекторов с термосифонами определяется условиями обтекания конденсаторов тепловых труб в теплообменнике, тем не менее их внутренние характеристики могут оказывать заметное влияние на общую эффективность. Благодаря капиллярно-пористому материалу тепловых труб испаритель смачивается по всему периметру и испарение происходит с большей интенсивностью по сравнению с теплообменом в ручье жидкости. Это существенно снижает термическое сопротивление на рассматриваемом участке трубы. В конденсаторе фитиль обеспечивает отвод жидкости от поверхности конденсации, а поскольку в солнечных коллекторах его размеры намного меньше, чем у испарителя, то в этой зоне интенсификация переноса имеет еще большее значение. Для уменьшения термического сопротивления конденсатора он изготавливается большего диаметра, чем остальная часть тепловой трубы.

Наиболее часто в тепловых трубах используются такие капиллярные структуры, как металлические сетки и аксиальные капиллярные канавки. В работе [46] предлагается изготавливать тепловую трубу для вакуумированных коллекторов вместе с вакуумированной оболочкой из стекла. Фитилем при этом служат стеклянные ча-

стицы размером 270—470 мкм. Коллектор с такими тепловыми трубами имел КПД около 60%, однако из-за сложности изготовления и низких эксплуатационных свойств стеклянных материалов такое устройство вряд ли получит распространение.

Для обеспечения смачиваемости всей поверхности испарения можно использовать плоский термосифон, стенки испарителя которого действуют как мембраны [15]. При низких давлениях пара за счет упругих деформаций стенки соприкасаются и жидкость под действием капиллярных сил смачивает верхнюю поверхность.

Кроме капиллярных покрытий, для смачивания стенок испарителя, в том числе и в термосифоне, может быть использовано их принудительное орошение либо при интенсивном кипении теплоносителя, либо при создании пульсирующего двухфазного потока, который можно получить стеснением парового объема. В работе [52] предложено создавать его следующим образом: передняя, тепловоспринимающая стенка испарительной зоны выполняется гофрированной, а между ней и задней стенкой образуется продольный щелевой канал, по которому осуществляется возврат теплоносителя. При работе жидкость и пар движутся в узких полостях, скорости их движения высоки. Термосифон с такой конструкцией испарителя может заменить тепловую трубку.

Наряду со стационарными характеристиками тепловых труб в ряде случаев большое значение имеют пусковые параметры, т. е. время выхода на стационарный режим работы. При больших углах наклона, даже в том случае, если испаритель находится ниже конденсатора, возникает проблема запуска тепловой трубы из неработающего состояния. В отключенной ТТ теплоноситель скапливается в нижней части испарителя даже при наличии фитиля, и при быстром увеличении тепловой нагрузки в зоне испарения до тех пор, пока не стабилизируется испарительно-конденсационный цикл, возможен сильный перегрев первоначально осушенных участков испарителя тепловой трубы. Для водонагревателей это означает увеличение времени включения коллектора в работу, а в фотоэлектрической установке может привести к недопустимому перегреву фотопреобразователей, вплоть до выхода их из строя. Необходимо учесть, что фотоэлектрические батареи могут иметь значительные линейные размеры и ориентацию в пространстве, близ-

кую к вертикальной. Для устранения нежелательного перегрева стенки испарителя и постоянного увлажнения предложено несколько сходных решений: например, при деформации корпуса испарителя в процессе работы образуется слой сконденсированного теплоносителя [26]. Конструкция, показанная на рис. 1.9, *в* и описанная в работе [48], предусматривает введение в испаритель не контактирующих друг с другом пористых вставок, прилегающих к корпусу. При циркуляции теплоносителя вставки насыщаются жидкостью, которая остается в них после прекращения теплопередачи. Такие вставки способны обеспечить запуск тепловой трубы, однако их недостаток заключается в том, что они перекрывают только часть поверхности, с остальной зоны испарения тепло отводится теплопроводностью стенки, кроме того, емкость вставок невелика.

Для постоянного увлажнения поверхности испарения может быть реализована конструкция тепловой трубы, описанная в работе [52]. В ней испаритель выполнен секционированным с герметичными перегородками между отдельными секциями. В перегородки вставлены трубки, по которым пропускается пар, и жидкость переливается из одной секции в другую. Проведенные эксперименты показали, что такая конструкция тепловой трубы может обеспечить надежную термостабилизацию фотоэлектрических преобразователей во всех режимах работы, в том числе и в пусковом.

В работе [47] предложено устанавливать на боковой стенке испарительного термосифона наклонные перегородки, а на противоположной стороне корпуса создавать зону конденсации, поверхность которой имеет горизонтальные гофры, омываемые снаружи охлаждающей средой. Эта конструкция сходна с описанной в работе [52], она позволяет производить изотермический запуск тепловой трубы при ее ориентации, близкой к вертикальной.

В данной главе приведены некоторые варианты применения ТТ в солнечных установках, описаны конструкции систем и отдельных тепловых труб, способы интенсификации процессов переноса и пути их конструктивного исполнения. В последующих главах будут приведены результаты исследований, разработок, практические решения, связанные с использованием тепловых труб в гелиотехнике, при эксплуатации других альтернативных источников энергии.

Глава 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ

Для успешного применения тепловых труб в технических системах необходимы знания о происходящих в них процессах тепло- и массообмена, они могут быть получены с помощью математического моделирования или анализа результатов прямого экспериментального исследования. Эти знания обычно обобщаются в методиках расчета рабочих характеристик тепловых труб. Наиболее важными для практики ТТ являются такие характеристики, как максимальная теплопередающая способность (предел теплопереноса) и термические сопротивления ТТ. В ряде случаев могут оказаться важными динамические характеристики ТТ, сведения о надежности конструкции, ресурсах работы этих устройств.

Известно большое количество работ, в которых обобщаются результаты исследований в области тепловых труб, наиболее полно они представлены в монографиях [53—57]. Однако ввиду большого разнообразия конструкций ТТ количество и качество материалов исследований в данной области нельзя признать удовлетворительными. В связи с этим в настоящей работе представлены результаты исследований ряда тепловых труб, которые могут использоваться в системах с возобновляемыми источниками энергии, при этом опускаются сведения общего характера о ТТ.

2.1. Тепловые трубы с продольными капиллярными канавками

Тепловые трубы с открытыми продольными капиллярными канавками (каналами, пазами) на внутренней поверхности стенки корпуса отличаются относительно низким термическим сопротивлением, высокой надежностью,

небольшой массой, подверженностью уносу жидкости паровым потоком. Проходное сечение каналов может иметь прямоугольную, трапециевидную, треугольную, полукруглую форму, оно может быть заужено на выходе в паровой канал. Геометрия канавчатой поверхности влияет на характеристики ТТ: термические сопротивления испарителя и конденсатора, предел теплопереноса. Наиболее простой в изготовлении и достаточно хорошей в плане теплопередающих характеристик структурой является система каналов прямоугольного профиля, что обусловливает их преимущественное использование на практике. Для краткости будем называть низкотемпературные ТТ с продольными открытыми капиллярными каналами канальными.

2.1.1. Математическое моделирование низкотемпературной канальной тепловой трубы (НКТТ)

Для разработки математической модели канальной ТТ рассмотрим далее процессы тепломассопереноса при конденсации на поверхностях с капиллярными каналами, теплопередачи при испарении на подобных поверхностях, вязкое течение жидкости в капиллярных канавках с учетом касательного напряжения на ее свободной поверхности, обусловленного взаимодействием трением со встречным паровым потоком, ручьевое течение избытка теплоносителя вдоль нижней образующей трубы для случая перезаправленной тепловой трубы. Разумеется, совокупность процессов тепломассообмена в ТТ не исчерпывается перечисленными, однако указанные процессы являются основными, так как именно они обеспечивают работу ТТ.

Течение жидкости по капиллярным канавкам происходит под действием сил поверхностного натяжения, силы тяжести и при наличии взаимодействия трением на свободной поверхности жидкой фазы со встречным паровым потоком. Массовый расход жидкости в канавках невелик, поэтому течение можно считать вязким, слоистым, квазиодномерным. Оценки показывают, что градиент давления в жидкости обусловлен главным образом трением, и только в некоторых случаях следует учитывать инерционные эффекты в зонах испарения и конденсации из-за переменности массового расхода жидко-

сти по их длине. В работе [58] инерционные эффекты учитывались в приближении Озеена с дополнительным предположением об автомодельности профиля продольной составляющей скорости. На основании данных [58], считая, что насыщенный пар в ТТ находится в состоянии термодинамического равновесия с жидкостью, записываем уравнение движения жидкости в капиллярном открытом канале:

$$\mu_l\left(\frac{\partial u_l^2}{\partial x^2}+\frac{\partial u_l^2}{\partial y^2}\right)-u_l\left(\frac{\partial u_l}{\partial z}\right)_{\text{ср}}\rho_l = \\ =\frac{dP_v}{dz}-\frac{\sigma}{R_1}-\rho_l g\sin\varphi. \qquad (2.1)$$

Движение парового потока опишем в приближении пограничного слоя. Интегрируя соответствующие уравнения по сечению парового канала, получаем следующее одномерное уравнение:

$$\frac{d}{dz}\left(P_v+\rho_v\beta_v\bar{u}_v^2\right)=-f_v\frac{\rho_v\bar{u}_v^2}{2d_v}, \qquad (2.2)$$

где β_v — коэффициент потока импульса; f_v — коэффициент сопротивления трения. Значения этих коэффициентов, полученные в результате численных решений уравнений пограничного слоя, могут быть рассчитаны по зависимостям, приведенным в работе [59], где сделан обзор работ по гидродинамике течений со вдувом и отсосом массы. В адиабатической зоне ТТ для ламинарного режима $f_{va}=64/\mathrm{Re}_v$, $\beta_{va}=1{,}33$; для турбулентного режима $f_{va}=0{,}316/\mathrm{Re}_v^{0{,}25}$, $\beta_{va}=1{,}03$.

Запишем уравнение сохранения массы жидкости в канавке:

$$\rho_l S_l\frac{d\bar{u}_l}{dz}=\begin{cases}-\dfrac{2\pi R_{ex}}{r^*N}\dfrac{\alpha_{exi}(T_{exi}-T_v)}{\left(1+\dfrac{\alpha_{exi}}{\alpha_i}\right)}, \\ -\dfrac{dQ}{dz}\dfrac{1}{r^*N}, \quad i=e,\ c,\ a.\end{cases} \qquad (2.3)$$

Здесь

$$\bar{u}_l=\iint\limits_{\Omega}u_l(x,\ y)\,dxdy\frac{1}{S_l}.$$

Правая часть выражения (2.3) записана для случая граничных условий 2-го и 3-го рода на внешней поверхности корпуса ТТ для всех трех зон. Здесь α_{exi} — коэффициент наружного теплообмена стенки ТТ со средой температуры T_{ex}, а α_i — коэффициенты теплопередачи в теплопогруженных зонах ТТ, характеризующие термические сопротивления этих зон. Заметим, что давление и температура насыщенного пара связаны зависимостью, соответствующей реальной кривой насыщения: $P_v = P_v(T_v)$.

Сформулируем граничные условия для системы уравнений (2.1)—(2.3), используя простые физические соображения:

$$\bar{u}_l|_{z=0} = 0; \; P_v|_{z=0} = P_v'; \tag{2.4}$$

$$R_1|_{z=0} = R_1'; \; R_{\min} \leqslant R_1' \leqslant R_v; \tag{2.5}$$

$$u_l|_{\omega_{1,2}=0} = 0; \tag{2.6}$$

$$\left.\frac{\partial u_l}{\partial n}\right|_{\omega_3=0} = -\frac{f_v}{8\mu_l}\rho_v \bar{u}_v^2; \tag{2.7}$$

$$\bar{u}_l|_{z=L} = 0. \tag{2.8}$$

Поскольку в ТТ содержится определенное количество теплоносителя M, то для ее адекватного описания необходимо выполнение дополнительного соотношения

$$\rho_l N \int_0^L S_l(z)\,dz + M_v + M_\delta = M. \tag{2.9}$$

Здесь в левой части суммируются массы теплоносителя, содержащегося в канавках, в паровом канале M_v и на верхушках ребер в конденсаторе в виде пленки жидкости M_δ. При решении задачи используется ряд очевидных геометрических и других дополнительных соотношений типа

$$Q(z) = \bar{u}_v \rho_v r^* \pi R_v^2; \; \bar{u}_v \rho_v S_v = N \rho_l S_l \bar{u}_l.$$

В соотношениях (2.6), (2.7) $\omega_{1,2}=0$ и $\omega_3=0$ — это уравнения нижней и боковой стенок канавки и свободной поверхности жидкости в координатах x', y', показанных на рис. 2.1.

В уравнение (2.3) входят коэффициенты α_i, отражающие интенсивность процессов теплопередачи при испа-

рении и конденсации в теплонагруженных зонах ТТ. При наиболее простых для описания режимах работы ТТ эти коэффициенты могут быть вычислены в результате решения соответствующих задач теплопередачи, рассматриваемых далее.

На основании имеющихся в литературе работ может быть сформулирована следующая модель теплопередачи при испарении жидкости из канавки для случая, когда

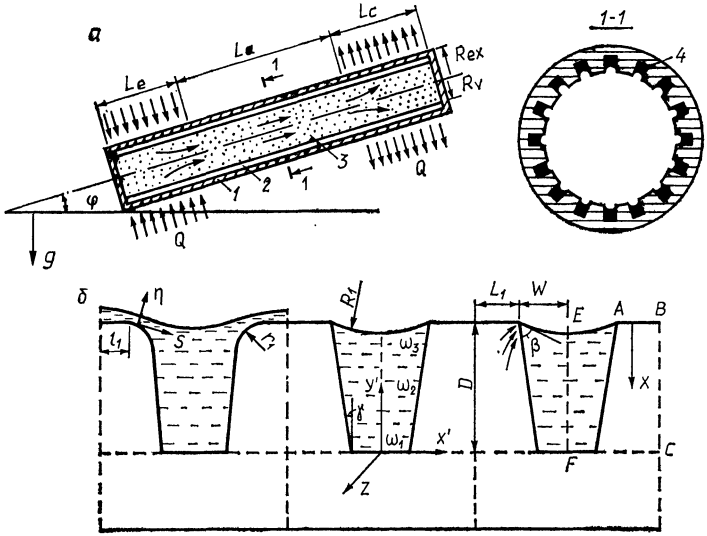


Рис. 2.1. Схема канальной тепловой трубы (*а*) (*1* — корпус; *2* — фитиль; *3* — паровой канал; *4* — открытые капиллярные каналы, заполненные жидкостью); элемент поверхности с капиллярными канавками *(б)*

теплопроводность конструкционного материала в несколько сот раз превышает теплопроводность жидкости:

а) поперечное сечение мениска жидкости в канавке представляет собой дугу окружности;

б) температура свободной поверхности жидкости постоянна и равна температуре насыщенного пара T_v;

в) теплообмен за счет конвекции и термическое сопротивление фазового перехода пренебрежимо малы;

г) верхняя поверхность ребра, а также плоскости симметрии ребер адиабатичны;

д) тепловой поток, поступающий через стенку ТТ,

проходит по ребру, переходя в пар через слой жидкости переменной толщины $\delta(x)$ путем теплопроводности (x — координата по высоте ребра);

е) термическое сопротивление пленки жидкости на границе раздела жидкости, пара и поверхности ребра отлично от нуля, т. е. минимальная условная толщина пленки жидкости $\delta|_{x=0}=\delta_0\neq 0$.

Предположение е) является весьма важным элементом данной модели. Значение δ_0 может быть определено следующим образом:

$$\delta_0 = \lambda_l (r_1 + r_2 + r_3 + r_4), \tag{2.10}$$

где

$$r_1 = \frac{\sqrt{T_v}}{3{,}2\rho_v r^* \varepsilon' \sqrt{R_0'/\tilde{\mu}}};$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{1}{q\varepsilon'}\,\frac{2\sigma}{r^*\lambda_l}\,\frac{T_v}{(\rho_l-\rho_v)}} + \frac{f_0(R_\tau)}{\lambda_l};$$

$$r_3 = \frac{1}{q\varepsilon'}\,\frac{2\sigma}{R_m r^*}\,\frac{T_v}{(\rho_l-\rho_v)};\quad r_4 = \frac{qT_v}{r^{*3}\varepsilon'^2\rho_v^2};$$

ε' — поверхностная пористость. Здесь r_i — термические сопротивления, обусловленные фазовым переходом r_1 [60], искривлением тонкой пленки жидкости на поверхности микрошероховатостей и утолщением ее в случае, когда гребни микрошероховатостей вытянуты в направлении, параллельном фронту растекания жидкости по поверхности r_2, кривизной поверхности мениска жидкости r_3, динамическим перепадом давления при испарении из капилляра r_4. В данном случае наибольший вклад в величину δ_0 вносит r_2.

Для описания процесса теплопередачи в рассматриваемом случае может быть принята одномерная модель, что возможно из-за малости градиента температуры поперек металлического ребра, имеющего относительно высокую теплопроводность. Для локального коэффициента теплопередачи через слой жидкости толщиной $\delta(x)$ справедливо соотношение

$$\alpha_l = \frac{\lambda_l}{\delta(x)},$$

где $\delta(x)$, согласно рис. 2.1, определяется по формуле

$$\delta(x) = \delta_0 - R_1 +$$

$$+ \sqrt{R_1^2 + \frac{x^2}{\cos^2(\gamma+\theta)} + 2R_1 x \frac{\sin\beta}{\cos(\gamma+\theta)}} \quad (2.11)$$

С учетом выражения для α_l усредненное по сечению ребра уравнение теплопроводности имеет вид

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{dT}{dx}\frac{\operatorname{tg}(\gamma+\theta)}{L(x)} - T\frac{\lambda_l}{\lambda_m \delta(x) L(x)} =$$

$$= -T_v \frac{\lambda_l}{\lambda_m \delta(x) L(x)}. \quad (2.12)$$

Здесь $L(x) = L_1 + x \operatorname{tg}(\gamma+\theta)$; θ — угол, под которым единичный рассматриваемый элемент виден из точки, расположенной на оси ТТ.

Условия, отражающие физическую ситуацию на границах ребра, записываются следующим образом:

$$\left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=0} = 0; \quad \left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=D} = \frac{q}{\lambda_m}. \quad (2.13)$$

В общем случае задача (2.12), (2.13) решается численно. Для случая прямоугольного ребра со слоем жидкости в форме клина ($\gamma=\theta=0$, $\delta(x)=\delta_0+x\sin\beta$) приведем аналитическое решение задачи:

$$T(x) - T_v = \frac{\xi_2 q (W+L_1)}{2\lambda_m B} \frac{K_0(\xi_1) I_1(\xi_2) + I_0(\xi_1) K_1(\xi_2)}{I_0(\xi_2) K_0(\xi_1) - I_0(\xi_1) K_0(\xi_2)}, \quad (2.14)$$

где

$$B = \frac{\lambda_m}{\lambda_l}\frac{W+L_1}{L_1\sin\beta}; \quad \xi_1 = 2\sqrt{\frac{B\delta_0}{(W+L_1)\sin\beta}};$$

$$\xi_2 = 2\sqrt{B\left[\frac{x}{W+L_1} - \frac{\delta_0}{(W+L_1)\sin\beta}\right]};$$

I_j, K_j — Бесселевы функции первого и второго рода соответственно (индекс обозначает порядок функции). После решения задачи можно определить коэффициент теп-

лопередачи от основания мелкоребристой поверхности к пару по соотношению

$$\alpha_e = \frac{L_1}{W + L_1} \frac{q}{T(D) - T_v}.$$

Учитывая и термическое сопротивление самой стенки корпуса ТТ, будем использовать полученную информацию о теплопередаче в испарителе при решении системы уравнений (2.1)—(2.3). Ясно, что термическое сопротивление испарителя ТТ несколько изменяется по его длине, так как изменяется радиус мениска жидкости в канавке R_1, однако, как показывают численные и натурные эксперименты, в большинстве практических случаев зависимость $\alpha_e(R_1)$ довольно слабая.

Рассмотрим процесс теплопередачи в конденсаторе канальной ТТ. В данном случае основное термическое сопротивление при пленочной конденсации обусловлено пленкой жидкости, формирующейся на канавчатой поверхности.

В основу модели положим следующие допущения: конденсация пара происходит на ребрах; образовавшаяся при конденсации жидкость под действием сил поверхностного натяжения из пленки на ребре отсасывается в канавку, для этого свободная поверхность пленки должна иметь соответствующую кривизну; поступающая в канавку с ребер жидкость отводится вдоль по канавке; сила тяжести мала по сравнению с силой поверхностного натяжения; рассматривается ситуация, когда трение пара о пленку жидкости не влияет на процесс конденсации.

Запишем систему уравнений, решение которой позволит определить толщину пленки жидкости на единичном ребре и ее термическое сопротивление. Оценка числа Рейнольдса для течения в пленке поперек ребра дает значение порядка 10^{-2}. Тогда уравнение для течения жидкости будет иметь вид

$$\frac{dP_l}{ds} = \mu_l \frac{d^2 u_l}{d\eta^2},$$

где s — координата вдоль поверхности ребра; η — координата по нормали к ней. Выделяющееся при конденсации тепло отводится путем теплопроводности через плен-

ку конденсата. Для локального теплового потока через пленку имеем

$$q = \lambda_l \frac{T_v - T_w}{\delta}.$$

Здесь T_w — температура поверхности ребра. Тогда можно записать следующее уравнение неразрывности, отражающее закон сохранения количества жидкости в пленке:

$$\frac{d}{ds}\int_0^{\delta} u d\eta = \frac{\lambda_l}{r^*\rho_l}\,\frac{T_v - T_w}{\delta}. \qquad (2.15)$$

Вводя коэффициент теплопередачи α_0, учитывающий термическое сопротивление стенки корпуса ТТ и термическое сопротивление наружного теплообмена, перейдем от T_w к температуре окружающей конденсатор ТТ среды T_{exc}. Используя соотношение Лапласа и считая, что жидкость в пленке течет под действием сил поверхностного натяжения, получаем уравнение

$$\left(\delta + \frac{\lambda_l}{\alpha_0}\right)\frac{d}{ds}\left(\delta^3\frac{dk}{ds}\right) = \frac{3\nu_l\lambda_l}{r^*\sigma}(T_v - T_{exc}). \qquad (2.16)$$

Кривизна свободной поверхности пленки k может быть выражена через кривизну поверхности ребра $k_p(s)$ и толщину пленки $\delta(s)$ следующим образом:

$$k = k_p + \frac{d^2\delta}{ds^2}\left[1 + \left(\frac{d\delta}{ds}\right)^2\right]^{-3/2}. \qquad (2.17)$$

Выражения (2.16) и (2.17) представляют собой систему уравнений для определения двух неизвестных функций $\delta(s)$ и $k(s)$. Из симметрии формы поверхности относительно середины ребра $s=0$ и равенства нулю в этой точке расхода жидкости получаем два краевых условия:

$$\left.\frac{d\delta}{ds}\right|_{s=0} = 0; \quad \left.\frac{dk}{ds}\right|_{s=0} = 0. \qquad (2.18)$$

Оставшиеся два краевых условия должны быть поставлены на втором конце пленки — в точке перехода ее в мениск жидкости в канавке. В этой точке кривизна по-

верхности пленки должна равняться кривизне мениска в канавке:

$$k|_{s=l} = \frac{1}{R_1}. \tag{2.19}$$

Четвертое краевое условие получается из требования, чтобы наклоны касательных в точке $s=l$ к поверхности пленки и мениску были равны, вид записи этого условия зависит от геометрии ребра и канавки. Так, для случая прямоугольного ребра с плоской верхней поверхностью это условие имеет вид

$$\left.\frac{d\delta}{ds}\right|_{s=L_1} = -\frac{W}{\sqrt{R_1^2 - W^2}}. \tag{2.20}$$

Для более общего случая трапециевидного ребра с закругленной кромкой оно приведено в работе [61]. Уравнения (2.16), (2.17) с краевыми условиями (2.18)—(2.20) позволяют найти распределение толщины и кривизны пленки поперек ребра. Этой информации достаточно для определения скорости конденсации. Действительно, количество сконденсировавшегося на ребре пара в единицу времени равно расходу жидкости через сечение пленки в точке $s=l$ (для прямоугольного ребра $s=L_1$):

$$m = \int_0^{\delta} \rho_l u d\eta|_{s=l}.$$

При этом выделяется тепло mr^*. Тогда средняя плотность теплового потока $mr/(W+L_1)$, и для коэффициента теплопередачи получаем выражение

$$\alpha_c = \frac{mr^*}{(W+L_1)(T_v - T_{exc})} =$$

$$= \frac{\sigma r^*}{3\nu_l (W+L_1)(T_v - T_{exc})} \left(\delta^3 \frac{dk}{ds}\right)_{s=l}.$$

Приведенная система уравнений с соответствующими краевыми условиями (2.1)—(2.13), (2.16)—(2.20), моделирующая работу низкотемпературной канальной ТТ в стационарном состоянии, решается численно. Сведения об используемых при этом численных методах и резуль-

татах математического моделирования достаточно полно изложены в работах [61—65]. Необходимо отметить, что сформулированная осесимметричная математическая модель канальной ТТ может быть использована в случае нормальной заправки ТТ теплоносителем, когда отсутствует ручьевое течение жидкости вдоль нижней образующей трубки. При этом дополнительное соотношение (2.8) удовлетворяется соответствующим выбором параметра R_1' в краевом условии (2.5), которое, таким образом, окончательно конкретизируется.

Применение ЭВМ позволяет достаточно точно учитывать изменение теплофизических свойств теплоносителя путем интерполяции их значений по таблицам экспериментальных данных. При решении сформулированной задачи величины α_i также вычисляются в результате интерполяции по предварительно насчитанным и запрограммированным для данной геометрии канавчатой поверхности таблицам.

Численные эксперименты по сформулированной математической модели позволяют для заданных внешних условий находить распределение кривизны менисков в фитиле, тепловых потоков и температур по длине ТТ в предположении отсутствия продольных перетечек тепла по корпусу. Расчет позволяет устанавливать не только термическое сопротивление ТТ, но и предел ее теплопереноса, определяемый условием $R|_{z=L}=R_{\min}$. Для случая прямоугольных канавок $R_{\min}=W/\cos\theta_1$. Здесь уместно отметить, что модель позволяет учитывать возможность частичного осушения канавок, т. е. случай, когда поверхность мениска опускается значительно ниже верхушек ребер. В связи с этим условие, используемое для определения предела теплопереноса, целесообразно дополнить требованием, что оно имеет место, когда поверхность мениска жидкости касается нижней стенки канавки. Распределение кривизны мениска по длине ТТ может быть немонотонным, в особенности для тепловой трубы, работающей при положительных углах наклона, при этом возможно частичное осушение канавок в зоне конденсации, в области торца трубы.

Анализ результатов численных экспериментов показывает, что расстояние между «сухой» и «мокрой» точками L_0 с ростом φ заметно сокращается. Эта тенденция может быть качественно отражена зависимостью для $\varphi>0$:

$$L_0 = L_a + (L_e + L_c)(1 - C_0 \sin \varphi), \qquad (2.21)$$

где C_0 зависит от свойств теплоносителя, геометрии капиллярных каналов и тепловой нагрузки.

Важной особенностью приведенной математической модели является совместное рассмотрение процессов переноса тепла и массы, что по сравнению с обычно применяемыми методиками расчета ТТ позволяет описывать работу НКТТ при граничных условиях 3-го рода и с переменной плотностью теплового потока в теплонагруженных зонах; моделировать работу ТТ в условиях частичного осушения канавок в поле гравитации и в условиях недозаправки (нехватки теплоносителя); определять местонахождение «сухой» и «мокрой» точек в условиях действия гравитации.

Описанную математическую модель трудно, однако, применять для массовых расчетов ТТ, если необходимо охватить значительные области изменения нескольких параметров, поскольку расчеты требуют определенных затрат машинного времени и усилий. Целью применения математической модели скорее являются поверочные расчеты и численные эксперименты, проводимые для установления общих закономерностей процессов, протекающих в канальных тепловых трубах, которые могут явиться основой для разработки упрощенной инженерной методики их расчета.

2.1.2. Инженерная методика расчета характеристик теплопередачи низкотемпературной канальной ТТ

Для практического использования канальных тепловых труб необходима упрощенная инженерная методика их расчета, позволяющая оценивать их теплопередающие характеристики в зависимости от условий работы, геометрических размеров, положения в поле гравитации путем использования простых вычислительных средств. Такая методика должна базироваться на формулах для определения коэффициентов теплопередачи от наружной поверхности ТТ к пару в теплонагруженных зонах и выражении для предела теплопереноса. Построение простой методики для случая произвольной канавчатой внутренней поверхности ТТ проблематично. Заметим, однако, что в большинстве случаев в канальных ТТ используются прямоугольные или близкие к ним по форме ка-

навки, что обусловлено относительной простотой их изготовления и достаточно высокими характеристиками с точки зрения тепломассопереноса. Ориентируясь на этот важный случай, получаем соотношения для расчета канальных ТТ.

Предел теплопереноса. Рассмотрим случай произвольной ориентации ТТ в поле гравитации, полагая, что в ТТ содержится достаточное количество теплоносителя, жидкость транспортируется по канавкам, полностью заполняя их в адиабатической зоне, а расстояние между «сухой» и «мокрой» точками при $\varphi > 0$ описывается простой зависимостью

$$L_0 = L_a + (L_e + L_c)(1 - \sin\varphi), \tag{2.22}$$

при $\varphi \leqslant 0$ L_0 равно полной длине ТТ.

При выводе формулы для $Q_{\max}$ следует иметь в виду, что именно в адиабатической зоне, где скорости потоков жидкости и пара максимальны, взаимодействие этих потоков наиболее интенсивно.

Согласно [66], градиент давления и жидкости, обусловленный трением и взаимодействием встречных потоков теплоносителя, представим в виде

$$\frac{dP_l}{dz} = \frac{(f\,\mathrm{Re})_l\,\mu_l \bar{u}_l}{8}\,\frac{\mathrm{P}^2}{S_l^2}\,, \tag{2.23}$$

где P — смоченный периметр поперечного сечения канавки; $\bar{u}_l$ — средняя скорость течения жидкости. Из уравнения баланса давлений в ТТ с учетом формул (2.22), (2.23) получим соотношение

$$Q_{\max} = 8\,\frac{S_l^3}{\mathrm{P}^2}\,N\,\frac{r^*\rho_l}{\mu_l} \times$$

$$\times\,\frac{\rho_l g \sin\varphi + \dfrac{\sigma}{R_{\min} L_0} - \left|\dfrac{dP_v}{dz}\right|_a}{(f\,\mathrm{Re})_l}\,. \tag{2.24}$$

Здесь $|dP_v/dz|_a$ — градиент давления в паре в адиабатической зоне, определяемый по выражению (2.2).

Учтем возможность уноса жидкости паром, вводя некоторую полуэмпирическую поправку для коэффициента трения потока жидкости f_l. Эта поправка имеет про-

стой физический смысл: при значениях числа Вебера We, близких к 1, в результате интенсивного волнообразования и уноса жидкости эффект увеличения коэффициента трения для жидкости за счет парожидкостного взаимодействия усиливается в $(1+B\mathrm{We}^n)$ раз по сравнению со случаем расслоенного стационарного течения (здесь B и n — эмпирические коэффициенты). Используя выражение [66], получаем

$$(f\,\mathrm{Re})_l = F\left[1 + \frac{N}{3\pi}\,\frac{W^3}{d_v^3}\,\frac{\nu_v}{\nu_l}\times\right.$$

$$\left.\times\,(f_v\,\mathrm{Re}_v)(1 + B\,\mathrm{We}^n)(1 - 1{,}971\mathrm{e}^{-\frac{\pi D}{2W}})\right]; \qquad (2.25)$$

$$F = 8C^2(1+C)^{-2}\left(\frac{1}{3} - \frac{64}{\pi^5 C}\,\mathrm{th}\,\frac{\pi C}{2}\right)^{-1}. \qquad (2.26)$$

Для прямоугольных каналов $C=D/W$, $S_l=2WD$, $\mathrm{P}=2(W+D)$.

Для определения $Q_{\max}$ из соотношения (2.24) необходимы итерационные вычисления, так как $Q_{\max}$ входит как в имеющийся в правой части коэффициент f_v, так и в число We через скорость пара u_v, при этом

$$\mathrm{We} = \frac{\rho_v \bar{u}_v^2 A}{2\pi\sigma}; \quad A = \frac{d_{hl}^2}{W}; \quad d_{hl} = \frac{4S_l}{\mathrm{P}}. \qquad (2.27)$$

Здесь значение A выбрано в результате анализа экспериментальных данных, приводимых далее. Сравнение с экспериментальными результатами, полученными в настоящей работе, а также другими авторами, показывает, что соотношения (2.24)—(2.27) достаточно хорошо описывают их при $B=4$, $n=4$. Заметим, что при $\mathrm{We}<1$ поправка, введенная в (2.25) в виде множителя, близка к 1, а при $\mathrm{We}=1$ ее значение велико.

Предлагаемая методика расчета $Q_{\max}$ может быть модифицирована для других форм продольных каналов, для этого необходимо использовать соответствующие выражения для f_l, S_l, P. Так, для полукруглых каналов f_l может быть рассчитано по (2.41), а для канавок, форма которых сводится к трапециевидной, могут быть использованы аппроксимации результатов численного анализа, приведенные в [64].

Теплопередача в испарителе. Приближенный расчет термического сопротивления испарителя с прямоугольными ребрами между канавками основывается на соотношении (2.14), при выводе которого предполагалось, что процессом, определяющим теплоперенос, является теплопередача теплопроводностью через тонкий слой жидкости. Упрощая выражение (2.14), для коэффициентов теплопередачи от основания канавчатой поверхности к пару получаем

$$\alpha_{ev} = \frac{\lambda_m L_1}{D(W+L_1)} \ln \frac{\delta_0}{W+L_1} \times$$

$$\times \left[\ln \left(\frac{\delta_0}{W+L_1} \frac{\lambda_l}{\lambda_m} \frac{D}{L_1 \sin \beta_1} \right) - \frac{\lambda_m}{\lambda_l} \frac{L_1 \sin \beta_1}{D} \right]^{-1}. \tag{2.28}$$

С учетом цилиндрической геометрии ТТ коэффициент теплопередачи от наружной поверхности трубки к пару определится по формуле

$$\alpha_e = \alpha_{ev} \frac{R_v + D}{R_{ex}} \left[1 + \frac{\alpha_{ev}}{\lambda_m} (R_v + D) \ln \frac{R_{ex}}{R_v + D} \right]^{-1}. \tag{2.29}$$

В соотношение (2.28) входят β_1 и δ_0. Значение β_1 (угол при вершине мениска жидкости), характеризующее эффективную кривизну менисков жидкости в канавках в испарителе ТТ, может быть вычислено только по осесимметрической математической модели ТТ, приведенной выше, а значение δ_0 оценивается по формуле (2.10) весьма приближенно ввиду сложности описания испаряющейся тонкой пленки жидкости на шероховатой поверхности. Для приближенных инженерных расчетов целесообразно полагать $\beta_1 = 50°$, $\delta_0 = 3 \cdot 10^{-6}$ м, что позволяет получать хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных.

Теплопередача в конденсаторе. В ситуации, наиболее характерной для конденсатора низкотемпературной канальной ТТ, когда кривизна менисков жидкости в канавках очень мала, а форма ребер между ними близка к прямоугольной, задача (2.16)—(2.20) имеет приближенное аналитическое решение [67]. Используя это реше-

ние, получаем выражение для коэффициента теплопередачи от пара к канавочной поверхности через пленку жидкости:

$$\alpha_{c1} = \left[\frac{L_1}{2(W+L_1)}\right]^{4/3} \times$$

$$\times \sqrt[3]{\left(1+\frac{L_1}{W}\right)\frac{L_1}{R_1}\cdot\frac{r^*\rho_l\sigma\lambda_l^3}{\mu_l L_1^3}\cdot\frac{R_v}{q_c R_{ex}}}\,. \qquad (2.30)$$

Тогда для ТТ круглого сечения коэффициент теплопередачи от пара к наружной поверхности трубки вычисляется по формуле

$$\alpha_c = \left[\frac{R_{ex}}{R_v\alpha_{c1}} + \frac{R_{ex}(W+L_1)}{\lambda_m L_1}\ln\frac{R_v+D}{R_v} + \right.$$

$$\left. + \frac{R_{ex}}{\lambda_m}\ln\frac{R_{ex}}{R_v+D}\right]^{-1}. \qquad (2.31)$$

В инженерных расчетах эффективную безразмерную кривизну менисков жидкости в конденсаторе можно зафиксировать, полагая $L_1/R_1=0{,}01$, подразумевая такой режим работы конденсатора, когда капиллярные канавки заполнены жидкостью.

Температура пара в НКТТ. Для полноты описания канальной ТТ приведем условия стационарности режима работы ТТ в предположении постоянства температуры пара по длине:

$$T_v = \frac{T_{exc}(\alpha_c^{-1}+\alpha_{exc}^{-1})^{-1} + \dfrac{L_e}{L_c}T_{exe}(\alpha_e^{-1}+\alpha_{exe}^{-1})^{-1}}{(\alpha_c^{-1}+\alpha_{exc}^{-1})^{-1} + \dfrac{L_e}{L_c}(\alpha_c^{-1}+\alpha_{exc}^{-1})^{-1}}\,; \qquad (2.32)$$

$$Q = 2\pi R_{ex}L_c(T_v - T_{exc})(\alpha_c^{-1}+\alpha_{exc}^{-1})^{-1}. \qquad (2.33)$$

Выражение (2.32) используется при граничных условиях 3-го и 1-го ($\alpha_{ex}\to\infty$) рода в зоне теплоподвода, а при условиях 2-го рода T_v определяется из формулы (2.33).

Система соотношений (2.22)—(2.33) позволяет решить следующие задачи:

а) для случая канавок и формы ребер между ними,

близкой к прямоугольной, определить перепад температуры по ТТ, передающей тепловой поток Q, или при граничных условиях 3-го рода найти передаваемый тепловой поток Q;

б) определить предел теплопереноса Q_{max};

в) для использования ТТ при заданных условиях выбрать параметры ТТ, оптимальные с точки зрения термического сопротивления или передаваемого теплового потока.

2.1.3. Анализ экспериментальных данных по характеристикам низкотемпературных канальных ТТ

Целью анализа экспериментальных данных по НКТТ является установление соответствия модельных представлений о работе таких ТТ, изложенных выше, с моделируемым объектом при различных условиях работы, а также определение особенностей работы ТТ, которые не могут быть предусмотрены в процессе математического моделирования. Параметры НКТТ приведены в табл. 2.1.

Расчеты по инженерной методике и осесимметричной математической модели НКТТ достаточно хорошо описывают экспериментальные данные, полученные нами, а также другими авторами. Об этом свидетельствует рис. 2.2, где приведены зависимости интегральных коэффициентов теплопередачи от плотности теплового потока на внешней поверхности теплонагруженных зон. Большая часть экспериментальных данных получена при положении НКТТ, близком к горизонтальному, за исключением данных на рис. 2.2, *а* (позиции *1, 2, 4*) для коэффициента теплопередачи в конденсаторе с канавками. Для достаточно узких капиллярных каналов влияние угла наклона на интегральный коэффициент теплопередачи в конденсаторе в инженерных расчетах можно не учитывать. Если же канавки достаточно крупные и не выполняется хотя бы одно из трех неравенств:

$$W < \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l g}}\ ;\ D < \frac{\sigma}{\rho_l g W}\ ;$$

$$\rho_l g \sin\varphi \leqslant \frac{\sigma}{R_1}\,\frac{1}{L} + \left|\frac{dP_l}{dz}\right|, \qquad (2.34)$$

то при соответствующих углах наклона может иметь место частичное осушение канавок, и приведенная ме-

Таблица 2.1. **Параметры НКТТ и канавчатых поверхностей, результаты исследований которых использовались для сопоставления с расчетами**

Индекс ТТ, источник	Материал	Жидкость	W	D	L_1	R_v	R_{ex}	L_a	L_e	L_c	T_v, °С	Примечание
			10^{-3} м									
ТТ1	АМГ-6	Ацетон	0,26	0,8	0,37	5,9	7	350	400	250	60	
ТТ2	Медь	Вода	0,37	0,46	0,35	5,9	6,5	350	400	250	60	
ТТ3	Медь	Этанол	0,37	0,46	0,35	5,9	6,5	350	400	250	60	
ТТ4	Медь	Гептан	0,37	0,46	0,35	5,9	6,5	350	400	250	60	
ТТ5	АМГ-6	Ацетон	0,12	0,7	0,4	5,3	8	500	100	200	58,5	
ТТ6	АМГ-6	Ацетон	0,23	0,86	0,33	5	7	500	120	180	45	
ТТ7	АМГ-6	Аммиак	0,23	0,86	0,33	6	7	500	120	180	45	
ТТ8	нержавеющая сталь	Ацетон	—	—	—	5	6,5	380	400	220	40—77	Термосифон
ТТ9	АМГ-6	Аммиак	0,12	0,7	0,4	5,3	8	500	100	200	20—80	
[68]	Сплав Al	Аммиак	0,305	1,02	0,215	4,43	7,95	440	237	237	50	
[69]	Сплав Al	Ацетон	0,25	0,8	0,24	7	9	391	22	87	20	
[70]	Медь	Вода	0,15	0,8	0,25	—	—	—	100	—	60	Пластина
[71]	Сплав Al	Аммиак	0,17	0,6	0,25	2,4	4	300	383	307	30	
[72]	Сплав Al	Аммиак	0,325	1,2	0,19	3,1	5	660	100	240	30	Канавки с суженным устьем
[73]	Латунь	Ацетон	0,4	1	0,4	—	—	—	—	50	14	Пластина1
			0,5	3	0,5	—	—	—	—	100		Пластина2

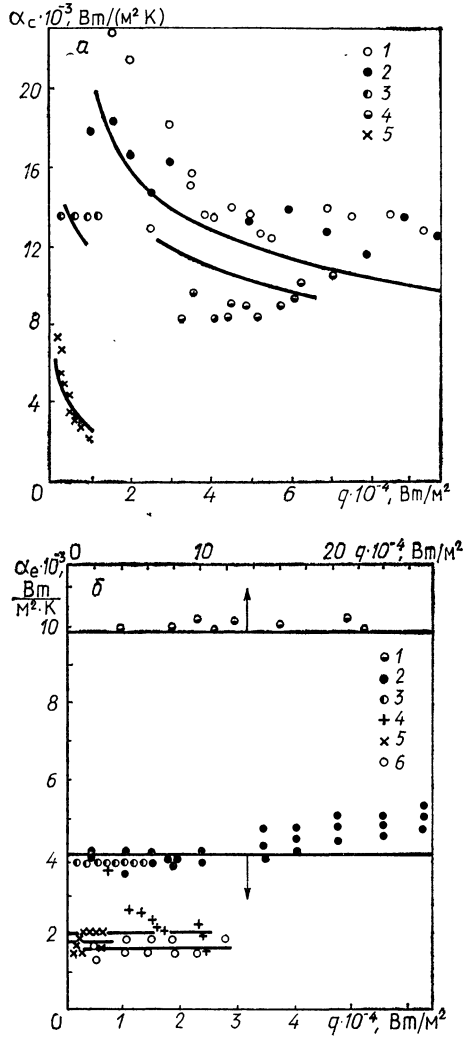


Рис. 2.2. Влияние величины тепловой нагрузки на коэффициент теплопередачи в конденсаторе (*а*): *1* — ТТ2 ($M=8{,}3\cdot10^{-3}$ кг, $2°\leqslant\varphi\leqslant17{,}3°$); *2* — ТТ2 ($M=5{,}9\cdot10^{-3}$ кг, $8°\leqslant\varphi\leqslant30{,}2°$); *3* — данные [68]; *4* — [71]; *5* — данные [73] (сплошные линии — расчет по формулам (2.30), (2.31)); в испарителе (*б*): *1* — данные [70]; *2* — ТТ7; *3* — данные [68]; *4* — данные [69]; *5* — ТТ5; *6* — ТТ6 (сплошные линии — расчет по формулам (2.28), (2.29))

тодика расчета окажется неприемлемой. Третий член в выражении (2.34) — градиент давления в жидкости, текущей по канавке, обусловленный вязким трением. Резкое возрастание коэффициента теплопередачи в конденсаторе при частичном осушении канавок в случае больших углов наклона НКТТ показано на рис. 2.3.

Как показывают экспериментальные данные [71, 74], зависимость термического сопротивления испарителя

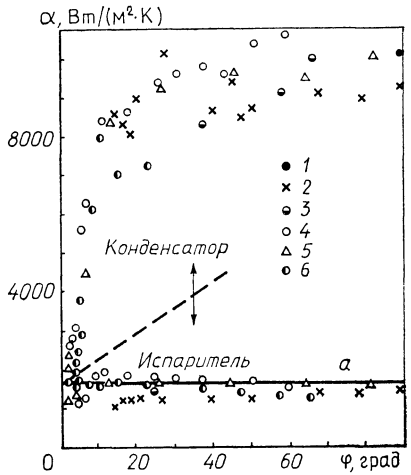


Рис. 2.3. Влияние угла наклона на коэффициенты теплопередачи в испарителе и конденсаторе ТТ1 при $Q=250$ Вт для различных величин заправки теплоносителем: *1—6* — соответствуют массе теплоносителя $M=3\cdot10^{-3}$ кг; $4{,}5\cdot10^{-3}$; $6{,}7\cdot10^{-3}$; $8{,}4\cdot10^{-3}$; $10{,}2\cdot10^{-3}$; $14{,}9\cdot10^{-3}$ кг (кривая *а* — расчет по формулам (2.28), (2.29))

НКТТ от угла наклона невелика, что является следствием слабого влияния на α_e кривизны поверхности мениска жидкости (рис. 2.3). Это связано с тем, что в большинстве случаев НКТТ работают в испарительном режиме в сравнительно малых плоскостях теплового потока на поверхности испарителя, когда преобладающим механизмом переноса тепла через пленку жидкости является теплопроводность. Применимость формулы (2.28) ограничена, по-видимому, величиной плотности теплового потока, соответствующей началу развитого пузырькового кипения. Для установления границы применимости формулы (2.28) необходимы специальные физические исследования. Обычно более жестким ограни-

чением для передаваемого НКТТ теплового потока является гидродинамическая граница теплопереноса.

Рассмотрим экспериментальные зависимости предела теплопереноса ТТ Q_{max} от угла наклона к горизонту, представленные на рис. 2.4, 2.5. Заметим, что в экспериментах Q_{max} обычно фиксируется по резкому возрастанию термического сопротивления испарителя, которое имеет место в результате осушения его внутренней по-

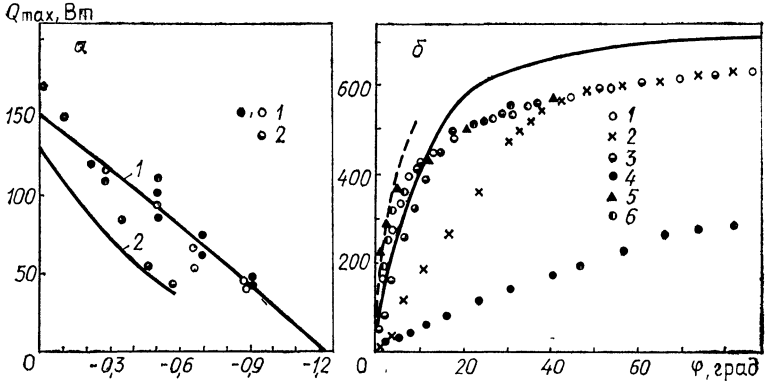


Рис. 2.4. Влияние угла наклона на предел теплопереноса *(а)*: *1* — данные [68]; *2* — данные [72] (кривая *1* — расчет по (2.24); кривая *2* — расчет по математической модели (канавки с зауженным устьем)); *(б)*: ТТ1 *1—6* соответствуют обозначениям на рис. 2.3 (сплошная кривая — расчет по (2.24); штриховая — расчет по модели ручьевого течения избытка теплоносителя)

верхности. В канальных ТТ, работающих при больших положительных углах наклона, капиллярные каналы в конденсаторе, а возможно, и в испарителе могут быть в значительной мере осушены действием силы тяжести таким образом, что конденсат стекает в виде пленки по стенкам канавки, постепенно заполняя ее по мере приближения к адиабатической зоне. Масса теплоносителя, необходимая для работы гравитационной канальной ТТ описанным способом без ручьевого течения избытка теплоносителя поверх капиллярной структуры и с учетом частичного осушения фитиля, может быть определена в результате численного расчета по осесимметричной модели НКТТ и условно названа минимальной массой.

Заметим, что минимальная масса теплоносителя гра-

витационной ТТ зависит от величины передаваемого теплового потока и угла наклона. Заправка теплоносителем по объему капиллярных каналов (номинальная) является для гравитационных ТТ по сути дела избыточной, так как допускает ручьевое течение жидкости поверх капиллярной структуры.

Данные [68] получены при исследовании ТТ с трапециевидными канавками, зауженными в сторону парового канала (рис. 2.4, *а*). Соответствие расчета осесимметричной математической модели достаточно хорошее, особенно при $\varphi<-0{,}3°$. Занижение Q_{max} в расчетах до 30% для горизонтального положения ТТ объясняется влиянием перезаправки тепловой трубы теплоносителем в эксперименте. На рис. 2.4, *б* показаны результаты эксперимента, отражающие зависимость Q_{max} от φ для шести значений массы теплоносителя в диапазоне 32—160% от номинальной. Сплошная расчетная линия построена на этом рисунке, как и на рис. 2.5, для $B=4$, $n=4$. Как видно из рис. 2.4, *б*, недозаправка снижает предел теплопереноса, а избыточная заправка приводит к увеличению Q_{max} при углах наклона $0°\leqslant\varphi\leqslant10°$. Экспериментальные данные на 50% превышают расчетные. Штриховая линия соответствует расчету предела теплопереноса гладкостенного термосифона, работающего в расслоенном режиме течения теплоносителя. Совокупность сплошной и штриховой линий на рис. 2.4, *б* дает достаточно полное представление о зависимости $Q_{max}(\varphi)$ в диапазоне $0°\leqslant\varphi\leqslant90°$.

При больших углах наклона ($10°\leqslant\varphi\leqslant90°$) максимальный теплоперенос капиллярной структуры преобладает над теплопереносом, возможным за счет ручьевого течения избытка теплоносителя. При достижении Q_{max} скорости парового потока относительно велики, что приводит к увлечению избытка жидкости паровым потоком в зону конденсации, поэтому величина заправки при больших φ не влияет на предел теплопереноса, как это видно из рис. 2.4, *б*. Следует отметить незначительное влияние φ на Q_{max} при $\varphi>20°$. При изменении φ от 30° до 90° величина гидростатического напора возрастает в 2 раза, а Q_{max} увеличивается всего на 15—25% (рис. 2.5). Это можно объяснить как кризисом кипения в испарителе, так и интенсивным парожидкостным взаимодействием, приводящим к срыву и уносу капель с открытой поверхности жидкости в фитиле.

Дополнительные эксперименты, проведенные на ТТ1 при $M=8{,}4$ г, $L_e=0{,}13$ м, $L_a=0{,}62$ м, $L_c=0{,}25$ м, показали, что зависимость $Q_{\max}(\varphi)$ практически не отличается от таковой при $L_e=0{,}4$ м, т. е. предел теплопереноса в данном случае не зависит от плотности теплового потока в испарителе. На основании этого можно сделать вывод, что кризис кипения в испарителе не является причиной ограничения теплопереноса исследуемых гравитацион-

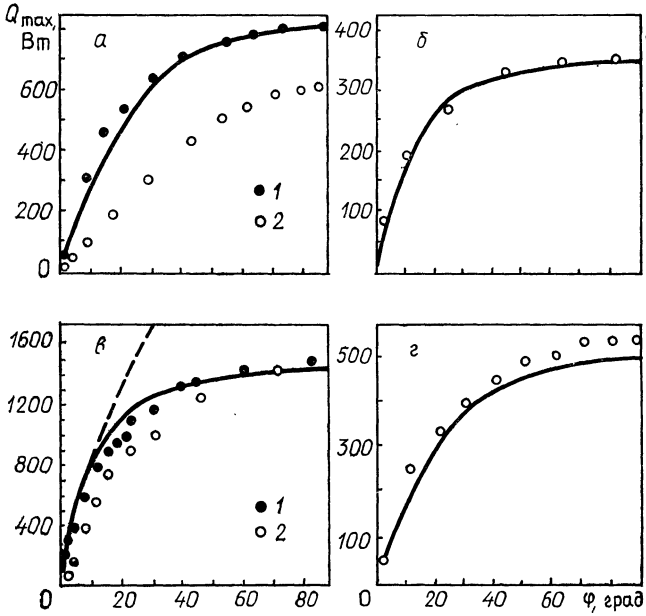


Рис. 2.5. Влияние угла наклона на предел теплопереноса НКТТ: *а* — ТТ3 (этанол; *1* — $M=6{,}1$ г; *2* — $M=4{,}5$ г); *б* — ТТ4 (гептан); *в* — ТТ2 (вода; *1* — $M=8{,}3$ г, *2* — $M=5{,}9$ г); *г* — данные [71] (аммиак) (сплошные кривые — расчет по формуле (2.24) при $B=4$, $n=4$; штриховая — при $B=n=0$)

ных ТТ. Такой причиной является, вероятно, унос жидкости паровым потоком. Волнообразование на свободной поверхности жидкости в каналах, зафиксированное визуально и описанное в работе [75], усиливается с ростом Q и приводит к динамическому воздействию парового потока на поверхность жидкости, а при дальнейшем возрастании передаваемого теплового потока — и к срыву

капель жидкости с поверхности и уносу их, что резко увеличивает эффективное гидравлическое сопротивление для течения жидкости f_l. Этот эффект, как отмечалось ранее, целесообразно учитывать введением в выражение для f_l полуэмпирической поправки вида $(1+B\,\mathrm{We}^n)$.

Результаты пяти серий экспериментов, представленные на рис. 2.5, описываются соотношениями для $Q_{\max}$ (2.24)—(2.26) при $B=4$, $n=4$ с погрешностью, которая не превышает 15% при $\varphi>20°$. Заметим, что эксперименты проводились на различных по своим физическим свойствам теплоносителях и для разных характерных размеров канавчатой поверхности на внутренних стенках ТТ. Так, максимальные достигнутые в экспериментах скорости парового потока для ацетона и воды составляли примерно 4 и 40 м/с соответственно. Плотность насыщенного пара воды и аммиака в условиях, соответствующих экспериментальным данным, различалась почти на два порядка. Таким образом, парожидкостное взаимодействие характерно для гравитационных канальных ТТ и может быть достаточно хорошо описано по предложенной методике. На рис. 2.5, *в* штриховая линия соответствует расчету при $B=0$, это иллюстрирует то, что унос жидкости снижает $Q_{\max}$ канальных гравитационных ТТ и потому его необходимо учитывать в расчетах.

При малых углах наклона предел теплопереноса может определяться наличием избытка теплоносителя в тепловой трубе. В этом случае для расчета $Q_{\max}$ целесообразно использовать модель ручьевого течения избытка теплоносителя, которая будет рассматриваться далее применительно к термосифонам.

2.1.4. Выбор параметров низкотемпературных канальных ТТ

Выбор параметров тепловых труб для использования в системах теплообмена обычно сводится к оптимизации ТТ, критерием которой является передаваемый тепловой поток Q либо перепад температуры по тепловой трубе в данных условиях.

В практике использования ТТ наиболее часто встречаются две ситуации:

1) возможный перепад температуры между источником и стоком тепла очень велик, тогда передаваемый ТТ тепловой поток ограничен пределом теплопереноса;

2) перепад температуры между источником и стоком тепла задан, и передаваемый тепловой поток ограничен либо термическим сопротивлением ТТ и условиями подвода и отвода тепла от нее, либо пределом теплопереноса.

Обозначим величину теплового потока, ограниченного термическими сопротивлениями при заданном перепаде температуры между источником и стоком, символом Q_t. Тогда основной задачей является выбор таких параметров ТТ, чтобы меньшее из двух ограничений теплопереноса имело наибольшее значение, т. е. определение максимума функции Ф, где $\Phi = \min\{Q_{\max}, Q_t\}$.

Перечислим основные факторы, влияющие на эту функцию: условия наружного по отношению к ТТ теплообмена, определяющие и уровень рабочей температуры; вид теплоносителя в ТТ; угол наклона φ; геометрия внутренней поверхности и диаметр ТТ; величина заправки. Что касается условий наружного теплообмена, то их улучшение связано обычно с оребрением внешней поверхности ТТ, вопросы оптимизации которого рассмотрены в работе [76]. Для выбора параметров ТТ целесообразно ограничиться некоторыми значениями коэффициентов наружного теплообмена, приведенных к поверхности несущей трубы α_{exe}, α_{exc}, и провести численные эксперименты по методике, изложенной выше, варьируя перечисленные параметры. Анализ результатов, представленных графически, позволит выбрать параметры, наиболее полно соответствующие выдвинутым требованиям. Приведем некоторые соображения, касающиеся процедуры выбора.

В случае сложной геометрии внутренней поверхности канальной ТТ значения $Q_{\max}$, α_e, α_c могут быть определены только путем численных экспериментов по разработанной математической модели. Для наиболее часто встречающегося случая формы каналов, близкой к прямоугольной, возможно использование инженерной методики расчета, не требующей применения стационарных ЭВМ.

Рассмотрим основные тенденции влияния характерных размеров канавчатой поверхности на термические сопротивления и предел теплопереноса канальной ТТ (для случая прямоугольных каналов). На рис. 2.6 показаны зависимости α_e, α_c от полуширины ребра между каналами для различной полуширины канавок ТТ, кото-

рая работает на ацетоне, соответствующие формулам (2.28)—(2.31). Приведенные зависимости носят экстремальный характер, причем максимум чаще всего располагается в области очень малых L_1, которые трудно реализовать на практике. В случае, когда ребро становится

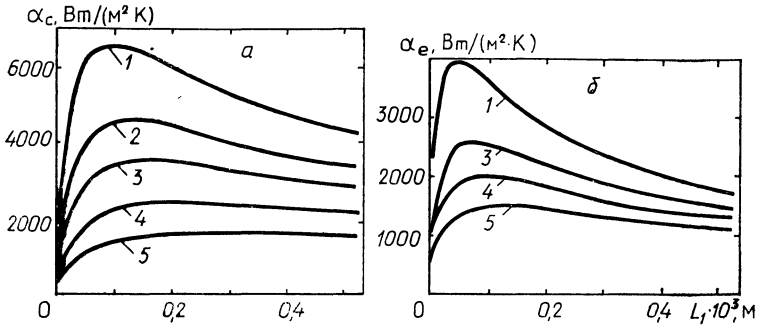


Рис. 2.6. Влияние геометрических параметров канавчатой поверхности на коэффициенты теплопередачи НКТТ в конденсаторе (*а*) и в испарителе (*б*) (расчет по (2.28)—(2.31)); $T_v=80$ °С; $Q=40$ Вт; $\lambda_m=105$ Вт/(м²·К); $R_v=0{,}005$ м, $R_{ex}=0{,}007$ м, $D=0{,}0008$ м): *1* — $W=0{,}0001$ м; *2* — 0,00016; *3* — 0,00022; *4* — 0,00034; *5* — $W=0{,}00052$ м; теплоноситель — ацетон

слишком тонким, его термическое сопротивление возрастает и значения α_e, α_c снижаются.

Для рассмотренного случая заполненных жидкостью канавок их глубина D слабо влияет на значения коэффициентов переноса, снижая их по мере увеличения. Если же канавки в конденсаторе частично осушены, то α_c увеличится с ростом D. С уменьшением W α_e и α_c возрастают, что связано с увеличением плотности канавок на поверхности.

На рис. 2.7 показаны зависимости предела переноса Q_{max} от полуширины и глубины канавок для различных углов наклона ТТ φ. Эти зависимости позволяют ограничить диапазон значений W, D, обеспечивающих наибольшие величины Q_{max}. Наличие экстремумов на рис. 2.7 связано, во-первых, с эффектом парожидкостного взаимодействия и, во-вторых, с изменением общего числа канавок в ТТ в зависимости от значений D, W, L_1.

При выборе параметров ТТ следует учитывать возможность капельного уноса жидкости паром, эффект частичного осушения канавок в конденсаторе, обуслов-

ливающий высокие значения α_c, влияние избытка теплоносителя в ТТ на ее термическое сопротивление и предел теплопереноса. Как следует из анализа термических сопротивлений канальных ТТ, наиболее высокие коэффициенты теплопередачи в теплонагруженных зонах

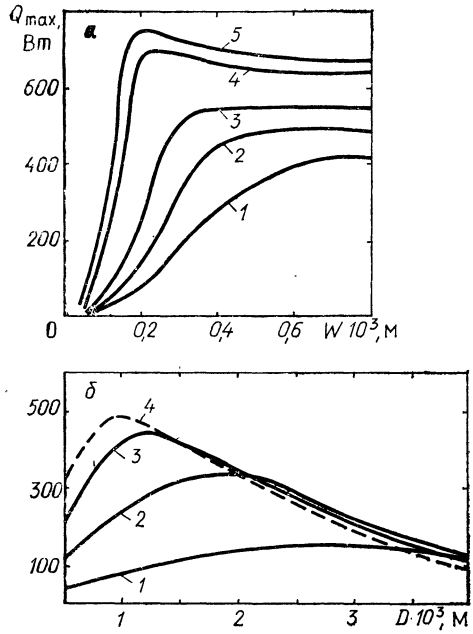


Рис. 2.7. Расчетные зависимости предела теплопереноса канальной ТТ от ширины *(а)* и глубины *(б)* каналов (теплоноситель — ацетон; $T_v=60$ °С; $L_a=0{,}5$ м; $L_e=0{,}4$ м; $L_c=0{,}25$ м): $a-D=0{,}0008$ м, $L_1=0{,}000345$ м, $R_v=0{,}006$ м, (*1* — $\varphi=2{,}5°$; *2* — 5; *3* — 10; *4* — 40; *5* — $\varphi=80°$); *б* — $\varphi=15°$, $H_w=0{,}0005$ м, $L_1=0{,}345\cdot10^{-3}$ м, $R_{ex}=0{,}007$ м (*1* — $W=0{,}1$; *2* — 0,15; *3* — 0,2; *4* — $W=0{,}25\cdot10^{-3}$ м)

обеспечивают жидкости с относительно высокой теплопроводностью, такие, например, как вода и аммиак. Влияние вида теплоносителя на предел теплопереноса в литературе отражают обычно с помощью критерия качества. С нашей точки зрения, надежнее и целесообразнее проводить расчеты по инженерной методике для различных теплоносителей с целью выбора лучшего из них.

2.2. Термосифоны

Термосифоны — это гладкостенные тепловые трубы, в которых для транспортировки жидкой фазы теплоносителя в зону испарителя используется сила тяжести. Такие ТТ широко распространены благодаря тому, что технология их изготовления проста. В случае повышенных требований к интенсивности теплопередачи термо-

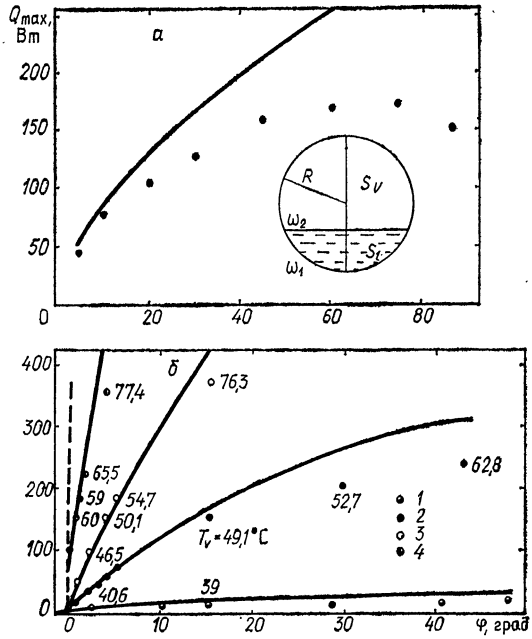


Рис. 2.8. Зависимости предела теплопереноса термосифонов от угла наклона при различных заправках (сплошные линии — расчет; символы — экспериментальные данные): *а* — данные [67] (R_v= =0,0025 м, L_e=0,16 м, L_c=0,16 м, L_a=0,18 м, T_v=60 °С; M= =3,5·10^{-3} кг; теплоноситель — вода); *б* — ТТ8: *1* — M=0,00059 кг; *2* — 0,00138; *3* — 0,00217; *4* — M=0,00928 кг

сифоны (ТС) снабжаются капиллярно-пористым фитилем.

Методики расчета предела теплопереноса и термических сопротивлений ТС представлены во многих работах [77—83]. Имея в виду эти методики, рассмотрим также характерный случай работы ТС при небольших углах

наклона к горизонту и невысоких степенях заполнения теплоносителем [84]. Будем исходить из того, что в ТС имеет место расслоенное течение жидкости по нижней образующей трубы и встречного потока пара в паровом канале. Для того чтобы определить режим течения, можно воспользоваться картами режимов течения в двухфазном потоке в трубах, которые приведены в работе [85]. Как показано на рис. 2.8, *а*, жидкость течет в области, являющейся частью круга, ее свободная поверхность, форма которой близка к плоской, если труба не является капилляром, подвержена воздействию трением со стороны встречного парового потока. Ограничимся предположением, что течение жидкости является ламинарным, и запишем известные уравнения гидродинамики для жидкости и пара:

$$\nu_l\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) - u\left(\frac{\partial u}{\partial z}\right)_{\text{ср}} = \frac{1}{\rho_l}\frac{dP_l}{dz} + g\sin\varphi; \tag{2.35}$$

$$u|_{\omega_1} = 0;\ \left.\frac{\partial u}{\partial y}\right|_{\omega_2} = \frac{\tau_v}{\mu_l};$$

$$\frac{d}{dz}(P_v + \beta_v\rho_v u_v^2) = -f_v\frac{\rho_v u_v^2}{2d_{hv}}. \tag{2.36}$$

Уравнение движения пара (2.36) получено в предположении, что пар течет по круглому каналу с гидравлическим диаметром d_{hv}, равным учетверенному отношению площади сечения, занятого паром S_v, к его периметру. Уравнение баланса давлений для любого сечения ТС имеет вид

$$\frac{dP_l}{dz} - \frac{dP_v}{dz} = \rho_l g\cos\varphi\left(\frac{dH}{dz} - \operatorname{tg}\varphi\right), \tag{2.37}$$

Из выражения (2.37) видно, что в горизонтальном положении движение теплоносителя осуществляется под действием гидростатического напора, возникающего в результате изменения уровня ручья по длине.

Условия подвода и отвода тепла описываются уравнением сохранения массы для граничных условий 2-го рода:

$$\frac{dQ(z)}{dz} = f(z). \tag{2.38}$$

При линейном изменении теплового потока по длине конденсатора $f=Q/L_c$, в испарителе $f=-Q/L_e$. В любом случае на торцах ТС тепловые (и массовые) потоки равны нулю: $Q(0)=Q(L)=0$. Естественно, к приведенным уравнениям добавляется и уравнение состояния насыщенного пара. Для полноты системы необходимо добавить интегральное соотношение для массы теплоносителя:

$$M = M_{cap} + M_v + M_p, \tag{2.39}$$

где M — вся масса теплоносителя в ТТ; M_{cap}, M_v — массы теплоносителя, содержащиеся в капиллярной структуре и в паровой фазе соответственно; а M_p — масса жидкости в ручье. Для ТТ с избытком жидкости справедливы соотношения

$$Q(z) = r^*\rho_v S_v \bar{u}_v = r^*\rho_l S_l \bar{u}_l;$$

$$H = R(1 - \cos\theta_0);$$

$$S_l = R^2(\theta_0 - \sin\theta_0\cos\theta_0);\ S_v = \pi R^2 - S_l.$$

Градиент давления в жидкости, обусловленный трением, ускорением и парожидкостным взаимодействием, можно вычислить по соотношению

$$\frac{dP_l}{dz} = -f_l \frac{\rho_l \bar{u}_l^2}{2d_{hl}}, \tag{2.40}$$

где коэффициент f_l определяется в результате решения двумерной задачи (2.35) при $\varphi=0$ [84]. Численные результаты достаточно хорошо описываются зависимостью для f_l, предложенной в работе [86] для течения без ускорения:

$$f_l = \frac{64}{\mathrm{Re}_l} + 8{,}2\cdot 10^{-4} f_v \frac{\rho_l}{\rho_v}(2\theta_0)^6. \tag{2.41}$$

Для случая очень малых θ_0 в работе [84] предложено аналитическое выражение, аналогичное (2.41), но отличающееся большей сложностью. Численные оценки показывают, что влиянием ускорения жидкости на значение f_l в большинстве случаев можно пренебречь.

Из приведенных уравнений получаем нелинейное

дифференциальное уравнение первого порядка для $H(z)$:

$$\frac{dH}{dz}\left\{1-\frac{2\beta_v Q^2(z)}{\rho_l\rho_v g\cos\varphi S_v^3 r^{*2}}\left[R\sin\theta_0-(R-H)\frac{\cos\theta_0}{\sin\theta_0}\right]\right\}=$$

$$=\operatorname{tg}\varphi+\frac{1}{\rho_l g\cos\varphi}\left[\frac{-f_l Q^2(z)}{2\rho_l r^{*2}S_l^2 d_{hl}}-f_v\frac{Q^2(z)}{2\rho_v r^{*2}S_v^2 d_{hv}}+\right.$$

$$\left.+\frac{2\beta_v Q(z)}{\rho_v r^{*2}S_v^2}\frac{dQ(z)}{dz}\right]. \qquad (2.42)$$

При заданном $Q(z)$ уравнение (2.42) решается численно с использованием стандартной процедуры Хемминга, а выполнение интегрального соотношения (2.37) достигается применением метода стрельбы по граничному условию

$$H(L)=H_0.$$

Предел теплопереноса $Q_{\max}$ ограничен областью тепловых потоков, при которых задача (2.39), (2.42) не имеет решения.

Численные эксперименты показывают, что для заданного φ с увеличением массы теплоносителя M_p до некоторого значения M_0, которое можно назвать пороговым, $Q_{\max}$ возрастает. При увеличении массы теплоносителя выше M_0 $Q_{\max}$ не зависит от величины заправки, причем M_0 тем меньше, чем больше φ. Предположения, принятые при формулировке задачи, ограничивают область применения модели диапазоном изменения $0\leqslant\varphi\leqslant\varphi_1$, где φ_1 определяется в результате сравнения с экспериментальными данными, полученными на термосифонах. Использование модели несколько затрудняется возможностью кипения при парообразовании в ручье жидкости, возникновение паровых пузырей повышает гидравлическое сопротивление ручья, в результате на его поверхности образуются волны, подверженные динамическому воздействию со стороны парового потока. Для лучшего количественного описания экспериментальных результатов в соотношении (2.40) целесообразно определять гидравлический диаметр ручья d_{hl} по учетверенному отношению площади проходного сечения ко всему его периметру с учетом поверхности раздела жидкость—пар. Сравнение расчетов с экспериментальными данными

[87] показано на рис. 2.8, *а* (в качестве теплоносителя была использована вода). Расчетная кривая проходит несколько выше экспериментальных точек: с увеличением угла наклона погрешность определения Q_{max} возрастает и достигает 30% при $\varphi=55°$. Экспериментальные данные [87] получены при заправке, превышающей пороговую.

Для более тщательной проверки правильности выбранной модели были проведены по общепринятой методике исследования теплопередающих характеристик термосифона с корпусом из нержавеющей стали 1Х18Н9Т в зависимости от массы заправки и угла наклона. Подвод тепла осуществлялся с помощью омического нагревателя. Температура поверхности измерялась с помощью термопар, зачеканенных в стенку трубы вдоль нижней, боковой и верхней ее образующих. Термосифон имел следующие параметры: $R_v=5$ мм, $R_{ex}=6$ мм, $L_e=0{,}4$ м, $L_c=0{,}22$ м, $L_a=0{,}38$ м; в качестве теплоносителя использован ацетон. Сравнение расчетных и экспериментальных результатов показано на рис. 2.8, *б*. Отклонение расчетных данных от экспериментальных не превышает 30% при $\varphi\leqslant 50°$. Эксперименты показали, как и предполагалось, что кризис теплопередачи в ТС проявляется в резком возрастании температуры торца испарителя, что свидетельствует в пользу гидродинамического ограничения теплопереноса.

Рассмотренная модель ручьевого течения жидкости вдоль нижней образующей трубы может быть использована и для тепловых труб с капиллярно-пористой структурой, которые заправлены теплоносителем с избытком. Так, штриховой линией на рис. 2.4, *б* представлена ТТ с канавчатой структурой, интенсивность движения жидкости по которой значительно ниже, чем при ручьевом течении.

Другой важной особенностью работы ТС в системах использования солнечной энергии является наличие высоких плотностей теплового потока в теплонагруженной зоне, что может иметь место, например, при высоких концентрациях солнечного излучения. В подобной ситуации, по-видимому, справедлив подход к расчету предельных тепловых потоков в ТС, предложенный в работе [79]. Этот подход основан на предположении о том, что высокая интенсивность теплообмена при кипении в испарителе сохраняется до тех пор, пока при

увеличении тепловой нагрузки не будет достигнуто некоторое предельное заполнение (заселенность) поверхности нагрева паровыми пузырями — предельное паросодержание двухфазного пристенного слоя. Критическому тепловому потоку соответствует некоторое предельное число действующих на поверхности нагрева центров парообразования. Многочисленные экспериментальные данные по предельным тепловым потокам для различных

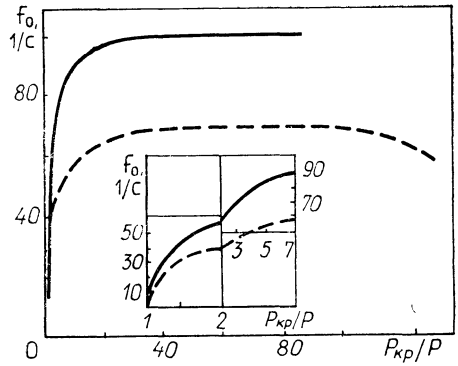


Рис. 2.9. Усредненные зависимости частоты отрыва паровых пузырей от относительного давления: сплошная кривая — органические и неорганические (криогенные) жидкости; штриховая — вода

теплоносителей (вода, этиленгликоль, изооктан, фреон-113, этиловый спирт, хлористый метилен) и диапазоны изменения геометрических и режимных параметров ($d_{in}=7$—32 мм, $L_e=0{,}016$—$1{,}7$ м, $\varepsilon_v=7$—80%, $P_v=0{,}04$—$1{,}5$ МПа, $\varphi=3$—$90°$) обобщены зависимостью [88]:

$$q_{F\max} = 7r^* \sqrt{f a \rho_l \rho_v} C_1 (d_{in}/L_e)^n (\sin\varphi)^m, \qquad (2.43)$$

где при $d_{in}/L_e>2$ (кипение в условиях свободного движения жидкости) $C_1=1$, $n=0$, $m=0$; при $0{,}004\leqslant d_{in}/L_e\leqslant 2$ $C_1=0{,}076\,[\ln(d_{in}/L_e)]^2-0{,}0433\ \ln(d_{in}/L_e)-0{,}15$, $n=-0{,}16\ln(d_{in}/L_e)+0{,}3$, $m=0{,}3$; при $0{,}004\leqslant d_{in}/L_e\leqslant 0{,}2$ $C_1=1{,}7$, $n=0{,}9$, $m=0{,}3$. В соотношении (2.43) $q_{F\max}$ — плотность предельного теплового потока, отнесенного к поверхности подвода тепла ($F=\pi d_{in} L_e$); a — коэффициент температуропроводности; f_0 — частота срыва и образования пузырей. Значение f_0 определяется по графику, показанному на рис. 2.9, в зависимости от величи-

ны отношения $P_{кр}/P$ ($P_{кр}$ — критическое давление теплоносителя). Вычисление по формуле (2.43) обеспечивает точность расчета для указанных теплоносителей с погрешностью не более $\pm 30\%$, причем относительная величина заправки ТС теплоносителем ε_v практически не влияет на максимальную плотность теплового потока.

При проектировании технических систем на основе ТС часто необходимо учитывать внутреннее термическое сопротивление последних [80, 82]. Достаточно надежные результаты получены при использовании методики расчета внутреннего термического сопротивления гладкостенных ТС при относительно невысоких нагрузках [83]. Рассмотрим ее подробнее.

Передаваемый тепловой поток связан с разностью средних температур внутренней поверхности в зоне испарения и в зоне конденсации $\Delta T = \bar{T}_e - \bar{T}_c$ следующим соотношением:

$$Q = K_1 \Delta T^n, \tag{2.44}$$

где $n = 0{,}75$; $K_1 = 0{,}56\pi d_{in} \xi L_c^n K_2$. При этом

$$K_2 = [(r^* \rho_l^2 \lambda_l^3 g)/\eta_l]^{0,25}; \quad \xi = \frac{2L_e}{L_e + L_c} \left(\frac{L_e + L_c}{L_e} - 1 \right)^{0,5}.$$

Определяя внутреннее термическое сопротивление ТС: $R_{in} = \Delta T/Q$, из выражения (2.44) получаем

$$R_{in} = Q^{1/3} K_1^{-4/3}. \tag{2.45}$$

Для удобства расчета зависимость параметра K_2 от температуры аппроксимируется в виде полинома:

$$K_2 = C_0 + C_1 t_p + C_2 t_p^2 + C_3 t_p^3,$$

где t_p °С — температура насыщенного пара в ТС; C_i — коэффициенты, определяемые по табл. 2.2.

Приведенные методики расчета теплопередающих характеристик термосифонов позволяют выбрать необходимые геометрические параметры ТС, рабочую жидкость и т. д. В тех случаях, когда требуются точные сведения о характеристиках термосифонов, надежнее опираться на более специализированные и глубокие рекомендации, а также на экспериментальные данные. Следует отметить, что повышение интенсификации теп-

Таблица 2.2. **Константы для вычисления параметра K_2**

Теплоноситель	Диапазон температур, °С	C_0	C_1	C_2	C_3
Фреон-12	—20÷80	1758,8	—5,93	0	0
Фреон-22	—20÷80	1858,8	—11,8	0	0
Аммиак	—20÷90	7692,2	—31,39	0	0
Метанол	—20÷120	2901,6	6,73	0,013	$-1{,}03\cdot10^{-3}$
Метанол	—20÷80	2907,8	13,0	—0,056	0
Этанол	—20÷140	1983,1	10,32	0,102	$-1{,}29\cdot10^{-3}$
Этанол	—20÷80	2015,2	10,81	0	0
Вода	40÷220	7212,2	73,04	—0,216	0
Вода	40÷150	9480,24	26,44	0	0
Толуол	50÷160	1765,0	3,85	—0,023	0
Даутерм А	100÷300	1713,6	0,6306	—0,0024	0
Дифенил	100÷300	1993,0	—5,71	0,043	$-8{,}7\cdot10^{-5}$

ломассопереноса в ТС и ТТ, применяемых в конкретных технических системах, достигается, как правило, специальными конструктивными мерами.

2.3. Тепловые трубы с комбинированной капиллярно-пористой структурой

В ряде случаев требования к ТТ в системах использования солнечной энергии достаточно высоки. Примером могут служить коллектор солнечной энергии на базе ТТ с короткой зоной конденсации, ТТ-охладители фотоэлектрических модулей, работающих при высоких плотностях потока солнечной энергии, коллекторы солнечной энергии с концентрацией излучения. Одним из путей повышения теплопередающей способности ТТ является создание капиллярно-пористых структур комбинированного типа. Исследования таких структур доказывают их перспективность [69, 70].

Рассмотрим случай ТТ с комбинированной капиллярно-пористой структурой в виде продольных открытых капиллярных канавок, покрытых слоем пористого металла, способ изготовления которой описан в работах [89, 90]. На рис. 2.10 показаны сечения такой структу-

ры. Результаты исследований ТТ представлены в работах [91, 92]. Комбинированная капиллярно-пористая структура по сравнению с канавчатой без осажденного слоя может обеспечить интенсификацию теплопередачи ТТ. В испарителе интенсификация теплопередачи происходит за счет увеличения поверхности теплосъема, а в конденсаторе — в результате того, что поверхность конденсации освобождается от пленки жидкости, которая

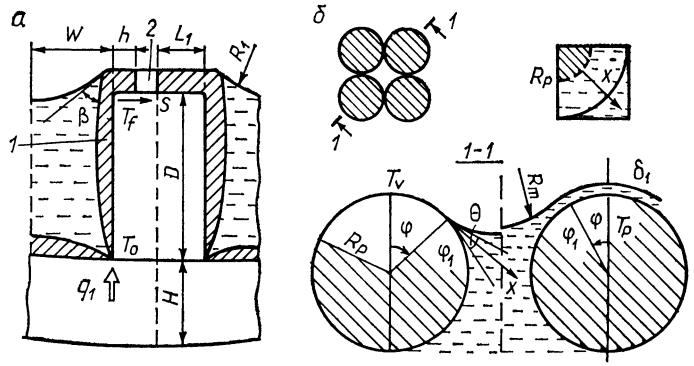


Рис. 2.10. Элементы сечений комбинированной капиллярной структуры: *а* — ребро с пористым покрытием (*1* — пористый слой; *2* — осушенный участок); *б* — частицы покрытия, смоченные жидкостью

отводится через пористый слой. Для выбора параметров капиллярно-пористой комбинированной структуры с учетом предъявляемых к ней требований необходимо предварительно рассмотреть процесс теплопередачи в фиксированных сечениях испарителя и конденсатора ТТ.

Теплопередача в испарителе ТТ с канавками и пористым покрытием при малых тепловых нагрузках происходит в режиме испарения, когда основным механизмом переноса тепла через тонкий слой жидкости является теплопроводность. Для случая канавчатой поверхности этот процесс описан в работе [62], а для поверхности пористого металла — в исследовании [93], где сделаны важные для настоящей работы выводы о существенном вкладе термического сопротивления мениска жидкости на поверхности пористого слоя в общее термическое сопротивление при испарении и о незначительном вкладе в общий теплосъем с поверхности ме-

ниска его тонкопленочной части, в которой преобладают силы расклинивающего давления. Второй вывод подтверждается также в работе [94].

Основываясь на физических представлениях, изложенных в работах [62, 63, 93, 94], проведем сначала оценку термического сопротивления мениска жидкости на поверхности пористого тела при испарении, имея в виду модель кубической упаковки сферических частиц (рис. 2.10, *б*). Толщина пленки жидкости δ изменяется вдоль координаты x:

$$\delta = \delta_0 - R_p - R_m + \sqrt{R_p^2 + x^2} + \sqrt{R_m^2 + x^2} + 2x \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}.$$

Используя разложение в ряд Тейлора около точки $x=0$, где к поверхности жидкости передается основная часть теплового потока, получаем более простое выражение для δ в окрестности этой точки:

$$\delta = x^2 \left(\frac{1}{R_p} + \frac{1}{R_m} \right) + 2x \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} + \delta_0. \qquad (2.46)$$

Здесь δ_0 — условная эквивалентная минимальная толщина пленки жидкости, введенная авторами [62, 63] в предположении, что δ_0 имеет тот же порядок, что и характерный размер микрошероховатостей поверхности R_r. Как показало сравнение расчетов с экспериментальными данными по теплопередаче, это предположение может быть принято для случая канавчатой поверхности, где в результате соответствующих технологических операций гребни микрошероховатостей вытянуты параллельно канавками, т. е. перпендикулярно направлению растекания пленки жидкости по поверхности. Для случая сферических металлических частиц значение δ_0 может быть определено следующим образом:

$$\delta_0 = \lambda_l (r_1 + r_2 + r_3 + r_4), \qquad (2.47)$$

где для r_i справедливы формулы, приведенные в подпараграфе 2.1.1. Наибольший вклад в величину δ_0 вносят r_1 и r_2. Так, при 60 °С для воды эти члены вносят вклады в величину δ_0 соответственно 1 и 1,57 мкм, а для ацетона — 0,13 и 0,78 мкм (при $\varepsilon'=0{,}5$; $q=10^4$ Вт/м^2). Заметим, что δ_0 зависит от величины тепловой нагрузки (ε' — поверхностная пористость).

Коэффициент теплопередачи при испарении с поверхности пористого тела α_s определяется по формуле:

$$\alpha_s = \frac{1}{S_1}\int_0^{R_p} \frac{\lambda_l}{\delta(x)}\frac{\pi}{2}\left[R_p \sin\varphi_1 + x\sin\left(\frac{\pi+\theta}{2}-\varphi_1\right)\right]dx, \tag{2.48}$$

где S_1 — площадь характерного элемента структуры. В нашем случае $S_1 = R_p^2$. Здесь φ_1 — значение угла φ, соответствующее положению границы раздела трех фаз. Окончательно выражение для α_s примет вид:

$$\alpha_s = \frac{\pi\lambda_l}{2R_p^2}\left\{\frac{1}{2a_1}\sin\left(\frac{\pi+\theta}{2}-\varphi_1\right)\times\right.$$

$$\left.\times\ln\left[1+\frac{a_1}{\delta_0}R_p\left(R_p+\frac{2}{a_1}\operatorname{tg}\frac{\theta}{2}\right)\right]+I\right\}, \tag{2.49}$$

где

$$I = \begin{cases} \dfrac{1}{2C}\left[R_p\sin\varphi_1 - \dfrac{1}{a_1}\operatorname{tg}\dfrac{\theta}{2}\sin\left(\dfrac{\pi}{2}-\varphi_1+\dfrac{\theta}{2}\right)\right]\times \\ \qquad \times\ln\dfrac{\operatorname{tg}\dfrac{\theta}{2}+C}{\operatorname{tg}\dfrac{\theta}{2}-C}, \quad \operatorname{tg}^2\dfrac{\theta}{2} > a_1\delta_0; \\ \dfrac{1}{C}\left[R_p\sin\varphi_1 - \dfrac{1}{a_1}\operatorname{tg}\dfrac{\theta}{2}\sin\left(\dfrac{\pi}{2}-\varphi_1+\dfrac{\theta}{2}\right)\right]\times \\ \qquad \times\left(\dfrac{\pi}{2}-\operatorname{arctg}\dfrac{\operatorname{tg}\dfrac{\theta}{2}}{C}\right), \quad \operatorname{tg}^2\dfrac{\theta}{2} \leqslant a_1\delta_0; \end{cases}$$

$$C = \sqrt{\left|\operatorname{tg}^2\frac{\theta}{2} - a_1\delta_0\right|}; \quad a_1 = \frac{1}{R_p} + \frac{1}{R_m};$$

φ_1 определяется из трансцендентного уравнения

$$\left[R_p + R_m\frac{\sin(\pi-\theta+\varphi_1)}{\sin(\pi-\varphi_1)}\right]\sin\varphi_1 = 1{,}41R_p.$$

В предельном случае $\theta=0$, $\varphi_1=0$, $R_m\to\infty$. Из выражения (2.49) для α_s получим

$$\alpha_s' = \frac{\pi\lambda_l}{4R_p}\ln\left(1+\frac{R_p}{\delta_0}\right). \qquad (2.50)$$

Для ацетона при 60 °С и $R_p=100$ мкм значение α_s изменяется в пределах 6000—20000 Вт/(м^2·К) в зависимости от величины радиуса мениска R_m, предельного краевого угла смачивания θ, плотности теплового потока.

Общий локальный коэффициент теплопередачи через пористый слой определяется по формуле

$$\alpha_2 = \left[\frac{\delta_b}{\lambda_b}+\frac{1}{\alpha_s}\right]^{-1}. \qquad (2.51)$$

Если толщина капиллярно-пористого слоя δ_b, насыщенного жидкостью, мала, а его эффективная теплопроводность λ_b относительно велика, то вклад термического сопротивления мениска жидкости в общее термическое сопротивление может быть существенным, а в ряде случаев и определяющим.

Зная распределение кривизны менисков жидкости на поверхности пористого тела вдоль координаты s, от локального коэффициента α_2 нетрудно перейти к среднему по поверхности ребра в данном сечении коэффициенту теплопередачи $\bar{\alpha}_2$ и далее к общему коэффициенту теплопередачи от основания комбинированной структуры к пару α_e', как в работе [91].

Рассмотрим процесс теплопередачи при конденсации на пористой поверхности, составленной из мелких металлических шариков (рис. 2.10, *б*). На поверхности одного шарика на участке от 0 до φ_1 теплопередача от пара к поверхности частицы идет за счет теплопроводности через тонкую пленку жидкости, средняя толщина которой δ_1. Коэффициент теплопередачи с остальной части поверхности шарика через слой жидкости переменной толщины может быть определен по соотношению (2.49), куда вместо δ_0 следует подставлять значение толщины пленки $(\delta_1+r_1\lambda_l)$, полагая $\theta=0$. Сделаем оценку величины δ_1, считая поверхность шарика изотермической. Течение в пленке по поверхности шарика

вязкое, слоистое, квазиодномерное, оно описывается уравнением

$$\frac{1}{R_p}\frac{dP_l}{d\varphi} = \mu_l \frac{d^2u}{d\eta^2}, \qquad (2.52)$$

где η — нормаль к поверхности шарика. Из формулы (2.52), интегрируя по η и используя общепринятые краевые условия, получаем выражение для средней по поперечному сечению пленки скорости течения жидкости $(0 \leqslant \varphi \leqslant \varphi_1)$:

$$\bar{u} = -\frac{1}{3\mu_l}\frac{dP_l}{R_p d\varphi}\delta_1^2. \qquad (2.53)$$

На единице поверхности пленки конденсируется количество теплоносителя, определяемое величиной

$$\frac{\lambda_l}{\delta_1}\frac{(T_v - T_p)}{r^*}.$$

Закон сохранения массы жидкости в пленке на сферической поверхности $(0 \leqslant \varphi \leqslant \varphi_1)$ можно выразить с помощью уравнения

$$\bar{u} = \frac{1-\cos\varphi}{\sin\varphi} R_p \frac{\lambda_l (T_v - T_p)}{r^* \rho_l \delta_1^2}. \qquad (2.54)$$

Приравнивая правые части формул (2.53), (2.54) и полагая

$$\frac{dP_l}{d\varphi} = \sigma \frac{a_2}{\varphi_1}, \text{ где } a_2 = \left(\frac{2}{R_p} + \frac{1}{R_m}\right),$$

проинтегрируем полученное соотношение по поверхности восьмой части сферы в пределах 0—φ_1, в результате получаем

$$\delta_1 = \sqrt[4]{\frac{3R_p^2 \mu_l \lambda_l (T_v - T_p)}{\sigma a_2 r^* \rho_l}\varphi_1 \frac{\sin\varphi_1}{\mathrm{Si}\,\varphi_1}}. \qquad (2.55)$$

Здесь $\mathrm{Si}\,\varphi_1$ — интегральный синус; φ_1 определяется выражением

$$\varphi_1 = \arcsin\frac{1{,}41 R_p}{R_p + R_m}.$$

Локальный коэффициент теплопередачи через пористый слой определяется по формуле

$$\alpha_{2c} = \left[\frac{\delta_b}{\lambda_b} + \frac{1}{\alpha_s'' + \dfrac{\lambda_l}{\delta_1 + r_1\lambda_l} \dfrac{\pi}{2}(1 - \cos\varphi_1)} \right]^{-1}, \quad (2.56)$$

причем α_s находится по соотношению (2.48) для α_s, где вместо δ_0 подставляется величина $(\delta_1 + r_1\lambda_l)$. Для определения среднего по поверхности ребра коэффициента теплопередачи через пористый слой $\bar{\alpha}_{2c}$, где

$$\bar{\alpha}_{2c} = \frac{1}{L_1} \int_0^{L_1} \alpha_{2c} ds, \quad (2.57)$$

необходимо знать распределение радиусов кривизны менисков жидкости по поверхности пористого тела. Для поверхности комбинированной структуры в целом коэффициент теплопередачи определяется по выражению

$$\alpha_{cv} = \frac{L_1}{W + L_1} \bar{\alpha}_{2c}, \quad (2.58)$$

а учет цилиндрической геометрии и переход к поверхности ТТ производится по формуле (2.31).

Условием отсутствия затопления пористого слоя жидкостью является неравенство $R_m(L_1) \leqslant R_v$, которое может служить критерием для выбора толщины пористого покрытия δ_b в конденсаторе. Ясно, что при затоплении пористой поверхности пленкой свободно стекающего конденсата термическое сопротивление конденсатора резко возрастает. В этом случае выражение для α_{cv} будет существенно отличаться от (2.56), (2.58). Пусть q_{exc1} — плотность теплового потока на внешней поверхности конденсатора ТТ, при которой выполняется условие $R_m(L_1) = R_v$. Для больших плотностей теплового потока $q_{exc} > q_{exc1}$ на поверхности пористого слоя появляется пленка жидкости, течение конденсата в которой в канавку осуществляется под действием силы поверхностного натяжения. Интегральный коэффициент теплопередачи через пленку конденсата α_{cl} при больших R_1 ($R_1 \cong 100 L_1$) определяется по выражению, полученному в работе [67]:

$$\alpha_{cl} = \left[\frac{L_1}{2(W+L_1)}\right]^{4/3} \times$$

$$\times \sqrt[3]{\left(1+\frac{L_1}{W}\right)\frac{L_1}{R_1}\frac{r^*\rho_l\sigma\hat{\lambda}_l^3}{\mu_l L_1^3}\frac{R_v}{R_{ex}(q_{ex}-q_{exc1})}}. \quad (2.59)$$

Тогда для α_{cv} можно записать:

$$\alpha_{cv} = \left[\left(\frac{\delta_b}{\lambda_b}+\frac{1}{\alpha_s'}\right)\frac{W+L_1}{L_1}\right]^{-1}. \quad (2.60)$$

Здесь α_s' определяется выражением (2.50), где вместо δ_0 следует подставлять

$$\left(\delta_0+\frac{\lambda_l}{\alpha_{cl}}\frac{L_1}{W+L_1}\right).$$

Интегральные значения коэффициентов теплопередачи для испарителя и конденсатора ТТ могут быть рассчитаны, если известны распределения радиусов менисков жидкости в канавках вдоль оси ТТ. Для нахождения этих распределений необходимо совместно рассматривать процессы тепло- и массообмена в канавках, в пористом слое и в паровом канале в рамках замкнутой математической модели ТТ. Сформулируем кратко такую математическую модель ТТ с комбинированной капиллярной структурой. Рассмотрим элемент ее внутренней поверхности, состоящий из капиллярной прямоугольной открытой канавки, ребра между канавками и пористого покрытия на его верхушке. В каждом поперечном сечении ТТ вдоль координаты z, направленной по оси ТТ, по канавке протекает жидкость с расходом G_1, кг/с, по пористому покрытию — с G_2, кг/с, а по паровому каналу в обратном направлении движется поток пара с расходом (G_1+G_2). Между областью канавки и пористого покрытия существует переток массы g_3, кг/(с·м), который может быть направлен как в одну, так и в другую сторону. Кривизна мениска жидкости в канале характеризуется величиной $1/R_1(z)$, а средняя эффективная кривизна менисков жидкости на пористой поверхности связана с локальной соотношением

$$\frac{1}{\bar{R}_2(z)} = \frac{1}{h}\int_0^h \frac{1}{R_2(s)}\,ds, \quad (2.61)$$

где h — длина смоченной части пористого участка; s изменяется в пределах 0—L_1. Ясно, что гидродинамическая ситуация в ТТ полностью определена, если известны значения G_1, g_3, $R_1(z)$, $\bar{R}_2(z)$, h, P_v. С учетом соотношений $G_1+G_2=Q(z)/(r^*N)$; $\bar{u}=Q/(r^*\rho S)$ запишем систему уравнений, решение которых позволит определить перечисленные неизвестные величины:

$$\frac{dG_1}{dz} = g_3|_{s=0} + \frac{dQ}{dz}\,\frac{1}{r^*N}\,\frac{\alpha_e''}{\alpha_e'}; \tag{2.62}$$

$$\frac{d}{dz}\left(P_v + \rho_v\beta_v\overline{u_v^2}\right) = -f_v\,\frac{\rho_v\overline{u_v^2}}{2d_v}; \tag{2.63}$$

$$\sigma\,\frac{d}{dz}\left(\frac{1}{R_1(z)}\right) - \frac{(f\,\mathrm{Re})_l}{8}\,\mu_l\overline{u_l}\,\frac{\mathcal{P}^2}{S_l^2} + \frac{dP_v}{dz} + \rho_l g\sin\varphi = 0; \tag{2.64}$$

$$\sigma\,\frac{d}{dz}\left(\frac{1}{\bar{R}_2(z)}\right) - \frac{\mu_l G_2}{\rho_l K A_b} + \frac{dP_v}{dz} + \rho_l g\sin\varphi = 0; \tag{2.65}$$

$$-\sigma\,\frac{d}{ds}\left(\frac{1}{R_2(s)}\right) = \frac{\mu_l}{\rho_l K\delta_b}\,g_3(s). \tag{2.66}$$

Выберем следующие граничные условия:
в точке $z = 0$

$$G_1 = 0;\ P_v = P_{v0};\ R_1 = R_0;\ \bar{R}_2 = R_0; \tag{2.67}$$

для уравнения (2.66)

$$R_2(s)|_{s=0} = 2R_1(z). \tag{2.68}$$

Добавим к системе дополнительное интегральное условие заданности количества теплоносителя в ТТ:

$$M = \rho_l\left[V_b\Pi + \frac{\rho_v}{\rho_l}V_v + \int_{z=0}^{L} S_l(z)\,dz\right], \tag{2.69}$$

с помощью которого однозначно выбирается значение R_0 в условии (2.67). Поясним записанные уравнения. В уравнении (2.62) α_e''/α_e' определяет величину уноса жидкости из канавки в пар, отнесенную к интенсивности уноса жидкости в пар со всей поверхности элемента структуры. Уравнения (2.63), (2.64) соответствуют

(2.1), (2.2). В соотношениях (2.65) и (2.66) предполагается, что жидкость фильтруется по пористой структуре в соответствии с законом Дарси, причем в (2.65) течение считается одномерным (A_b — площадь сечения пористого тела; K — коэффициент проницаемости).

Соотношений (2.61) — (2.69) и ранее изложенных представлений о теплопередаче при испарении и конденсации на комбинированной поверхности в основном

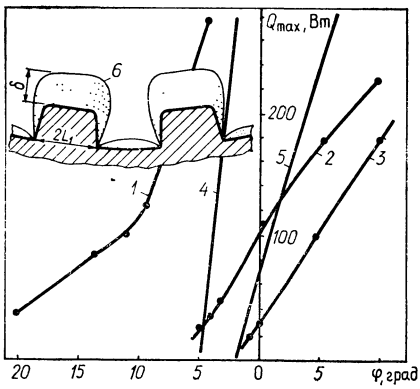


Рис. 2.11. Зависимость предела теплопереноса Q_{max} от угла наклона к горизонту φ: *1* — ТТ10 с водой (M=3,8 г); *2* — ТТ10 с ацетоном (M=4,6 г); *3* — ТТ11 с ацетоном (M=3 г); *4, 5* — расчет по методике (2.24); *6* — пористый слой

достаточно для описания тепломассопереноса в ТТ с комбинированной капиллярной структурой рассматриваемого типа.

Рассмотрим результаты экспериментальных исследований характеристик ТТ с такой структурой, разрез элемента которой показан на рис. 2.11, сделанном с микрофотографии. Медный пористый слой осаждался на внутренней поверхности медной трубки наружным диаметром 13 мм с 24 продольными прямоугольными канавками на внутренней поверхности (D=0,46 мм, W=0,37 мм), служившей в качестве катода. Медный стержень диаметром 5 мм, установленный строго по центру трубки, использовался как анод. Для устранения побочных эффектов, связанных с концентрационной поляризацией, электролит интенсивно перемешивался сжатым воздухом. В процессе осаждения применялся

медный серно-кислый электролит с добавкой трехатомного спирта. После осаждения образцы промывались водой и сушились горячим воздухом. Полученная таким образом структура представляет собой пористый каркас, состоящий из частиц сферообразной формы с развитой поверхностью и имеющий хорошее сцепление с подложкой. Его пористость составляет 45%, средний размер пор — около 140 мкм, при этом размеры частиц увеличиваются по толщине пористого слоя по мере удаления от подложки.

В результате осаждения пористого слоя форма капиллярных канавок изменилась таким образом, что возрос развиваемый ими капиллярный напор, увеличилась их глубина. Это привело к повышению максимальной мощности, развиваемой такой тепловой трубой в условиях противодействия массовых сил транспорту жидкости, по сравнению с ТТ, имеющей продольные канавки (без пористого слоя).

Экспериментальные исследования проводились по методике, применяемой для определения стационарных характеристик ТТ. Вдоль боковой образующей трубы в ее стенку зачеканивались 9 хромель-копелевых термопар — по три в каждой из зон (испарения, конденсации и транспорта). Теплоподвод осуществлялся с помощью омического нагревателя, а теплосъем — прокачкой воды заданной температуры через жидкостный теплообменник в зоне конденсации ТТ. Решение модельной одномерной задачи теплопроводности вдоль стенки трубы в адиабатической зоне при $L_e=70$ мм, $L_c=75$ мм, $L_a=80$ мм, минимальной толщине стенки 0,5 мм позволило сделать вывод, что температура адиабатической зоны в ее средней части близка к температуре насыщенного пара в ТТ. Поэтому коэффициенты теплопередачи между наружной поверхностью теплонагруженных зон и насыщенным паром (α_e, α_c) определялись как отношение плотностей теплового потока на внешней поверхности зон испарения и конденсации к разности их средних температур и температуры середины адиабатической зоны. Предел теплопереноса ТТ Q_{max} фиксировался по резкому падению коэффициента теплопередачи испарителя α_e при ступенчатом увеличении тепловой нагрузки.

На рис. 2.11—2.14 представлены результаты экспериментов, проведенных на двух тепловых трубах—ТТ10

и ТТ11, отличающихся толщиной осажденного пористого слоя. Геометрические параметры пористого слоя в ТТ10 могут быть установлены по рис. 2.11. Наибольшая толщина осажденного слоя на верхушке ребра δ достигала 0,45 мм. В ТТ11 $\delta=0{,}08$ мм. Тепловые трубы испытывались при различных углах наклона, в качестве теплоносителей использовались ацетон и вода, рабочая температура средней части адиабатической зоны равнялась 60 °С.

Анализ данных (рис. 2.11) показывает, что предел теплопереноса комбинированной структуры может быть значительно выше по сравнению со случаем ТТ с канавками без осажденного слоя. Это характерно для ТТ10 с водой, работающей при отрицательных углах наклона к горизонту $\varphi<0$. Расчетная зависимость $Q_{\max}(\varphi)$ для этого случая, полученная по методике, изложенной выше, для исходной геометрии канавок без пористого покрытия, представлена на рис. 2.11 кривой *4*. Увеличение максимальной мощности ТТ в результате осаждения пористого слоя объясняется как изменением геометрии продольных капиллярных канавок, так и возможностью транспорта жидкой фазы теплоносителя непосредственно по пористому слою. Это характерно и для ТТ10 с ацетоном при $\varphi<0$. Кривая *5* на рисунке соответствует расчету по формуле (2.24). Заметим, что кривая, описывающая работу ТТ11 на ацетоне, на рис. 2.11 расположена ниже расчетной кривой *5*. Это объясняется тем, что тонкое пористое покрытие на канавчатой поверхности практически не изменяет геометрию канавок, но увеличивает их гидродинамическое сопротивление при течении жидкого теплоносителя за счет шероховатости стенок.

На рис. 2.12 сравниваются данные по коэффициенту теплопередачи в испарителе, полученные для ТТ10 и ТТ11, а также тепловых труб с продольными канавками без осаждения, работающих на ацетоне. Налицо заметная интенсификация теплопередачи в испарителе при наличии пористого осажденного слоя, которая может быть объяснена тем, что испарение происходит и с поверхности ребер, куда жидкость подводится за счет капиллярных сил. В ТТ11, где пористый слой очень тонок, верхушки ребер, видимо, покрыты жидкостью не полностью, поэтому коэффициент теплопередачи в испарителе этой тепловой трубы меньше, чем в испарите-

ле ТТ10. Штриховые линии на рис. 2.12 соответствуют началу гидродинамического кризиса теплопереноса ТТ.

На рис. 2.13 представлены зависимости коэффициента теплопередачи в испарителях ТТ10 и ТТ11, работающих на воде, от плотности теплового потока, а также результаты экспериментов [70] для медной пластины с канавками без покрытия. Сплошные линии на рисунке аппроксимируют экспериментальные данные. Здесь

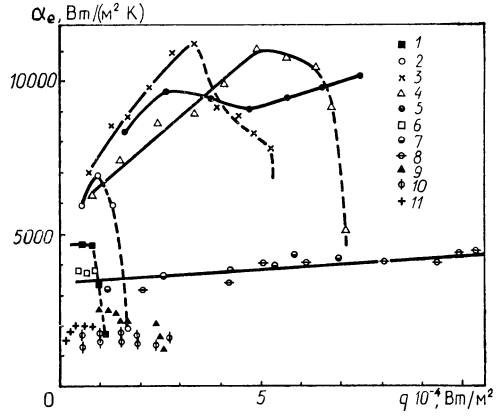


Рис. 2.12. Зависимость коэффициента теплопередачи испарителя α_e от плотности теплового потока q на его внешней поверхности (теплоноситель — ацетон); ТТ10: *1* — $\varphi=1{,}5°$; *2* — 0,133; *3* — 5,4; *4* — 10; *5* — 33; ТТ11: *6* — $\varphi=0{,}1$; *7* — 10; *8* — 33°; *9* — данные [69] ($W=0{,}25$ мм, $L_1=0{,}24$ мм); *10* — данные [63] ($W=0{,}23$ мм, $L_1=0{,}33$ мм); *11* — данные [62] ($W=0{,}12$ мм, $L_1=0{,}4$ мм)

необходимо отметить, что значения α_e, полученные на пластине, для корректного сравнения с данными для ТТ круглого сечения следует уменьшить в число раз, примерно равное величине R_{ex}/R_v, тогда значение α_e из [70] составит около 8500. Сплошная линия *10* на рис. 2.13 соответствует расчету по формуле (2.24) для исходных размеров канавок без осажденного пористого слоя. Таким образом, в проведенных экспериментах с водой в качестве теплоносителя не достигнуто существенной интенсификации теплопередачи в испарителе путем нанесения пористого слоя. Это можно объяснить недостаточной смачиваемостью водой медной пористой структуры, в результате чего вершины ребер между ка-

навками не были полностью смочены жидкостью, особенно в случае ТТ11. По-видимому, в подобных ситуациях следует обеспечивать хорошую смачиваемость фитиля теплоносителем специальными способами, в частности окислением структуры, длительным сроком предварительной работы ТТ перед началом измерений и т. д.

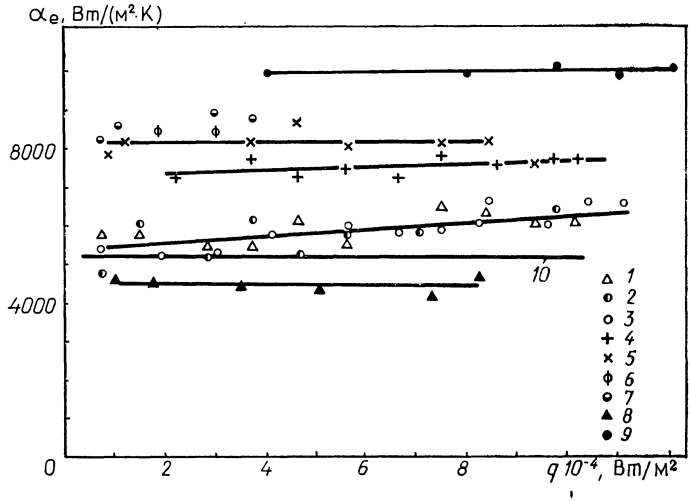


Рис. 2.13. Зависимость коэффициента теплопередачи испарителя α_e от плотности теплового потока q на его внешней поверхности (теплоноситель — вода); ТТ10: *1* — $\varphi=33°$; *2* — 10; *3* — 5; *4* — 0,28; *5* — 4,3; *6* — 9; *7* — 11°; ТТ11: *8* — $\varphi=20°$; *9* — данные [70] ($W=0{,}15$ мм, $L_1=0{,}25$ мм); *10* — расчет по методике (2.24)

Общий вид экспериментальных зависимостей $\alpha_e(q)$ на рис. 2.12, 2.13 не характерен для режима развитого кипения. Это позволяет предположить, что основным режимом работы исследованных ТТ является испарительный. Заметим, что изменение рабочей температуры ТТ в данных экспериментах от 20 до 100 °С привело к увеличению α_e на 20%.

В экспериментах определялся также интегральный коэффициент теплопередачи в конденсаторе рассматриваемых ТТ (рис. 2.14). С увеличением плотности теплового потока коэффициент теплопередачи α_c уменьшается. Большое влияние на теплопередачу в конденсато-

ре оказывает величина угла наклона ТТ φ, от которой во многом зависит степень заполнения канавок конденсатом. Цифрой *11* на рис. 2.14 обозначена область, в которой представлены данные по α_c, полученные на ТТ1 и приведенные на рис. 2.3. Интенсификация теплопередачи при наличии пористого покрытия в конденсаторе может быть обеспечена, но в значительно меньшей

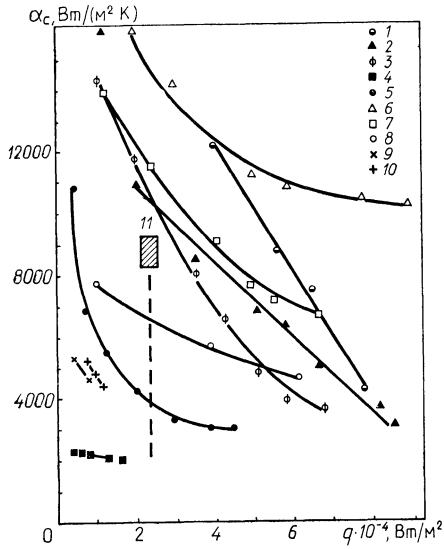


Рис. 2.14. Зависимость коэффициента теплопередачи в конденсаторах тепловых труб ТТ10, ТТ11 (теплоноситель — ацетон) от плотности теплового потока на стенке при различных углах наклона (ТТ10: *1* — φ=33°; *2* — 10; *3* — 5; *4* — 3; *5* — φ=0,133°; ТТ11: *6* — φ=33°; *7* — 10; *8* — 5; *9* — 1; *10* — φ=0,08°)

степени, чем в испарителе, и не во всех режимах работы.

С учетом относительной простоты изготовления тепловых труб с такой комбинированной капиллярно-пористой структурой возможно их широкое использование в различных технических объектах в случаях, когда к ТТ предъявляются повышенные требования (работа при неблагоприятной ориентации в поле массовых сил, низкие термические сопротивления, механическая прочность).

2.4. Специальные модификации тепловых труб

Рассмотрим некоторые типы ТТ, применяемых в системах использования солнечной энергии. Их специфика обусловлена конструктивными мерами, которые предприняты с целью повышения коэффициента полезного действия систем и достижения высокой технологичности изготовления ТТ.

Термосифон с резьбовой нарезкой на внутренней поверхности зоны конденсации целесообразно использовать в коллекторах солнечной энергии на базе ТТ с коротким конденсатором для снижения его термического сопротивления. Пары теплоносителя в таком термосифоне конденсируются на выступах резьбы, а жидкость под действием капиллярных сил поступает в треугольные канавки. Вопросы, связанные с гидродинамикой течения жидкости вдоль треугольных канавок, подробно рассмотрены в работе [95]. При наклонном расположении термосифона конденсат в виде жидкости стекает в испаритель вдоль нижней образующей трубы. Интенсифицирующее влияние канавок сказывается в диапазоне углов наклона термосифона от 0 до 50°. При приближении φ к 90° поперечная по отношению к направлению ручьевого течения жидкости нарезка ухудшает теплообмен, так как ширина транспортного потока теплоносителя увеличивается, количество жидкости, перемещающейся по канавкам, уменьшается и на ребрах происходит утолщение пленки конденсата, что приводит к заметному снижению α_c (рис. 2.15).

В гладкостенном термосифоне с увеличением угла наклона повышается скорость течения жидкости, а пленка конденсата становится тоньше. Для наиболее часто встречающихся ориентаций гелиоприемных систем с углами наклона 30—50° интенсивность теплообмена в термосифоне с нарезкой остается довольно высокой, что свидетельствует о предпочтительности его гладкостенному. В работе [96] приведены также зависимости α_c от передаваемой мощности. Снижение интенсивности теплоотдачи в конденсаторе термосифона с резьбовой нарезкой при увеличении передаваемого теплового потока выражено слабее, чем в случае гладкостенного термосифона.

Оригинальная конструкция испарительной части

термосифона, применяемого в коллекторах солнечной энергии, рассмотрена в работе [52]. Испаритель наклонного термосифона, используемый в качестве тепловоспринимающей поверхности коллектора, для достижения низкого термического сопротивления должен быть постоянно смочен, желательно, по всему периметру. В гладкостенном термосифоне круглого поперечного сечения при небольшой интенсивности теплоподвода

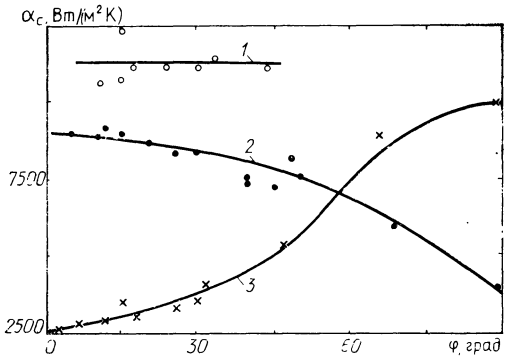


Рис. 2.15. Коэффициенты теплопередачи в зонах конденсации: *1* — ТТ; *2* — термосифон с нарезкой в конденсаторе; *3* — гладкостенный термосифон ТС1

поток жидкости в виде ручья находится на нижней образующей трубы и испарение теплоносителя происходит с ограниченной части поверхности. Для смачивания стенок необходимо обеспечить их принудительное орошение либо в результате интенсивного кипения теплоносителя, либо пульсирующим двухфазным потоком, который можно создать стеснением парового объема. Схема описанной конструкции термосифона показана на рис. 2.16, *а*. Стесненные условия для жидкости и пара в термосифоне создаются за счет выдавленного гофра по всей длине зоны испарения. Зазор в нижней части испарителя равен 2 мм. Как показали эксперименты, в этом случае в испарителе создается двухфазный поток, существование которого можно определить по характерному шуму. Надо отметить, что такой режим работы возникает при сравнительно невысоких тепловых нагрузках. При описанных условиях работы обеспечивает-

ся смачивание всей поверхности испарителя; жидкость и пар движутся в узких полостях с достаточно высокими скоростями, а зазор между гофром и нижней поверхностью испарителя служит артерией, по которой осуществляется гарантированный возврат жидкости. В этом случае часть теплоносителя является балластом, но обеспечивает достаточно высокие коэффициенты теплопереноса.

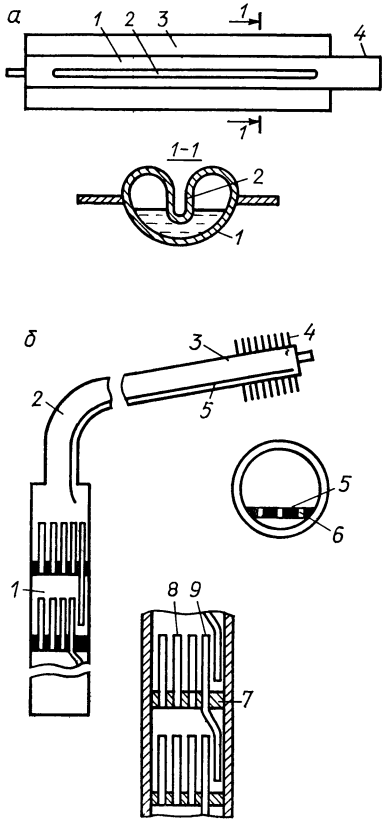


Рис. 2.16. Схемы тепловых труб: *а* — для КСЭТТ (*1* — испаритель; *2* — продольный гофр; *3* — приемное ребро; *4* — конденсатор); *б* — для термостабилизации фотоэлектрических модулей (*1* — секции испарителя; *2* — транспортная зона; *3* — конденсатор; *4* — наружное оребрение; *5* — разделительная пластина; *6* — перфорация; *7* — перегородка; *8* — трубки для пропуска пара; *9* — трубки для перелива жидкости)

Для сравнения теплопередающих параметров различных конструкций термосифонов и тепловых труб для плоских коллекторов солнечной энергии в табл. 2.3 приведены их усредненные характеристики, полученные при одинаковых условиях испытаний. Термосифон с описанной конструкцией испарительной части может использоваться в качестве тепловой трубы, значительно превосходя ее по технологичности, поскольку предложенный профиль поверхности получается в результате одной операции. Сочетание продольных гофр в испарительной части термосифона с резьбовой нарезкой в конденсаторной —

Таблица 2.3. **Сравнительные величины коэффициентов теплообмена в тепловых трубах и термосифонах различных конструкций**

Конструкция	Теплоноситель	α_e, Вт/(м²·К)	α_c, Вт/(м²·К)	φ, град
Тепловая труба:				
медная со спеченной бронзовой металлокерамической структурой	Ацетон	$1{,}1 \cdot 10^3$	$6—7 \cdot 10^3$	35
алюминиевая с аксиальными канавками	»	$2 \cdot 10^3$	10^4	10—45
Термосифон:				
гладкостенный	»	$0{,}7—0{,}8 \cdot 10^3$	$4{,}5 \cdot 10^3$	45
со спиральной нарезкой в конденсаторе	»	$0{,}7—0{,}8 \cdot 10^3$	$7 \cdot 10^3$	45
с гофром в испарителе	»	$1{,}1—1{,}5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	35
	Хладон 113	$0{,}65 \cdot 10^3$	$3{,}8 \cdot 10^3$	35

достаточно хорошее конструктивное решение для коллектора солнечной энергии плоского типа, рассматриваемого далее.

Одной из важных задач, которая может быть решена с помощью ТТ, является термостабилизация фотоэлектрических модулей в солнечных электростанциях, преимущественно с концентрацией солнечной энергии. В зависимости от типа станции, способов концентрации ориентация, размеры, отводимая от фотоприемника тепловая энергия могут изменяться в широких пределах. Для характерного случая вертикальной ориентации фотоприемника к ТТ-охладителю предъявляются довольно жесткие требования. В традиционных конструкциях запуск из неработающего состояния усложняется по сравнению с наклонной ориентацией из-за значительного уменьшения первоначально смоченной поверхости испарителя. Рассмотрим вертикально ориентированный гелиоприемник (размеры пятна $0{,}04 \times 1{,}6$ м) с принимаемым потоком энергии до 1,5 кВт. Существующие капиллярные структуры не способны обеспечить подъем жидкости на такую высоту, в связи с этим была реализована конструкция вертикально ориентированной тепловой трубы с секционированным испарителем [52]. Испарительная зона разделена герметичными перегородками

Таблица 2.4. **Характеристики пористых испарительных покрытий**

Теплоноситель	h_{max}, м	L_e, м	q_{max}, Вт/м²
Ацетон	0,11	0,1	$0{,}6\cdot10^4$
		0,08	$2{,}8\cdot10^4$
		0,075	$4{,}6\cdot10^4$
		0,07	$6\cdot10^4$
Этанол	0,14	0,12	$0{,}72\cdot10^4$
		0,1	$2{,}1\cdot10^4$
		0,09	$3{,}2\cdot10^4$
		0,85	$4\cdot10^4$

на отдельные участки, что обеспечивает постоянную смоченность поверхности испарения.

Одним из вариантов конструктивного исполнения испарителя является покрытие поверхности капиллярно-пористым материалом, что позволит уменьшить количество теплоносителя и облегчит процесс испарения при малых тепловых потоках. В этом случае высота секции определяется тем, что капиллярная структура позволяет осуществлять подъем жидкости и обеспечивать требуемый расход теплоносителя в любом поперечном сечении фитиля.

Для обеспечения максимального капиллярного напора можно использовать спеченный металлический порошок. Максимальная величина капиллярного поднятия жидкости определяется по формуле Жюрена:

$$h_{max} = \frac{2\sigma\cos\theta}{\rho_l g R_{cap}},$$

а критическая плотность теплового потока в испарителе подобного типа — по выражению

$$q_{max} = \frac{2g\,(h_{max} - L_e)\,\rho_l r^* K \Pi \delta}{L_e^2\,\mu_l}.$$

Для порошковых капиллярных структур наиболее характерны следующие параметры: $\Pi = 0{,}5$, $K = 1{,}5\cdot10^{-12}$ м², $R_{cap} = 0{,}04$ мм. При толщине фитиля, равной 1,5 мм, максимальные величины плотностей снимаемых тепловых потоков можно представить данными, приведенными в табл. 2.4. Таким образом, исходя из результатов расчета, можно определить высоту секций

испарителя из металлокерамики: 0,075 м для ацетона и 0,09 м для этанола. Такой конструктивный вариант может применяться при использовании медных труб, технология напекания на которые металлического порошка хорошо отработана. При использовании конструкционного материала из алюминиевых сплавов с учетом сложности получения пористого алюминия можно рекомендовать конструкцию ТТ с гладкой внутренней поверхностью, схема которой показана на рис. 2.16, *б*. Трубки *1* служат для пропуска пара в конденсатор, а трубки *2*—для перелива избытка жидкости из одной секции в другую и поддержания ее постоянного уровня. Поскольку мощности, передаваемые тепловой трубой, значительны, для устранения взаимодействия между потоками жидкости и пара в транспортной и конденсационной зонах в паровой канал вставлена перегородка *5*, выполненная в виде металлической пластины с перфорацией в конденсационной зоне для сбора конденсата. Испаритель опытной ТТ был изготовлен из алюминиевого профиля прямоугольного сечения 30×60 мм, а транспортная зона и конденсатор — из круглой алюминиевой трубы с внутренним диаметром 23 мм. Конденсационная часть длиной 0,2 м имеет поперечное кольцевое оребрение, в качестве теплоносителей использовались ацетон и хладон-113.

Предельный передаваемый тепловой поток для ТТ с хладоном составил 700 Вт, а общее термическое сопротивление тепловой трубы — 0,085 К/Вт. Низкий уровень теплопередачи объясняется малой величиной скрытой теплоты парообразования хладона и в связи с этим высокими скоростями течения пара, который, несмотря на перегородку, увлекал жидкость в сторону конденсатора, обеспечивая коэффициент теплоотдачи 1000 Вт/(м^2·К) и препятствуя возврату жидкости в испаритель.

В случае использования в качестве теплоносителя ацетона ТТ имела общее термическое сопротивление 0,05 К/Вт (коэффициенты теплопередачи в испарителе и конденсаторе равнялись соответственно 3500 и 1500 Вт/(м^2·К)) при тепловой нагрузке 1,5 кВт. При этом отмечалась высокая изотермичность всей поверхности зоны теплоподвода: разность температур в разных точках испарителя не превышала 2 К, в том числе и в режиме запуска.

2.5. Методика проведения экспериментов на низкотемпературных тепловых трубах

Рассмотрим схему экспериментальной установки, обычно применяемой в подобных экспериментах (рис. 2.17). Исследуемая ТТ закрепляется в наклонном положении на суппорте крепежно-поворотного устройства с заданным углом наклона относительно горизонтального поло-

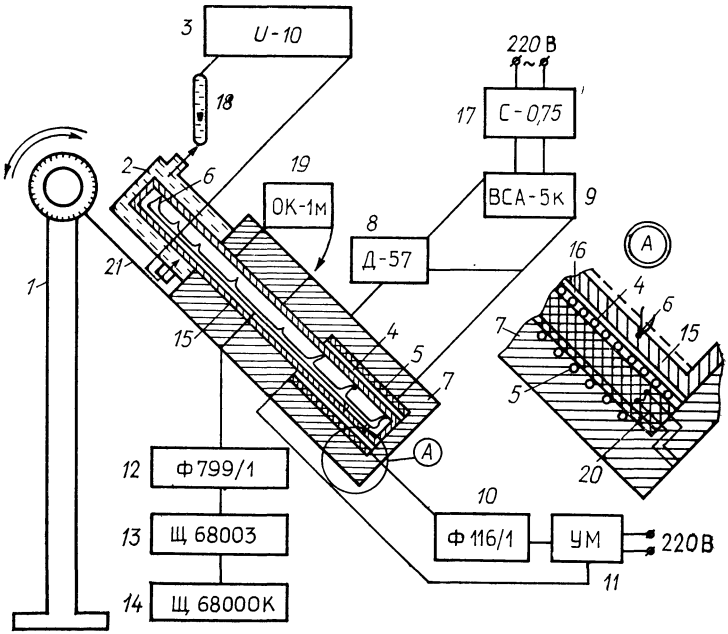


Рис. 2.17. Схема экспериментальной установки: *1* — крепежноповоротное устройство; *2* — жидкостный теплообменник; *3* — термостат; *4* — основной нагреватель; *5* — охранный нагреватель; *6* — головки термопар; *7* — теплоизоляции; *8* — ваттметр; *9* — выпрямитель; *10* — фотоэлектронный усилитель; *11* — усилитель мощности; *12* — коммутатор; *13* — вольтметр; *14* — устройство печати; *15* — ТТ; *16* — слой слюды; *17* — стабилизатор; *18* — ротаметр; *19* — оптический квадрант; *20* — дифференциальная термопара; *21* — суппорт

жения φ, который контролируется с помощью оптического квадранта ОК-4М с величиной наименьшего деления — 1 угловая минута. Для подвода тепла к испарителю ТТ используется омический нагреватель, изолированный

электрически от корпуса ТТ двумя тонкими слоями слюды. Для каждого исследуемого образца производится установка индивидуального нагревателя. Основной нагреватель покрыт слоем жаростойкой асбестовой теплоизоляции с дополнительным охранным нагревателем. Постоянное напряжение подается на основной нагреватель от выпрямителя переменного тока ВСА-5К, одного или при необходимости нескольких, включенных последовательно (ВСА-5К подключены к сети через стабилизатор напряжения). Охранный нагреватель включается при наличии сигнала от дифференциальной термопары, головки которой вставлены в слой теплоизоляции между нагревателями таким образом, что термопара фиксирует перепад температуры поперек этого слоя. Сигнал поступает на фотоэлектронный усилитель типа Ф 116/1, который управляет работой усилителя мощности, питающего охранный нагреватель. Отвод тепла от ТТ в зоне конденсации осуществляется с помощью жидкостного теплообменника, через который прокачивается охладитель (вода), подаваемый в теплообменник с помощью термостата типа U-10 для контроля температуры. При повышенных нагрузках вода подавалась от двух соединенных последовательно термостатов, для охлаждения которых использовалась водопроводная вода, температура которой равнялась 10 °С. Равномерное охлаждение потоком воды стенок конденсатора соответствует граничным условиям 3-го рода. Для обеспечения граничных условий 2-го рода поверхность конденсатора покрывалась двухмиллиметровым слоем тепловой изоляции на основе эпоксидной смолы, толщина и равномерность покрытия тщательно контролировались.

Измерение мощности основного нагревателя производится ваттметром типа Д-57. Адиабатическая зона ТТ, жидкостный теплообменник и зона испарителя с нагревателями покрыты плотным слоем теплоизоляции толщиной до 0,05 м из пенопласта и стеклоленты.

Для определения теплопередающих характеристик ТТ в процессе экспериментов измерялась температура поверхности трубы во всех ее зонах с помощью предварительно проградуированных хромель-копелевых термопар, головки которых были зачеканены в корпус ТТ. Диаметр проводов термопар составлял 0,15 мм. Нулевой спай находился в термостатируемом объеме при температуре 0 °С. Тарировка проводилась в лабораторных

условиях, при этом максимальный разброс в показаниях используемых термопар составлял 0,2 К. Термопары располагались на нижней, верхней и боковой образующих корпуса (рис. 2.17). В экспериментах с граничными условиями 2-го рода в конденсаторе на боковой образующей под слоем эпоксидного покрытия располагалось шесть равноотстоящих друг от друга головок термопар. Показания термопар фиксировались с помощью цифрового ампервольтомметра типа Щ68000 и выводились на бумагу устройством печати Щ68000 К, соединенным с ампервольтомметром через коммутатор Ф240/1, позволяющий производить опрос термопар и печать их показаний в автоматическом режиме с максимальной частотой 10 измерений в секунду. В отдельных экспериментах вместо прибора Щ68000 использовались аналогичные приборы Щ68003 или Ф-30.

Предел теплопереноса Q_{max} ТТ в данных условиях определяется следующим образом. При заданном угле наклона φ на основной нагреватель подается напряжение, при этом мощность, выделяемая нагревателем Q, регистрируется ваттметром. Одновременно в жидкостный теплообменник подается вода, температура которой подбирается таким образом, чтобы после выхода в стационарный режим температура адиабатической зоны соответствовала выбранному значению. Через 5—15 мин, когда показания ампервольтомметра перестают изменяться, производится запись сигналов термопар, т. е. измерения проводятся в стационарном режиме. После этого мощность нагревателя периодически повышается на величину ΔQ и вновь производится запись показаний термопар. Достижение величины Q_{max} фиксируется по резкому возрастанию показаний одной или нескольких термопар, что обусловлено повышением температуры стенки испарителя в результате осушения его внутренней поверхности. При необходимости уточнения Q_{max} ТТ охлаждают, снимая тепловую нагрузку, а затем повторно производят ее ступенчатый нагрев с более мелким шагом $\Delta Q'$ в установленной критической области. После получения экспериментального значения Q_{max} изменяют угол наклона ТТ, величину заправки либо рабочую температуру, и описанная процедура повторяется снова.

Коэффициенты теплопередачи в зонах испарения и конденсации определяются по средней (интегральные), а при необходимости по локальной (локальные) темпе-

ратуре поверхности соответствующих зон и по температуре стенки в адиабатической зоне:

$$\alpha_i = \frac{Q}{2\pi R_{ex} L_i^2} \int_0^{L_i} \frac{dx}{|T_i(x) - T_a|}, \quad i = e,\ c.$$

Каждая исследуемая зона ТТ подготавливалась к эксперименту следующим образом. Корпус ТТ очищался водным раствором NaOH или для случая медного корпуса раствором $CuSO_4$, затем промывался дистиллированной водой, ацетоном и этиловым спиртом. После такой очистки объем тепловой трубы откачивался с помощью вакуумного насоса до тех пор, пока величина давления не составила 6,6 Па.

Теплоноситель перед заполнением ТТ подвергался дегазации в градуированном сосуде, подключенном к вакуумному насосу. В результате откачки происходило периодическое вспенивание теплоносителя, которое прерывалось пережимом резино-вакуумного шланга, связывающего объем с насосом. При достижении состояния, когда откачка в течение 3 мин не вызывала вспенивания, теплоноситель считался дегазированным. После этого требуемое количество теплоносителя, контролируемое с помощью градуированного сосуда с минимальным делением шкалы 0,1 $см^3$, вводилось в ТТ с последующим пережимом выпускного патрубка.

Перед заправкой ТТ оснащалась термопарами и нагревателями. После проведения заправки тепловая труба устанавливалась на суппорте крепежно-поворотного устройства и покрывалась теплоизоляцией. Затем подсоединяли концы термопар, проводов нагревателей к соответствующим приборам, заземляли корпус ТТ и устанавливали жидкостный теплообменник.

В экспериментах величина максимального теплового потока, передаваемого ТТ, определялась по неограниченному росту температуры поверхности испарителя в области торца ТТ.

Глава 3

КОЛЛЕКТОРЫ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ НА БАЗЕ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

Программа разработки коллектора солнечной энергии с тепловыми трубами (КСЭТТ) включает в себя наряду с исследованиями одиночных тепловых труб комплексные исследования параметров коллекторов, разработку методики их расчета. Необходимо отметить, что методики расчета, используемые для конвективных коллекторов, не могут быть применены для коллекторов с тепловыми трубами, в которых элементы не зависят друг от друга.

Математическая модель КСЭТТ дает возможность глубже изучить специфику процессов, протекающих в коллекторе, степень их влияния на его эффективность. На основании проделанного анализа может быть разработана упрощенная методика расчета, позволяющая на инженерном уровне производить требуемые оценки. До настоящего времени в литературе нет описания законченной методики для расчета коллектора с ТТ, за исключением описания отдельных процессов, как, например, в работе [12], или представления в общем виде схемы расчета в [13].

Экспериментальные и натурные исследования коллекторов позволяют уточнять разработанные методики, проверять достоверность выводов, полученных на основании расчетов, и рассматривать технологические и технические проблемы создания реальных установок для солнечных водонагревателей.

Результаты приведенных далее натурных испытаний солнечных коллекторов с тепловыми трубами получены для серийно выпускаемых коллекторов; следующим этапом исследований будет дальнейшее совершенствование их конструкции, повышение эксплуатационных характеристик, упрощение технологии изготовления.

3.1. Математическая модель и методика расчета параметров плоского коллектора солнечной энергии с тепловыми трубами

Для более глубокого понимания процессов теплообмена, имеющих место в КСЭТТ, для дальнейшего выбора и оптимизации его параметров целесообразно провести ряд численных расчетов этих процессов. Ввиду отсутствия достаточно полных и достоверных методик расчета тепловых характеристик КСЭТТ была разработана и реализована в виде блока программ для ЭВМ математическая модель теплообмена в КСЭТТ плоского типа с однослойным стеклянным покрытием, позволяющая с достаточной точностью проследить взаимосвязь процессов кондуктивного, конвективного и радиационного теплообмена между элементами конструкции, подогреваемой жидкостью и окружающей средой. Основные элементы конструкции показаны на рис. 1.2, *б*.

Рассмотрим постановку задачи. В процессе математического моделирования характеристики тепловоспринимающей поверхности, термические сопротивления ТТ, величины плотности падающего на поверхности КСЭТТ теплового потока, расхода и температуры жидкости на входе считаются заданными.

В основу математической модели КСЭТТ положены следующие упрощающие предположения, подтвержденные рядом простых оценок:

1) внутренние коэффициенты теплопередачи в теплонагруженных зонах ТТ α_e, α_c постоянны по длине испарителя и конденсатора;

2) толщина плоского ребра δ_1 достаточно мала для того, чтобы пренебречь поперечным градиентом температуры;

3) градиентами температуры по периметру поперечного сечения ТТ также можно пренебречь;

4) площадь торцов крайних блоков КСЭТТ относительна мала, что позволяет не рассматривать потери тепла с торцов.

Запишем систему уравнений, моделирующую теплообмен в одном элементе КСЭТТ. Распределение температуры по ширине плоского ребра описывается уравнением

$$\frac{d^2T}{dx^2}\lambda_m\delta_1 = -(\tau\alpha)\,q_s + \frac{\lambda_u}{\delta_u}(T - T_a) + \alpha_{mconv}(T - T_g) + \\ + \frac{\sigma_0(T^4 - \bar{T}_g^4)}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_m} - 1} \qquad (3.1)$$

с краевыми условиями

$$\left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=0} = 0;\ T|_{x=L_p} = T_e. \qquad (3.1')$$

Соотношение баланса тепла для испарителя ТТ имеет вид

$$F_1 \equiv \alpha_e(T_e - T_v)\,\pi d L_e - (\tau\alpha)\,q_s(2L_p + d) + Q_{1los} = 0. \qquad (3.2)$$

Здесь Q_{1los} — количество тепла, Вт, теряемое с теплоприемной поверхности одной ТТ с ребрами путем теплообмена ее (конвективного и радиационного) со стеклянным покрытием и кондуктивного теплообмена через слой теплоизоляции с окружающим воздухом. Для $Q_{1\,los}$ справедливо следующее соотношение:

$$Q_{1los} = \left[\alpha_{mconv}(\bar{T} - \bar{T}_g) + \frac{\lambda_u}{\delta_u}(\bar{T} - T_a) + \right. \\ \left. + \frac{\sigma_0}{\frac{1}{\varepsilon_m} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1}(\bar{T}^4 - \bar{T}_g^4)\right] 2L_pL_e + \\ + \left[\alpha_{mconv}(T_e - \bar{T}_g) + \frac{\lambda_u}{\delta_u}(T_e - T_a) + \right. \\ \left. + \frac{\sigma_0}{\frac{1}{\varepsilon_m} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1}(T_e^4 - \bar{T}_g^4)\right] L_e d, \qquad (3.3)$$

где $\bar{T} = \int_0^{L_p} T\frac{dx}{L_p}$ — средняя температура ребра. Введем также обозначения: Q_{2los} — количество тепла, теряемое с верхней поверхности участка канала для жидкости; Q_{3los} — с нижней и задней поверхностей участка канала.

В уравнение (3.2) входит также температура насыщенного пара в тепловых трубах T_v. Получим явное выражение для T_v. Запишем два очевидных соотношения баланса тепла для конденсатора ТТ:

$$\pi d L_c \left(\frac{1}{\alpha_{exc}} + \frac{1}{\alpha_c}\right)^{-1} \left(T_v - \frac{T_{li} + T_{l0}}{2}\right) =$$

$$= Q_{2los} + Q_{3los} + (T_{l0} - T_{li})\, Gc_p;$$

$$\pi d L_c \left(\frac{1}{\alpha_{exc}} + \frac{1}{\alpha_c}\right)^{-1} \left(T_v - \frac{T_{li} + T_{l0}}{2}\right) =$$

$$= (\tau\alpha)\, q_s\, (2L_p + d)\, L_e - Q_{1los} - Q_{2los} - Q_{3los}.$$

Подставив первое из этих соотношений во второе, получим

$$T_v = \left\{\left[(\tau\alpha)\, q_s\, (2L_p + d)\, L_e - Q_{1los} - (Q_{2los} + Q_{3los}) \times \right.\right.$$

$$\times \left(1 - \frac{2C_1}{C_1 + C_2}\right)\Bigg] \frac{2C_1}{\pi d L_c} + \frac{T_{li}}{2}\left(1 + \right.$$

$$\left.\left. + \frac{C_2 - C_1}{C_1 + C_2}\right)\right\} \Big/ \left(1 - \frac{C_1}{C_1 + C_2}\right), \qquad (3.4)$$

где

$$C_1 = \frac{0{,}5}{\dfrac{1}{\alpha_{exc}} + \dfrac{1}{\alpha_c}}; \quad C_2 = \frac{Gc_p}{\pi d L_c}.$$

Соотношение баланса тепла для участка стекла, покрывающего испаритель одной ТТ с ребрами, запишем следующим образом:

$$F_2 \equiv [\alpha_{a\,conv}(\overline{T}_g - T_a) + \sigma_0 \varepsilon_g (\overline{T}_g^4 - T_\infty^4)]\, (2L_p + d)\, L_e -$$

$$- [1 - (\tau\alpha)]\, (2L_p + d)\, L_e q_s - Q_{1los} +$$

$$+ \frac{\lambda_u}{\delta_u} [2L_p L_e (\overline{T} - T_a) + L_e d\, (T_e - T_a)] = 0. \qquad (3.5)$$

В выражениях (3.3)—(3.5) $\alpha_{m\,conv}$, $\alpha_{a\,conv}$, α_{exc} — коэффициенты конвективного теплообмена, для определения которых необходимо использовать известные формулы,

приведенные в работах [49, 99]. В уравнение (3.5) входит значение эффективной температуры небосвода T_∞, которая в соответствии с данными [49] выражается через температуру воздуха T_a:

$$T_\infty = 0{,}0552 T_a^{1{,}5}.$$

Рассмотрим далее теплообмен жидкости, проходящей через участок канала, с окружающей средой. Выражения для тепловых потерь $Q_{2\,los}$, $Q_{3\,los}$ имеют вид:

$$Q_{3los} = [(2L_p + d)(L_c + h)]\left[\frac{1}{\alpha_{a\,conv}} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{\alpha_{ch\,conv}} + \frac{\delta_u}{\lambda_u}\right]^{-1}\left(\frac{T_{li} + T_{l0}}{2} - T_a\right); \qquad (3.6)$$

$$Q_{2los} = \left[\alpha_{m\,conv}(\overline{T}_{ch} - T_{g\,ch}) + \right.$$

$$\left. + \frac{\sigma_0}{\frac{1}{\varepsilon_m} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1}(\overline{T}^4_{ch} - \overline{T}^4_{g\,ch})\right](2L_p + d)L_c. \qquad (3.7)$$

Приведем далее соотношение баланса тепла для верхней стенки участка канала:

$$F_3 \equiv (2L_p + d)\, L_c \alpha_{ch\,conv}\left[\frac{T_{li} + T_{l0}}{2} - \overline{T}_{ch}\right] - Q_{2los} = 0 \qquad (3.8)$$

и для участка стекла над каналом:

$$F_4 \equiv \alpha_{a\,son}(\overline{T}_{g\,ch} - T_a) + \sigma_0 \varepsilon_g (\overline{T}^4_{g\,ch} - T^4_\infty) -$$

$$- \frac{Q_{2los}}{2(L_p + d)L_c} = 0. \qquad (3.9)$$

Приведем также некоторые дополнительные соотношения к записанной системе уравнений. Коэффициент теплообмена между стеклом и поглощающей поверхностью, обусловленный конвекцией, определяется по критериальной зависимости [49]:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha_{m\,conv} L_3}{\lambda_a} = \left(0{,}06 - 0{,}017\,\frac{\varphi}{90}\right)\mathrm{Gr}^{1/3}. \qquad (3.10)$$

Здесь

$$\mathrm{Gr} = \frac{1}{\nu_a^2} g\beta_0 (\overline{T} - \overline{T}_g) L_3^3,$$

где β_0 — коэффициент объемного расширения воздуха; L_3 — расстояние между стеклом и поглощающей поверхностью. Для расчета коэффициента теплопередачи к воздуху используем эмпирическую зависимость [49]:

$$\alpha_{aconv} = 5{,}7 + 3{,}8v.$$

Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании оребренной трубы может быть вычислен по зависимостям, приведенным в работе [99], с учетом конкретных условий обтекания. Так, для данного случая целесообразно использовать зависимость

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda_l} = 0{,}105 \left(\frac{d}{s}\right)^{-0{,}54} \left(\frac{h}{s}\right)^{-0{,}14} \mathrm{Re}^{0{,}72} \mathrm{Pr}\, k_z;$$

$$k_z = \begin{cases} 1{,}6 - 0{,}25\,(i-1), & i \leqslant 3; \\ 1, & i > 3 \ (i \text{ — номер ТТ}). \end{cases}$$

Определяющим размером для Re и Nu служит величина шага оребрения s, скорость рассчитывали в самом узком сечении. Тогда приведенный к поверхности несущей трубы коэффициент теплоотдачи α_{exc} можно выразить через α:

$$\alpha_{exc} = \alpha (S_{fin} E + S_p) \frac{1}{\pi d L_c},$$

где S_{fin}, S_p — полная поверхность и поверхность трубы, свободная от ребер, соответственно; E — эффективность ребра, определяемая по формуле

$$E = \frac{1}{h\sqrt{\dfrac{2\alpha}{\lambda_m \delta_2}}} th\left(h\sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda_m \delta_2}}\right).$$

Здесь h, δ_2 — соответственно высота и толщина ребер на поверхности конденсатора ТТ. Коэффициенты теплопередачи в тепловых трубах α_e, α_c определяются по результатам проведенных исследований. В случае необходимости вместо приведенных соотношений могут быть

использованы другие, соответствующие конкретной ситуации.

Система уравнений (3.1)—(3.10) является полной. Ее решение позволяет определить температуры элементов КСЭТТ и подогреваемой жидкости на выходе после очередного участка КСЭТТ, а также его коэффициент полезного действия в стационарном состоянии по соотношениям

$$\eta_i = \frac{(\tau\alpha)q_s(L_e + L_c)(2L_p + d) - Q_{1\,los} - Q_{2\,los} - Q_{3\,los}}{q_s(L_e + L_c)(2L_p + d)}; \tag{3.11}$$

$$T_{l0} = T_{li} + \frac{\eta q_s(L_e + L_c)(2L_p + d)}{Gc_p}. \tag{3.12}$$

Для рассмотрения блока коллекторов из N элементов указанную задачу решают N раз для каждого элемента, начиная с первого, задавая температуру воды на входе в последующий элемент равной температуре на выходе из предыдущего. В результате определяется температура жидкости на выходе из блока, и интегральный коэффициент полезного действия

$$\eta = \sum_{i=1}^{N} \eta_i / N.$$

При постановке задачи для простоты принимаем, что потери энергии путем отражения равны нулю, так же как и термическое сопротивление контакта ребро—труба. Их точный учет осуществляется без усложнения алгоритма.

Рассмотрим методику решения поставленной задачи. Основными неизвестными в системе уравнений (3.1)—(3.10) являются T_e, $\bar{T}$, $\bar{T}_g$, $\bar{T}_{ch}$, $\bar{T}_{gch}$, а основными уравнениями (3.1), (3.2), (3.8), (3.9), остальные соотношения вспомогательные. Для удобства будем рассматривать решение сформулированной задачи поэтапно, разбивая ее на несколько подзадач.

Распределение температуры по ширине плоского ребра, необходимое для установления тепловых потерь, можно определить, решив одномерную краевую задачу (3.1). Решение этой задачи при фиксированных значениях T_e, T_g в общем случае достигается численными

конечно-разностными методами. На практике, однако, чаще выполняется следующее условие:

$$T|_{x=0} - T_e \ll \overline{T} - \overline{T}_g.$$

Тогда дифференциальное уравнение (3.1) может быть решено аналитически, если его последний член приближенно представлен в виде

$$\sigma_0 \left[\frac{1}{\varepsilon_m} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right] (\overline{T}^2 + \overline{T}_g^2)(\overline{T} + \overline{T}_g)(T - \overline{T}_g).$$

Тогда уравнение (3.1) имеет следующее аналитическое решение при фиксированных $\alpha_{m\,conv}$, $\overline{T}$:

$$T = \overline{T}_g + T_r + (T_e - \overline{T}_g - T_r) \frac{ch\, mx}{ch\, mL_p}, \qquad (3.13)$$

где

$$T_r = \frac{1}{\alpha_{los}} \left[(\tau\alpha) q_s + \frac{\lambda_u}{\delta_u} (T_a - \overline{T}_g) \right]; \quad m^2 = \frac{\alpha_{los}}{\lambda_m \delta_1};$$

$$\alpha_{los} = \alpha_{m\,conv} + \frac{\lambda_u}{\delta_u} + \frac{\sigma_0 (\overline{T}^2 + \overline{T}_g^2)(\overline{T} - \overline{T}_g)}{\frac{1}{\varepsilon_m} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1}.$$

Из выражения (3.13) на основе определения $\overline{T}$ получим алгебраическое уравнение вида

$$\overline{T} = \overline{T}_g + T_r + (T_e - \overline{T}_g - T_r) \frac{1}{m} \frac{th\, mL_p}{L_p},$$

которое является трансцендентным относительно неизвестной $\overline{T}$ и с учетом соотношения (3.10) для $\alpha_{m\,conv}$ решается численно с помощью итерационной процедуры (например, методом деления отрезка пополам). Определив из этого уравнения $\overline{T}$, найдем $\alpha_{m\,conv}$, α_{los}, m и из соотношения (3.13) получим распределение температуры по ребру при фиксированных T_e, $\overline{T}_g$, позволяющее по уравнениям (3.3), (3.4) вычислить $Q_{1\,los}$ и T_v для случая $Q_{2\,los} = Q_{3\,los} = 0$.

На рассмотренном этапе решения величины T_e, $\overline{T}_g$ считались фиксированными. На самом деле это основные неизвестные для системы уравнений (3.2), (3.5). Попрежнему полагая, что $Q_{2\,los} = Q_{3\,los} = 0$, сводим систему

этих двух уравнений к задаче о минимизации функции двух переменных $\Phi_1(T_e, \bar{T}_g)$, где

$$\Phi_1 = |F_1| + |F_2|.$$

Значение Φ_1 в точке минимума должно быть равно нулю. Минимизацию Φ_1 удобно проводить с помощью стандартных численных процедур (например, методом деформируемого многогранника). На каждой итерации этой процедуры для выбранного значения аргументов T_e, $\bar{T}_g$ находятся указанным способом распределение температуры по ребру $T(x)$, тепловые потери $Q_{1\,los}$ и температура пара в тепловой трубе T_v.

В случае, когда $L_e \gg L_c$ и теплообменом канала для жидкости с окружающей средой можно пренебречь, т. е. $Q_{2\,los} = Q_{3\,los} = 0$, решение задачи может быть завершено вычислением коэффициента полезного действия этого элемента КСЭТТ η_i и температуры жидкости на выходе из него.

В противном случае необходимо перейти к решению системы уравнений (3.8), (3.9) относительно неизвестных $\bar{T}_{g\,ch}$, $\bar{T}_{ch}$ (температур участка стекла над участком канала и верхней стенки участка канала) с учетом соотношений (3.6), (3.7). Система уравнений (3.8), (3.9) сводится также к задаче о минимизации функции двух переменных $\Phi_2(\bar{T}_{ch}, \bar{T}_{g\,ch})$, где

$$\Phi_2 = |F_3| + |F_4|.$$

Значение Φ_2 в точке минимума должно быть равно нулю. Минимизация Φ_2 также проводится с помощью стандартной численной процедуры. В процессе решения этой второй задачи минимизации значение температуры воды на выходе из участка КСЭТТ T_{l0} определяем по результатам решения первой задачи минимизации. Далее по формулам (3.6), (3.7) определяются значения $Q_{2\,los}$, $Q_{3\,los}$, которые при решении первой задачи минимизации считались равными нулю. После этого первая задача минимизации решается с учетом полученных значений $Q_{2\,los}$, $Q_{3\,los}$, в результате определяется новое значение T_{l0}. Поочередно решаем первую и вторую задачи минимизации, пока отличие последующего значения T'_{l_0} от предыдущего не станет менее заданного значения допустимой погрешности ε_T.

Изложенный алгоритм реализован в виде блока про-

грамм для ЭВМ на алгоритмическом языке ФОРТРАН-IV, что позволяет проводить многовариантные расчеты КСЭТТ с различными геометрическими параметрами, разными типами используемых элементов и материалов, для любых окружающих условий.

Рассмотрим некоторые результаты расчетов КСЭТТ. На рис. 3.1 показаны зависимости локального коэффициента полезного действия и температур поглощающей

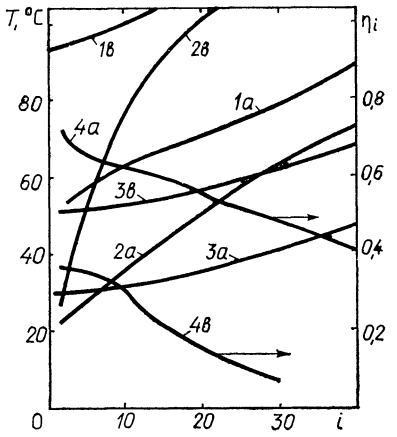


Рис. 3.1. Зависимость коэффициента полезного действия и температуры от номера термосифона в КСЭТТ (h=0,005 м): *а* — G=0,015 кг/с; *б* — 0,002 кг/с (*1* — средняя температура поглощающей поверхности; *2* — температура воды после i-го элемента; *3* — температура стекла; *4* — коэффициент полезного действия)

поверхности, нагреваемой воды и стекла от номера элемента КСЭТТ i при следующих характерных геометрических размерах и внешних условиях: R_v=6,5 мм; R_{ex}= =7,5 мм; L_e=1 м; L_c=0,08 м; δ_1=1,2 мм; L_p=85 мм; L_1=0,08 м; δ_2=1 мм; s=6 мм; h=5 мм; L_3=24 мм; φ=45; q_s=900 Вт/м^2; $(\tau\alpha)$=0,9; T_{li}=293 К; T_a=289 К; v=0; ε_g=0,86; ε_m=0,95; δ_u=0,05 м; λ_u=0,08 Вт/(м·К). Конструкционный материал — алюминий, L_1 — высота жидкостного канала, δ_2 — толщина кольцевых ребер. С увеличением номера элемента i температуры растут, при этом локальные КПД η_i снижаются. Температура поглощаемой поверхности выше температур жидкости и стекла T_{l0}, $\bar{T}_g$, причем последняя изменяется медленнее всего по длине системы. Как видно из рисунка, температура стекла T_g может быть как выше температуры жидкости, так и ниже ее.

На рис. 3.2, *в* показаны зависимости $\eta(G)$, $i(G)$ для КСЭТТ на термосифонах (ТС) и тепловых трубах с ак-

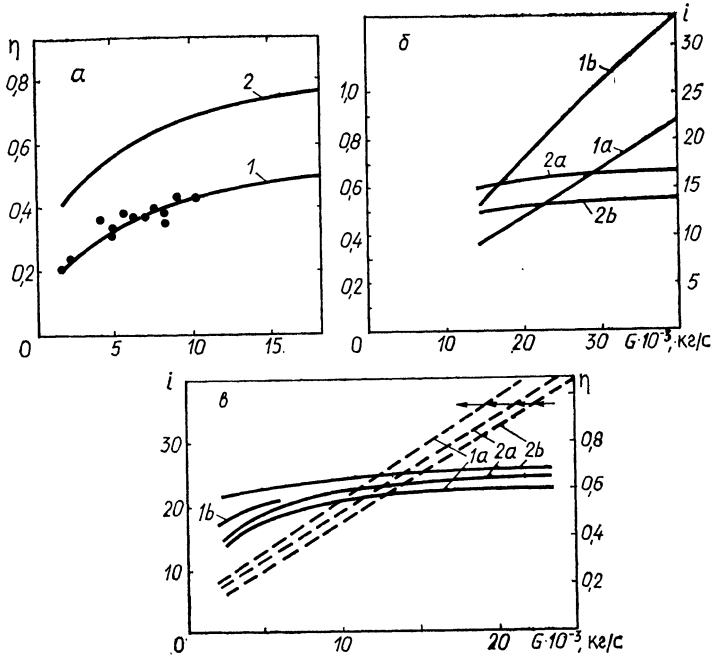


Рис. 3.2. Примеры расчетов характеристик КСЭТТ: *а* — блок из 8 элементов (*1* — термосифоны без оребрения в конденсаторе; точки — экспериментальные данные; *2* — НКТТ с оребрением); *б* — воздухоподогреватель (*а* — весенне-летний период, *b* — осенне-зимний период; *1* — зависимость $i(G)$, *2* — зависимость $\eta(G)$); *в* — подогрев воды до 60 °С (*1* — термосифоны, *2* — НКТТ; *а* — h= =0,005 м, *b* — h=0,024 м)

сиальными канавками, справедливые для случая подогрева воды до 60 °С. Из этих зависимостей можно найти число элементов (ТТ или ТС), которые необходимо скомпоновать в блок для подогрева воды с расходом G до 60 °С, и определить соответствующий интегральный коэффициент полезного действия η. Для термосифонов α_e= =1000 Вт/(м²·К), α_c=3200 Вт/(м²·К); для тепловых труб α_e=1800 Вт/(м²·К), α_c=8500 Вт/(м²·К).

Результаты численных экспериментов показывают, что при очень малых расходах G, когда наружный коэффициент теплообмена в конденсаторе ТТ относительно мал, т. е. $\alpha_{exc}<\alpha_c$, использование ТТ с аксильными канавками вместо термосифонов не приносит ощутимых

выгод. Это объясняется малым вкладом в общее термическое сопротивление собственного сопротивления тепловой трубы. В ситуации, когда $\alpha_{exc} \geqslant \alpha_c$, параметры коллектора на ТТ значительно лучше, чем на ТС. Так, в проведенных численных экспериментах (рис. 3.2, *в*) использование ТТ вместо ТС увеличивает КПД коллектора на 10—17% в зависимости от параметров оребрения, которые выбираются с учетом возможностей технологии.

Сравнение расчета КСЭТТ с экспериментальными данными, полученными в Армянском отделении ВНИИТ (г. Ереван) на блоке из 8 термосифонов в виде зависимости КПД от расхода подогреваемой воды G, представлено на рис. 3.2, *а*. Линия *1* соответствует расчету для исходных данных, приведенных выше. Разброс экспериментальных точек обусловлен изменениями погодных условий в процессе экспериментов. Сопоставление подтверждает правомерность математической модели КСЭТТ. На рис. 3.2, *а* (кривая *2*) показан расчет для случая канальных ТТ с оребренным конденсатором, когда параметры КСЭТТ близки к оптимальным. Можно отметить, что использование ТТ с аксильными капиллярными каналами вместо термосифонов целесообразно как с точки зрения увеличения КПД, так и в целях повышения изотермичности поглощающей поверхности, особенно в режиме запуска ТТ, что важно при расположении на поверхности фотоэлектрических модулей.

Рассматриваемая конструкция КСЭТТ может быть использована и для подогрева воздуха, применяемого для сушки сельскохозяйственных продуктов. Расчет характеристик воздухоподогревателя представлен на рис. 3.2, *б* для случая подогрева воздуха до 70 °С. В расчете задавались следующие параметры КСЭТТ: $R_v=6$ мм; $R_{ex}=8$ мм; $L_e=1{,}6$ м; $L_c=0{,}35$ м; $\delta_1=1$ мм; $L_p=52$ мм; $L_1=0{,}35$ м; $\delta_2=1$ мм; $s=6$ мм; $h=24{,}5$ мм; $L_3=24$ мм; $\varphi=45°$; $q_s=820$ Вт/м^2; $(\tau\alpha)=0{,}9$; $v=0$; $\varepsilon_g=0{,}86$; $\varepsilon_m=0{,}95$; $\lambda_u=0{,}08$ Вт/(м·К); $\delta_u=0{,}05$ м. Для весенне-летнего периода $T_{li}=20$ °С, $T_a=17$ °С, для осенне-зимнего $T_{li}=10$ °С, $T_a=-10$ °С. Из рис. 3.2, *б* по кривой *1а* определяем, например, что для расхода воздуха $30\cdot10^{-3}$ кг/с необходимо 17 элементов для подогрева воздуха до 70 °С, при этом интегральный коэффициент полезного действия составит 0,65 в соответствии с кривой *2а*.

Подобные расчеты для использования на практике

удобно представить в виде номограммы (рис. 3.3) для водоподогревателя, составленного из тепловых труб с аксиальными канавками и медными плоскими продольными ребрами, параметры которого совпадают с параметрами КСЭТТ, приведенными ранее (см. рис. 3.1). На рис. 3.3 показаны два семейства кривых: восходящие для зависимости $T_{l0}(i)$ и нисходящие для зависимости $\eta(i)$ (i — число ТТ в блоке). Номер кривой соответствует мас-

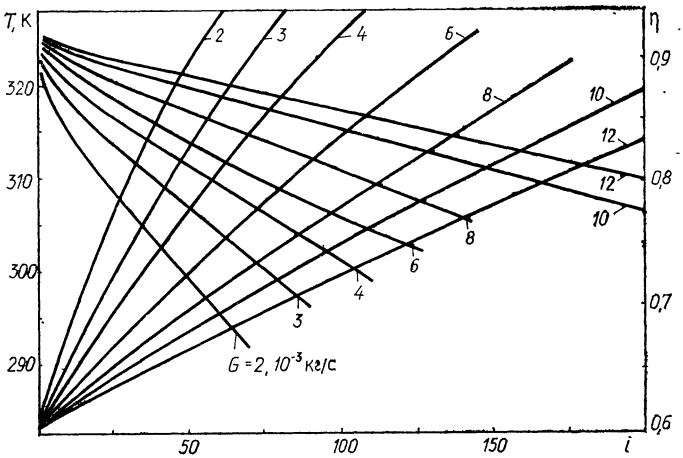


Рис. 3.3. Номограмма для определения характеристик водонагревателя на тепловых трубах (номера кривых соответствуют значениям массового расхода воды $G \cdot 10^{-3}$ кг/с)

совому расходу воды, для которого построена соответствующая расчетная кривая. Рассмотрим пример пользования такой номограммой. Пусть требуется определить для заданных условий работы КСЭТТ число его элементов i, необходимое для подогрева потока воды с массовым расходом $4 \cdot 10^{-3}$ кг/с до температуры 50 °С при входной температуре 20 °С, и интегральный коэффициент полезного действия блока η. На левой оси ординат находим точку, соответствующую 50 °С, и по восходящей кривой *4* определяем число элементов: $i=88$. Далее для этого значения i по нисходящей кривой *4* на правой оси ординат находим значение коэффициента полезного действия блока: $\eta=0{,}75$. Поскольку известно общее число элементов и площадь поверхности каждого из них, легко вычислить общую площадь поверхности блока КСЭТТ

для данного случая. Построив набор подобных номограмм, можно установить оптимальные параметры блоков КСЭТТ для подогрева воды или воздуха в конкретной технической ситуации.

3.2. Инженерная методика теплотехнического расчета коллекторов с тепловыми трубами

Приведенная выше математическая модель работы солнечного коллектора достаточно полно отражает протекающие в нем основные процессы теплопередачи и позволяет рассчитать характеристики коллекторов с высокой точностью, однако она требует высокой квалификации исполнителей и привлечения сложной вычислительной техники.

В связи с этим для инженерного расчета параметров солнечных коллекторов была разработана упрощенная методика расчета, для реализации которой пригодны более простые вычислительные средства. В ее основе лежит методика Хоттела — Уиллера — Блисса [49], использующая наряду с аналитическими и эмпирические описания рассматриваемых процессов переноса. Допущения, которые введены в дополнение к общепринятым и отражают специфику применения тепловых труб, следующие: градиент температуры вдоль поверхностей испарителя и конденсатора незначителен; жидкостный теплообменник находится в тепловом контакте только с конденсатором тепловой трубы, т. е. осевая теплопроводность корпуса ТТ не оказывает влияния на параметры теплообмена; процессы поглощения, передачи и сброса тепла в нагреваемую среду происходят в каждой тепловой трубе независимо друг от друга; поверхность жидкостного теплообменника, обращенная к потоку солнечного излучения, также является приемником энергии, причем теплообмен в нем происходит независимо от передачи тепла тепловыми трубами.

Схемы приемного элемента и участка коллектора представлены на рис. 3.4, далее они будут использованы для описания предложенной методики расчета.

Согласно базовой методике, тепловой поток, воспринятый одной тепловой трубой, имеющей в коллекторе порядковый номер k (считая от входа нагреваемой сре-

ды) и переданный ею, определяется по выражению

$$Q_{hp}^{k} = L_e F' (2L_p + d_{hp}) [q_s (\tau\alpha) - U_l (T_v - T_a)]. \quad (3.14)$$

Здесь T_v — температура пара теплоносителя внутри тепловой трубы; F' — эффективность приемной части коллектора. Преобразуя зависимость для F', приведенную в работе [49] с учетом использования тепловых труб и малости теплового сопротивления контакта ребро — труба, получаем

$$F' = \frac{1}{U_l (2L_p + d_{hp})} \left[\frac{1}{U_l (2L_p E + d_{hp})} + \tilde{R}_e L_e \right]^{-1}. \quad (3.15)$$

В результате несложных преобразований выражение (3.14) можно представить в следующем виде:

$$Q_{hp}^{k} = \frac{T_p - T_a - q_s (\tau\alpha)/U_l}{\tilde{R}_e + 1/[F' L_e U_l (2L_p + d_{hp})]}. \quad (3.16)$$

Здесь и далее будем обозначать термическое сопротивление символом $\tilde{R}$, К/Вт. Коэффициент потерь U_l в приведенных выражениях определяется суммой тепловых потерь с лицевой остекленной стороны коллектора (конвекция, излучение) U_t и с тыльной теплоизолированной стороны U_b.

Коэффициент U_t можно определить по известной формуле Клейна [49]:

$$U_t = \left(\frac{n}{(344/T_p)\,[(T_p - T_a)/(n + f_l)]^{0,31}} + \frac{1}{\alpha_a} \right)^{-1} + \\ + \frac{\sigma_0 (T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\varepsilon_p + 0{,}0425n(1 - \varepsilon_p)]^{-1} + [(2n + f_l - 1)/\varepsilon_g] - n}, \quad (3.17)$$

где $f_l = (1 - 0{,}04\alpha_a + 5 \cdot 10^{-4}\alpha_a^2)(1 + 0{,}058n)$, n — число стеклянных покрытий. Приведенная формула верна для диапазона изменения T_p 310—400 К. Коэффициент U_b определяется теплопроводностью и толщиной используемого теплоизоляционного материала.

Таким образом, пользуясь выражениями (3.15)—(3.17), можно определить как поглощенную тепловой трубой и переданную теплоносителю тепловую энергию, так и коэфициент полезного действия элемента коллек-

тора. Для расчета по приведенным формулам необходимо также знать температуру приемной поверхности T_p, так как она определяет величины потерь тепла с поверхности и, следовательно, η_k.

Температура приемной поверхности, в свою очередь, зависит от температуры и скорости протекания воды в жидкостном теплообменнике, т. е. от термического сопротивления внешнего обтекания конденсатора тепловой трубы и ее внутренних термических сопротивлений, а также передаваемого теплового потока Q_{hp}^k. Расчет процессов теплообмена в жидкостном теплообменнике не отличается от традиционного, необходимые расчетные формулы могут быть взяты из работы [49] и преобразованы с учетом $L_p=0$.

Процедура расчета параметров коллектора в целом состоит в следующем. Температура жидкости в теплообменнике на входе в элемент между k и $k+1$ тепловыми трубами T_{l0}^k. При те-

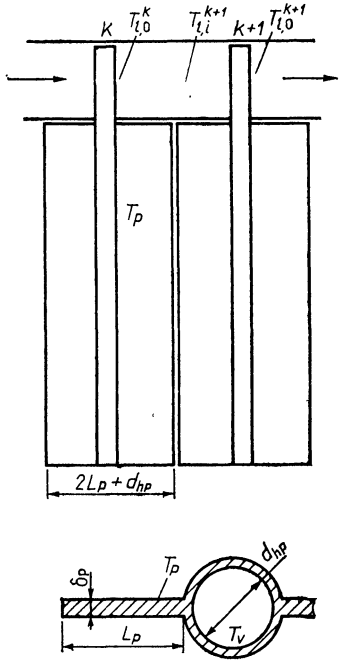


Рис. 3.4. Схемы участка коллектора с тепловыми трубами

чении вдоль этого элемента температура жидкости повышается на величину ΔT_{he} за счет поглощенной элементом энергии Q_{he}^k. Теплообмен между жидкостью и стенкой теплообменника, а следовательно, и термическое сопротивление можно определить по следующим формулам для течения жидкости в трубах сложного профиля [50]:

$$\mathrm{Nu} = 1{,}4\left(\frac{\mathrm{Re}_l L_c}{d_h}\right)^{0{,}43}\mathrm{Pr}_l^{0{,}33}\left(\mathrm{Pr}_l/\mathrm{Pr}_w\right)^{0{,}25} \qquad (3.18)$$

при ламинарном режиме течения,

$$\mathrm{Nu} = 0{,}021 \cdot 1{,}7\mathrm{Re}_l^{0,8}\mathrm{Pr}_l^{0,43}(\mathrm{Pr}_l/\mathrm{Pr}_w)^{0,25} \quad (3.19)$$

при турбулентном. При этом полагаем, что высота теплообменника равна длине конденсатора ТТ. Для тепловой трубы, имеющей индекс $k+1$, температура набегающего потока

$$T_{li}^{k+1} = T_{l0}^{k} + \Delta T_{he}.$$

За счет тепла, подведенного к жидкости тепловой трубой $k+1$, жидкость прогревается на величину ΔT_{hp}, т. е.

$$T_{l0}^{k+1} = T_{li}^{k+1} + \Delta T_{hp},$$

при переходе к следующему элементу процедура повторяется.

Характеристики теплообмена при обтекании поперечным потоком жидкости в канале неоребренных конденсаторов тепловых труб определяются по обычным выражениям, приведенным, например, в работе [51]:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}9\mathrm{Re}_l^{0,4}\mathrm{Pr}_l^{0,36}(\mathrm{Pr}_l/\mathrm{Pr}_w)^{0,25} \text{ для } \mathrm{Re}_l < 100;$$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}52\mathrm{Re}_l^{0,5}\mathrm{Pr}_l^{0,37}(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_w)^{0,25} \text{ для } 100 < \mathrm{Re}_l < 1000;$$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}26\mathrm{Re}_l^{0,6}\mathrm{Pr}_l^{0,37}(\mathrm{Pr}_l/\mathrm{Pr}_w)^{0,25} \text{ для } \mathrm{Re}_l > 1000.$$

Далее для определенных расчетным или экспериментальным путем внутренних характеристик теплообмена в тепловых трубах (т. е. $\tilde{R}_e$ и $\tilde{R}_c$) температура приемного ребра может быть определена следующим образом:

$$T_p^{k+1} = Q_{hp}^{k+1}\tilde{R}_0 + T_{li}^{k+1}, \quad (3.20)$$

где $\tilde{R}_0 = \tilde{R}_e + \tilde{R}_c + \tilde{R}_{conv}$.

Уравнения (3.16) и (3.20) решаются совместно методом интераций отдельно для тепловой трубы и теплообменника, в результате чего T_p^k и Q^k определяются для каждого элемента коллектора:

$$Q^k = Q_{hp}^k + Q_{he}^k,$$

а коэффициент полезного действия этого элемента

$$\eta_k = Q^k/[q_s(2L_p + d_{hp})(L_e + L_c)].$$

Полный КПД коллектора, состоящего из N элементов, определяется по выражению

$$\eta = \frac{\sum_{k+1}^{N} Q_{hp}^{k} + \sum_{k+1}^{N} Q_{he}}{Q_s} \quad \text{или} \quad \eta = \frac{\sum_{k+1}^{N} \eta_k}{N}.$$

Кроме перечисленных характеристик коллектора η и Q, естественно, можно рассчитать температуру выходя-

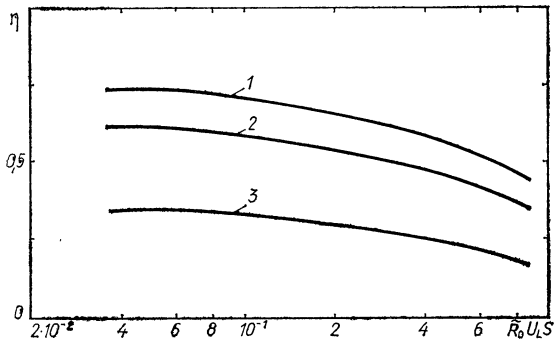


Рис. 3.5. Влияние термического сопротивления на эффективность солнечного коллектора ($q_s=900$ Вт/м^2; $T_{l,0}=60$ °С; $T_{l,i}=15$ °С): *1* — $T_l=T_a$; *2* — $T_a=25$ °С; *3* — $T_a=5$ °С

щей воды и другие требуемые параметры. По приведенной методике производится расчет мгновенных характеристик плоского коллектора, однако она может быть легко изменена для определенных усредненных параметров, если предварительно задать законы изменения поступающей солнечной радиации, температуры воздуха и т. д.

Расчетные исследования проводились для конструкции коллектора, предназначенного для натурных испытаний и имеющего следующие геометрические параметры: ширину приемного ребра $L_p=0{,}03$ м; длину испарителя ТТ $L_e=1{,}1$ м; длину конденсатора ТТ $L_c=0{,}08$ м; количество стекол $n=1$; ширину теплообменника $=0{,}04$ м; коэффициент теплообмена в испарителе ТТ $\alpha_e=1000$ Вт/(м$^2\cdot$К); коэффициент теплообмена в конденсаторе ТТ $\alpha_c=2500$ Вт/(м$^2\cdot$К); количество ТТ в одном коллекторе

(N) — 10; в качестве теплоносителя ТТ использовался хладон 113.

Как уже указывалось, в солнечном коллекторе с тепловыми трубами величины термических сопротивлений заметно выше, чем у конвективного, представляет интерес оценить их влияние на эффективность коллектора в целом. На рис. 3.5 показана зависимость КПД коллектора от его полного термического сопротивления при различных условиях. При этом целесообразно характеризовать коллектор не просто общим термическим сопротивлением одного элемента, которое, кроме того, зависит от температуры, а параметром $B=\tilde{R}_0 U_l S/N$.

Параметр B в физическом смысле выражает отношение термических сопротивлений теплопередаче от приемной поверхности до нагреваемой жидкости к термическому сопротивлению теплопередаче от приемной поверхности к окружающему воздуху. Строго говоря, в качестве $\tilde{R}_0$ необходимо рассматривать не только термические сопротивления, обусловленные различием тепловых труб, а эквивалентные сопротивления, учитывающие и поглощение тепла теплообменником, однако, как показывают расчеты, такое уточнение незначительно влияет на результат из-за небольшого относительного размера теплообменника. Рассмотрим случай нагрева воды от 15 до 60 °С для различных условий: в летний период (кривая *2*) — $T_a=25$ °С, в зимний (кривая *3*) — $T_a=5$ °С (рис. 3.5). Как видно из рис. 3.5, уменьшение параметра B существенно влияет на эффективность до достижения им значения 0,1, а его дальнейшее снижение становится нецелесообразным, так как может вызвать технические сложности при реализации.

Уменьшать величину B можно, повышая коэффициенты переноса в тепловых трубах, увеличивая количество ТТ, снижая термические сопротивления в теплообменнике и полный коэффициент тепловых потерь. Степень влияния каждого из перечисленных параметров различна, возможности воздействия ими на параметры коллектора в целом также неодинаковы. Наиболее простой путь — это снижение U_1, так как его величина в значительной степени определяется свойствами теплоизолирующего материала. Как показывает анализ порядка величин, входящих в выражение для $\tilde{R}_0$, наибольший вклад дает $\tilde{R}_{conv}$, так как размеры конденсатора ограничены и его внешняя поверхность гладкая. В этой связи для умень-

шения $\tilde{R}_0$ при невозможности развития поверхности конденсатора должен быть увеличен расход воды через теплообменник. Что касается длины конденсатора, то на первый взгляд целесообразно ее увеличить при неизменном диаметре, однако, как показывают расчеты, она имеет оптимальное значение. Для описанной конструкции, например, это значение находится в диапазоне 0,2—0,4 м, а при дальнейшем увеличении L_c начинают сказываться увеличение проходного сечения для воды (т. е. уменьшение Re_l) и рост тепловых потерь с поверхности теплообменника.

Увеличивать количество тепловых труб нецелесообразно, так как они являются наиболее дорогостоящими элементами коллектора. Уменьшить $\tilde{R}_e$ и $\tilde{R}_c$ можно использованием различного рода капиллярно-пористых покрытий (например, аксиальные канавки по всей длине ТТ, спиральная нарезка в конденсаторе термосифона) либо выполнением испарителя в виде специального профиля. Результаты таких исследований приведены в работе [52]. Как показывают расчеты, значения $B \leqslant 0{,}1$ для создаваемых коллекторов являются вполне достижимыми при существующих технологических возможностях.

Исходя из принятой расчетной методики, можно получить в явном виде выражение для широко используемой при описании характеристик солнечных коллекторов зависимости $\eta = \eta(A)$, где $A = (\bar{T}_e - T_a)/q_s$. В большинстве случаев она рассматривается в виде прямой и тогда ее можно представить следующим образом:

$$\eta = \frac{1}{L_e + L_c + C}\left\{\left[L_c F'_{he} + \right.\right.$$

$$\left. + \frac{F'_{hp} L_e}{1 + F'_{hp}(2L_p + d_{hp})(\tilde{R}_c + \tilde{R}_{conv}) L_e U_l}\right](\tau\alpha) -$$

$$- \left[L_c F'_{he} U_{lhe} + \frac{F'_{hp} L_e U_l}{1 + F'_{hp}(2L_p + d_{hp})(\tilde{R}_c + \tilde{R}_{conv}) L_e U_l}\right] \times$$

$$\left. \times \frac{\bar{T}_l - T_a}{q_s}\right\}. \qquad (3.21)$$

Здесь C — конструктивный параметр, который задает размер поверхности, не участвующей в теплопереносе, и зависит от технологии изготовления и сборки коллектора.

Учитывается, что коэффициент тепловых потерь и эффективность для испарителей тепловых труб и теплообменника могут отличаться друг от друга.

Приведенная зависимость пригодна для оценки характеристик разработанных коллекторов, однако понятие ее линейного характера дает определенную погрешность, так как многие члены, входящие в выражение (3.21), не постоянны, а зависят от температуры и режимных пара-

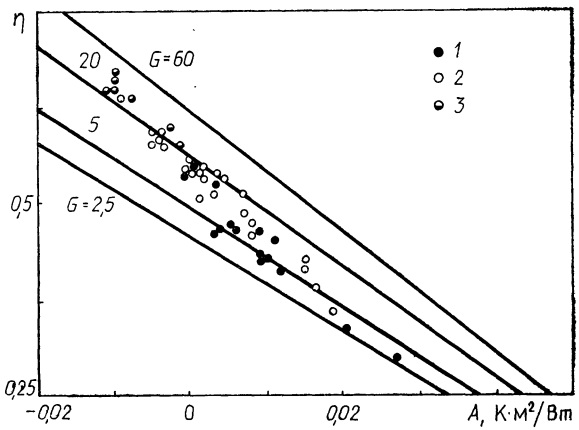


Рис. 3.6. Обобщение результатов испытаний солнечных коллекторов: *1* — G=2,5—5 г/с; *2* — 5—20; *3* — $G>20$ г/с

метров. В связи с этим были обобщены частные результаты расчета зависимости $\eta(A)$ не прямой, а параболической кривой вида

$$\eta = a + bA + cA^2, \qquad (3.22)$$

где a, b, c — коэффициенты, зависящие от массового расхода жидкости через теплообменник и, в свою очередь, аппроксимирующиеся зависимостями

$$a = a_1 + a_2 \lg G;\ b = b_1 + b_2 \lg G;\ c = c_1 + c_2 \lg G.$$

На основании этих выражений были построены характеристики для различных расходов жидкости в коллекторе (рис. 3.6). Для сравнения на рисунке представлены результаты натурных экспериментов; соответствие вполне удовлетворительное, если учитывать характер принятых допущений и используемых расчетных зави-

симостей. Кроме того, несомненно, имелись погрешности при экспериментальном определении характеристик, могли изменяться в процессе экспериментов погодные условия.

Необходимо отметить, что зависимость вида (3.22) может быть использована для расчета определенного коллектора. При изменении его геометрических размеров, характеристик составляющих элементов необходимо

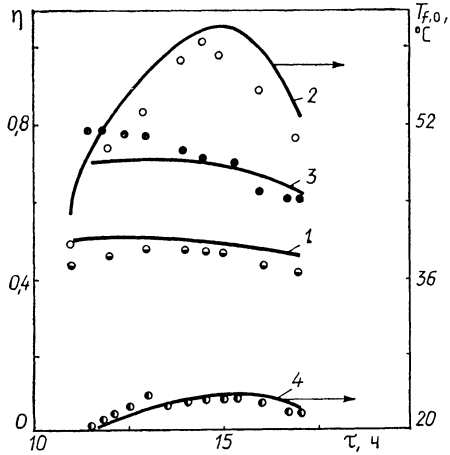


Рис. 3.7. Расчетные и экспериментальные характеристики коллектора: *1, 2* — $G=2{,}6$ г/с ($T_{l,i}=20$ °С; $T_a=27$ °С); *3, 4* — $G=17{,}6$ г/с ($T_{l,i}=14{,}5$ °С; $T_a=27$ °С)

вновь определять величины коэффициентов a, b, c, в то время как выражение (3.21) более универсально, оно позволяет производить оценочные расчеты при произвольных геометрических и режимных параметрах.

На рис. 3.7 дано сравнение расчетных и экспериментальных характеристик коллекторов в виде зависимостей температуры выходящей из коллектора воды и коэффициента его полезного действия от времени в течение дня при разных массовых расходах и при известной в каждый момент времени падающей солнечной радиации. Различие результатов расчета и эксперимента находится в пределах 10%, что позволяет рекомендовать разработанную методику для инженерных расчетов и оптимизации характеристик, прогнозирования параметров при различных режимах и внешних условиях.

3.3. Некоторые вопросы оптимизации коллекторов

В данном случае под оптимизацией будем понимать выбор размеров отдельных элементов коллекторов и таких соотношений между этими размерами, при которых обеспечивается наибольшая эффективность коллектора в целом. Очевидно, что эффективность работы также значительно зависит от эксплуатационных режимов и погодных условий.

При неизменных внешних и режимных условиях наибольшее влияние на эффективность коллектора оказывает, как было показано ранее, его термическое сопротивление. Общее термическое сопротивление отдельно взятой тепловой трубы в коллекторе с учетом внешнего теплообмена зависит не только от абсолютных величин коэффициентов теплообмена в различных зонах, но и от соотношения геометрических размеров этих зон.

Термическое сопротивление тепловой трубы может быть определено по выражению

$$\tilde{R}_0 = \frac{1}{\pi d_{in}\alpha_e L_e} + \frac{1}{\pi d_{in}\alpha_c L_c} + \frac{1}{\pi d_{ex}\alpha_{conv} L_c}.$$

Можно проанализировать вид $\tilde{R}_0$ как функцию $\tilde{R}_0(L_c/L_{hp})$. В результате оказывается, что зависимость термического сопротивления от отношения длин испарителя и конденсатора (или высоты жидкостного теплообменника) тепловой трубы имеет минимум, положение которого зависит от величин коэффициентов теплообмена в ТТ и на внешней поверхности конденсатора. Этот минимум имеет место, когда

$$L_c/L_{hp} = f_2/(1 - f_2),$$

где

$$f_2 = \sqrt{\alpha_e \left(\frac{1}{\alpha_c} + \frac{d_{in}}{d_{ex}} \frac{1}{\alpha_{conv}}\right)}.$$

Рассчитанные величины L_c/L_{hp} и $\tilde{R}_0$, соответствующие минимальному термическому сопротивлению, при заданных заранее α_c, α_e и α_{conv} приведены в табл. 3.1. Данные отражают тот факт, что общее термическое сопротивление теплообменной системы определяется зоной, в которой происходит наименее интенсивный теплообмен, в данном случае — это теплообмен на внешней поверхности конденсатора. Увеличение коэффициентов теплообме-

Таблица 3.1. **Расчет длин отдельных зон тепловых труб**

α_e, Вт/(м²·К)	α_c, Вт/(м²·К)	α_{conv}, Вт/(м²·К)	L_c/L_{hp}	$\tilde{R}_0$, К/Вт
500	2000	200	0,624	0,173
		800	0,483	0,0917
	5000	200	0,617	0,167
		800	0,460	0,084
	10000	200	0,615	0,165
		800	0,451	0,081
1000	2000	200	0,701	0,137
		800	0,569	0,066
	5000	200	0,695	0,132
		800	0,546	0,060
	10000	200	0,693	0,130
		800	0,537	0,057
2000	2000	200	0,763	0,109
		800	0,651	0,050
	5000	200	0,763	0,109
		800	0,630	0,045
	10000	200	0,761	0,107
		800	0,621	0,043

на в испарителе и конденсаторе тепловой трубы не оказывает столь существенного влияния на величину $\tilde{R}_0$, как изменение α_{conv}. Этим объясняется также то, что оптимальная зона, занимаемая конденсатором, во всех рассмотренных случаях составляет от 50 до 75% всей площади солнечного коллектора.

Очевидно, что приведенные выше результаты геометрической оптимизации мало пригодны для практических целей по следующим причинам:

1) в данном случае не учитывается теплообмен жидкости с поверхностью теплообменника, т. е. расчет пригоден только для коллектора с теплоизолированным теплообменником;

2) большие площади жидкостного теплообменника приводят к тому, что эффективность коллектора в целом снижается и его масса значительно увеличивается.

Более корректный подход к геометрической оптимизации размеров отдельных зон солнечного коллектора требует учета теплопереноса в жидкостном теплообменнике при его взаимодействии с внешней средой, особенно при приеме солнечного излучения. В этом случае за счет того, что поверхность теплообменника также является приемником солнечной энергии, общее термическое со-

противление и эффективность коллектора должны увеличиться, но в то же время возрастают и тепловые потери.

Результаты расчетов, выполненных с учетом взаимодействия теплообменника с окружающей средой, приведены на рис. 3.8, *а*. Показана зависимость эффективности коллектора с постоянными внешними геометрическими размерами от длины конденсатора ТТ для случая, когда

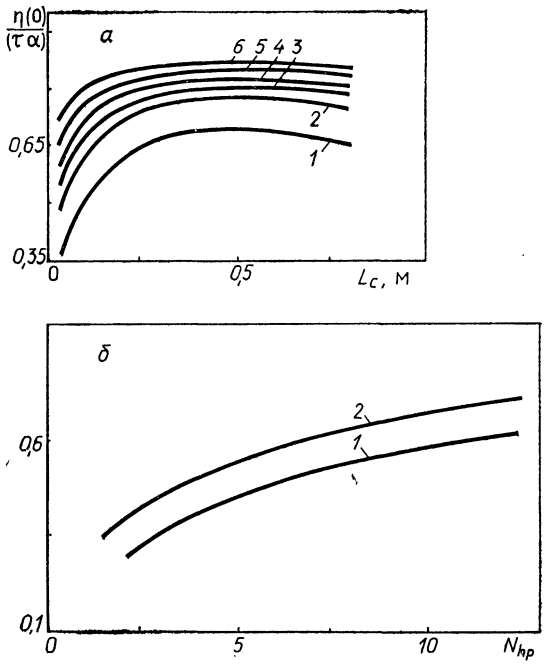


Рис. 3.8. Влияние режимных и конструктивных параметров на эффективность коллекторов: *а* — влияние длины конденсатора тепловой трубы (*1* — $G=1$ г/с; *2* — 10; *3* — 20; *4* — 40; *5* — 80; *6* — $G=100$ г/с); *б* — влияние количества тепловых труб (*1* — $G=5$ г/с; *2* — $G=20$ г/с)

средняя температура нагреваемой воды равна температуре окружающего воздуха.

В отличие от данных, приведенных в табл. 3.1, в этом случае постоянным принимается не коэффициент внешнего теплообмена в конденсаторах тепловых труб, а расход жидкости, проходящей через теплообменник. На всех кривых (рис. 38, *а*) можно отметить более или менее выраженный максимум эффективности, для рассматриваемого

мой конструкции коллектора соответствующий приблизительно длине конденсационной зоны, равной $L_c/L_{hp}=0{,}3$, независимо от расхода теплоносителя через теплообменник. В данном случае рассматривается теплообменник с неоребренными поверхностями конденсаторов тепловых труб. Очевидно, что снижение термических сопротивлений на внутренней и внешней поверхностях конденсатора приведет к смещению максимумов эффективности коллектора, при этом соответствующие размеры конденсаторов уменьшаются. Кроме того, из анализа приведенных кривых можно сделать вывод о том, что при практическом использовании коллекторов, особенно при больших расходах жидкости, можно использовать соотношение длин отдельных зон в тепловых трубах $L_c/L_{hp}=0{,}15$—$0{,}2$, что дает возможность существенно снизить массу установки.

Совершенно ясно, что эффективность коллектора должна существенно зависеть от количества используемых в нем тепловых труб, т. е. от ширины приемного ребра и суммарной площади теплообмена. При этом изменяется не только тепловая эффективность самого ребра, но и общее термическое сопротивление коллектора, поскольку примерно тот же тепловой поток необходимо передать через поверхности испарения и конденсации разной площади.

На рис. 3.8, *б* представлены расчетные зависимости $\eta(0)$ как функции количества применяемых в одном коллекторе тепловых труб. При этом ширина коллектора принимается равной 0,8 м, а высота теплообменника — 0,1 м ($\tilde{R}_0=0{,}122$ К/Вт). Как видно из рисунка, расход теплоносителя незначительно влияет на крутизну кривых, в то же время количество тепловых труб оказывает на нее существенное влияние. При этом важно отметить, что с ростом числа ТТ в одном блоке кривые становятся более пологими, так как зависимость $B(N)$ обратно пропорциональная. Для рассматриваемого коллектора, очевидно, увеличение N больше 10 вряд ли оправдано, поскольку достигаемое при этом увеличение эффективности незначительно.

Рассмотренные примеры расчетов, конечно, не охватывают всех вопросов оптимизации солнечных коллекторов как реально используемой теплообменной системы. При создании коллекторов необходимо также учитывать тепловые характеристики и стоимость составляющих его элементов, массу, в том числе и теплообменника, запол-

ненного жидкостью, возможности используемой технологии и т. д. В данной работе внимание уделено только тепловым показателям.

3.4. Натурные испытания коллекторов солнечной энергии

Натурные испытания коллекторов солнечной энергии проводились на испытательной площадке Армянского отделения ВНИИТ. Целью испытаний являлось определение основных эксплуатационных характеристик коллекторов — коэффициента полезного действия, распределения температур в зависимости от окружающих и режимных условий. В процессе испытаний измерялись плотность потока падающей солнечной радиации q_s, температура окружающего воздуха T_a, входящей и выходящей воды в теплообменнике T_{li}, T_{l0}, ее расход G и скорость ветра v. Испытываемые коллекторы были установлены под углом 45° к горизонту.

Коллектор имел следующие параметры: общие размеры коллектора 1,3×0,8×0,12 м, длина тепловой трубы 1,25 м, испарителя — 1,1 м, конденсатора — 0,08 м, диаметр трубы 20×1,5 мм, ширина плоского ребра в испарителе 0,03 м, ширина жидкостного теплообменника 0,04 м, количество тепловых труб в блоке равнялось 10. Коллектор имел однослойное стеклянное покрытие и теплоизоляцию тыльной стороны толщиной 0,05 м. Тепловые трубы изготавливались из алюминиевого сплава с продольной гофрой в испарителе и неоребренным конденсатором, в качестве теплоносителя был использован хладон 11. Покрытие приемной поверхности неселективное. Кроме одиночного солнечного коллектора испытывался блок, состоящий из четырех последовательно соединенных коллекторов.

Мгновенный коэффициент полезного действия рассчитывался по формуле

$$\eta = \frac{(T_{l0} - T_{li})}{q_s S} Gc_p.$$

Эксперименты продолжались в течение дня, при этом кроме внешних условий изменялись расход воды, проходящей через теплообменник, и ее входная температура. На рис. 3.9, *а* показаны временные зависимости потока суммарной солнечной радиации и коэффициента полез-

ного действия в течение дня для одиночного коллектора и блока, состоящего из четырех элементов. Температура воздуха в процессе эксперимента изменялась линейно от 24 до 32°. Массовый расход воды через теплообменник одиночного коллектора составлял 18 г/с, а в блоке коллекторов — 60 г/с, температура входящей воды равнялась 14 ° С.

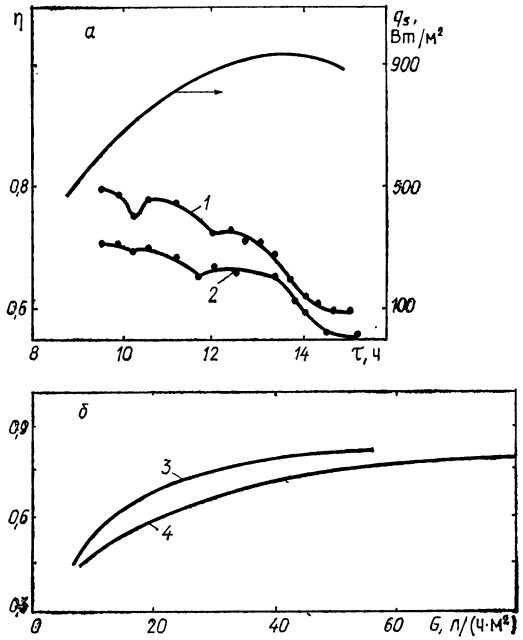


Рис. 3.9. Результаты натурных испытаний коллекторов: *а* — эффективность коллектора в течение дня; *б* — сравнение мгновенной эффективности коллектора с ТТ и конвективного (*1* — блок коллекторов; *2* — одиночный коллектор; *3* — конвективный коллектор; *4* — с тепловыми трубами)

На рисунке прослеживается тенденция снижения η при повышенной солнечной радиации, что происходит за счет роста температуры приемной поверхности. Это же наблюдается и при увеличении температуры воды, входящей в коллектор.

На рис. 3.9, *б* показана зависимость η от удельного массового расхода воды на единицу площади коллектора G, л/(ч·м²). Обобщены данные, полученные при измере-

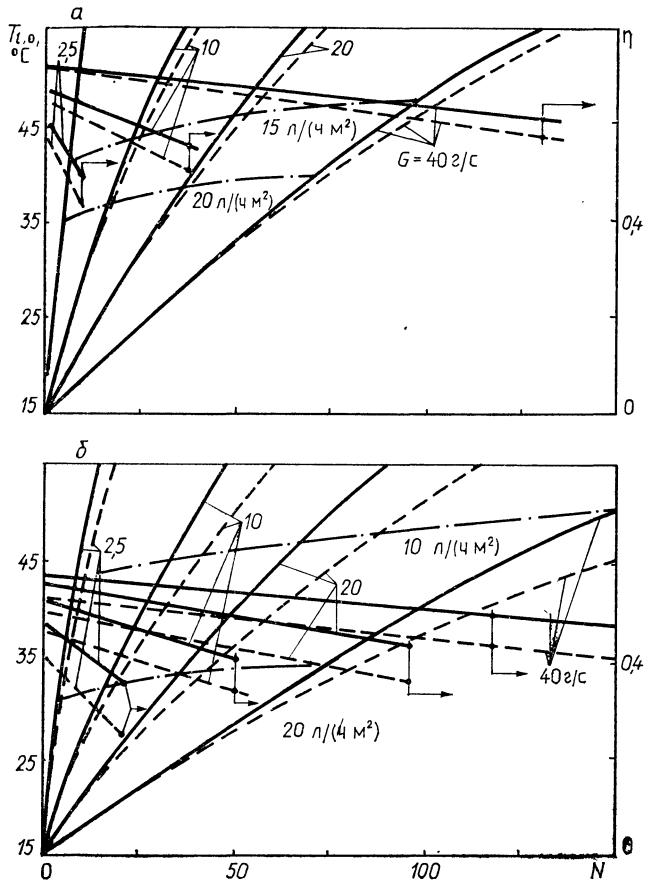


Рис. 3.10. Расчетные характеристики систем солнечных коллекторов (q_s=850 Вт/м²): сплошные линии — v=0; штриховые v=5 м/с; штрихпунктирные — температура выходящей воды при фиксированных удельных расходах (*а* — лето, T_a=25° С, $T_{l,i}$=15 °С; *б* — зима, T_a=—5 °С, $T_{l,i}$=15 °С)

ниях во временном интервале около астрономического полудня, температура входящей в коллектор воды изменялась от 14 до 25 °С, температура воздуха — от 26 до 33 °С, q_s изменялась в диапазоне 880—935 Вт/м². При больших расходах воды коэффициент полезного действия стремится к 0,75 независимо от того, испытывался одиночный коллектор или блок. Характер изменения зависимости $\eta(G)$ объясняется снижением средней температуры

тепловосприимающей поверхности с увеличением расхода подогреваемой воды. Необходимо отметить, что снижение термического сопротивления (за счет увеличения скорости прокачки воды через теплообменник) оказывает меньшее влияние на зависимость $\eta(G)$, чем снижение величины разности температур $T_{l0}—T_{li}$ с ростом G. Поэтому полученные значения слабо различаются для блока из четырех коллекторов и одного образца.

На рис. 3.9, *б* для сравнения представлена зависимость $\eta(G)$ для конвективного змеевикового солнечного коллектора, испытанного при тех же условиях, что и коллектор с тепловыми трубами. Коэффициент полезного действия конвективного коллектора несколько выше из-за более низкого термического сопротивления, однако при достаточно высоких расходах воды η_{conv} и η_{hp} практически совпадают друг с другом. Эти результаты соответствуют выводам, сделанным при расчетном моделировании работы солнечных коллекторов (см. параграф 3.2). Некоторые мгновенные характеристики коллекторов, измеренные в натурных условиях, приводились в параграфе 3.2.

На основании проведенных исследований, расчетов, результатов натурных экспериментов можно провести оценку параметров не только одиночных коллекторов, но и систем, состоящих из большого количества отдельных элементов. При требуемых входных и выходных параметрах, известных окружающих условиях это дает возможность определить размеры коллекторного поля, режимные условия эксплуатации системы.

На рис. 3.10 представлены расчетные характеристики коллекторов (температура выходящей воды и КПД в зависимости от количества задействованных тепловых труб). Их характеристики соответствуют используемым в испытанных коллекторах. Как следует из рис. 3.10, *а*, например, в летнее время при последовательном соединении 10 коллекторов, каждый из которых содержит 10 тепловых труб, вода нагревается до температуры более 45 °С при расходе 15 л/(ч·м^2) или 150 л/ч. Потребление горячей воды с расходом 10 л/ч может обеспечить один коллектор. В зимнее время (рис. 3.10, *б*) из-за роста теплопотерь параметры солнечной установки значительно снижаются, хотя и в этом случае потребитель может получать горячую воду с расходом более 10 л/(ч·м^2). Естественно, что на увеличение потерь тепла от коллектора ощутимое влияние, особенно зимой, оказывает ветер.

Глава 4

КОМБИНИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ НАГРЕВА И ОХЛАЖДЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕТРАДИЦИОННЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ И ВТОРИЧНЫХ РЕСУРСОВ

Обогрев грунта в теплицах, полов в животноводческих комплексах с использованием вторичных энергоресурсов и альтернативных источников энергии является актуальной задачей. Анализ использования энергии Солнца, грунта, грунтовых вод, биомассы [99, 101] позволяет утверждать, что они обеспечивают необходимый температурный режим в теплицах в течение года, за исключением кратковременных периодов, когда температура окружающей среды может понижаться до —15÷—20 °С. В эти периоды времени необходим дополнительный подогрев с использованием органического топлива [100].

В соответствии с планом развития энергетики стран Европейского экономического сообщества начиная с 1980 г. в них создаются крупные промышленные хозяйства с использованием двойных пленочных покрытий, предназначенные для круглогодичного выращивания сельхозпродукции с подпочвенным обогревом и подогревом воздуха при комбинированном использовании энергии альтернативных источников и вторичных энергоресурсов промышленных предприятий (отработанная вода, пар, отходящие газы и т. д.) [99]. Подобные работы проводятся в Венгрии [108]. Комбинированные системы обогрева теплиц с использованием параллельного либо последовательного включения нескольких источников энергии описаны в работе [102]. В исследовании [103] показано, что такая система обогрева может дать существенную экономию капитальных и эксплуатационных затрат. Рассмотрено совместное использование теплового насоса и солнечного коллектора [104] и проанализирована эффективность использования различных источников энергии с целью уменьшения капитальных и эксплуатационных затрат в

северных районах США [105]. В приведенных работах в основном дано описание схемы утилизации низкопотенциальных источников тепла с помощью тепловых насосов.

Рассмотрим возможность использования данных источников с помощью тепловых труб, имеющих крайне низкое термическое сопротивление [106]. Проанализируем следующие варианты обогрева грунта: 1) тепло грунта и грунтовых вод с комбинированным использованием электрообогрева в пиковые периоды; 2) тепло источников вторичных энергоресурсов (отработанная вода) [120].

Задача нагрева поверхностного слоя земли с помощью тепловых труб, погруженных в землю, проанализирована в [106]. Известно, что сезонные колебания температуры не отмечаются на глубине ниже 10 м, а суточные — на глубине более 1 м. Считая обогреваемый участок грунта полуограниченным телом и принимая его поверхность за плоскость ($y=0$) с периодически изменяющейся температурой, получаем

$$T = T_g + \sum_{n=1}^{\infty} T_n \cos(n\omega\tau - \varepsilon_n). \qquad (4.1)$$

В работе [107] определена температура грунта на глубине y от поверхности:

$$T = T_g + \sum_{n=1}^{\infty} T_n e^{-K^* y\sqrt{n}} \cos(n\omega\tau - \varepsilon_n - K^* y\sqrt{n}), \qquad (4.2)$$

где $K^* = \left(\frac{\omega}{2\varkappa}\right)^{1/2}$, для глубины y_1 и y_2 определены температуры T_1 и T_2:

$$T_1 = T_g' + \sum_{n=1}^{\infty} T_n' \cos(\omega\tau n - \varepsilon' n);$$

$$T_2 = T_g'' + \sum_{n=1}^{\infty} T_n'' \cos(\omega\tau n - \varepsilon'' n); \qquad (4.3)$$

$$T_g' = T_g'' = T_g;$$

$$T_n' = T_n e^{-K^* y_1\sqrt{n}}; \quad T_n'' = T_n e^{-K^* y_2\sqrt{n}};$$

$$\varepsilon_n' = K^* y_1\sqrt{n} + \varepsilon_n; \quad \varepsilon_n'' = K^* y_2\sqrt{n};$$

$$\frac{\ln T_n' - \ln T_n''}{y_2 - y_1} = \frac{\varepsilon_n'' - \varepsilon_n'}{y_2 - y_1} = K^* \sqrt{n} = \left(\frac{n\omega}{2\varkappa}\right)^{1/2}.$$

С помощью тепловых труб суточные и сезонные колебания температуры на поверхности почвы можно свести к минимуму и добиться стационарного распределения температурного поля, описываемого следующей системой уравнений:

$$\frac{d}{dy}\left(K\frac{dT}{d\tau}\right) = -A; \quad \frac{d^2T}{d\xi^2} = -AK; \quad \xi = \int_0^y \frac{dy}{K}, \tag{4.4}$$

решение которой при $A=0$ имеет вид

$$T = T_g + Q\xi, \tag{4.5}$$

где T_g — температура поверхности почвы; Q — тепловой поток.

Тепловые трубы, помещенные вертикально в землю на глубину 10—20 м, с горизонтально расположенными конденсаторами вблизи поверхности [106] автоматически передают тепловой поток к поверхности почвы синхронно с изменением ее температуры. Таким образом, можно добиться малых градиентов температуры на глубине 10 м, когда температуры вблизи поверхности и на глубине 10—20 м будут отличаться не более чем на 3—5°.

Рассмотрим процесс стационарного теплообмена на границе раздела земля—воздух. Суммарные теплопотери ΣQ_u в окружающую среду состоят из теплопотерь конвекцией

$$Q_{conv} = \alpha_{conv}(T_g - T_\infty)S, \tag{4.6}$$

теплопотерь излучением

$$Q_{ins} = \sigma c_1 c_2 (T_g'' - T_\infty'')S \tag{4.7}$$

и потерь за счет фазового перехода

$$Q_e = \alpha_e (T_g - T_\infty) S. \tag{4.8}$$

Суммарные потери тепла

$$\Sigma Q_u = Q_{conv} + Q_{ins} + Q_e. \tag{4.9}$$

В теплице имеются источники тепла: тепловой поток от солнечной радиации

$$Q_s = \alpha I \tau S, \tag{4.10}$$

тепловой поток за счет теплопроводности грунта

$$Q_c = \lambda_g \frac{\partial T}{\partial y}, \tag{4.11}$$

тепловой поток, выделяемый при дыхании растений:

$$Q_g = 0{,}2S' \cong 0{,}2 \text{ Вт/м}^2. \tag{4.12}$$

Суммарные поступления тепла равны

$$\Sigma Q = Q_s + Q_c + Q_g. \tag{4.13}$$

Разницу между ΣQ_u и ΣQ нужно компенсировать с помощью тепловых труб, помещенных в землю либо имеющих специальные обогреватели (ТЭНы, газовые и мазутные горелки и т. д.).

Тепловой поток, передаваемый по одной тепловой трубе, определяется по выражению

$$Q_{hp} = K(T_e - T_c) S_{hp}. \tag{4.14}$$

Число тепловых труб, установленных на единицу площади теплицы:

$$n = (\Sigma Q_u - \Sigma Q_c)/Q_{hp}. \tag{4.15}$$

Согласно данным [106], теплопотери ΣQ_{hp} в окружающую среду для зимнего периода в средней полосе страны равны приблизительно 100—200 Вт/м^2, а тепловой поток, воспринимаемый испарителем тепловой трубы, расположенным в земле на глубине 10—20 м, составляет 10—15 Вт на 1 м длины. Таким образом, имея испаритель длиной 20 м, можно обеспечить транспортировку к поверхности теплового потока до 200 Вт. При наличии тепловых грунтовых вод на данной глубине тепловой поток можно значительно увеличить (400—500 Вт) [100].

4.1. Тепло грунта и грунтовых вод в сочетании с дополнительным электрообогревом тепловых труб

В [106] приведены результаты экспериментальных исследований, проведенных в США, по извлечению тепла грунта с помощью тепловых труб (1213 шт) диаметром 33,8 мм, длиной испарителя 18,6 м и длиной горизонтально расположенного конденсатора 4,9 м. Тепловые трубы

из стали, заправленные безводным аммиаком, были установлены в грунте с шагом 610 мм и обеспечили плотность теплового потока на поверхности земли 150 Вт/м^2. В период пиковых нагрузок необходимо обеспечить дополнительный обогрев. Это можно сделать также с помощью тепловых труб, испарители которых имеют электрообогрев.

В ИТМО АН БССР проведены эксперименты по нагреву поверхностного слоя земли. На рис. 4.1, *а* показана

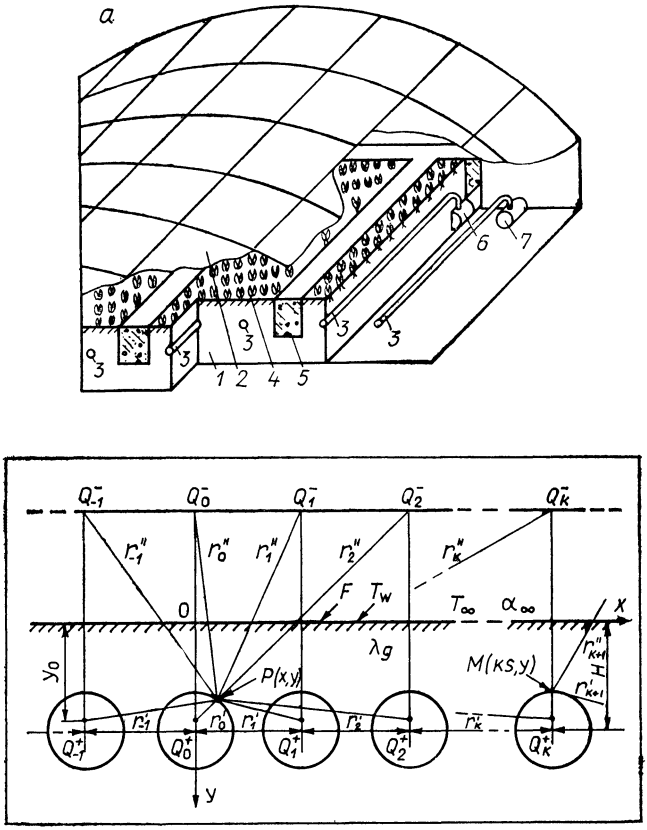


Рис. 4.1. Применение тепловых труб в теплицах: *а* — схема установки ТТ (*1* — тепловые трубы; *2* — пленочное покрытие теплицы; *3* — тепловые трубы; *4* — растения; *5* — бетонированные дорожки; *6* — конденсатор; *7* — испаритель); *б* — схема для расчета температурных полей

схема установки тепловых труб в теплице. В работе [106] приведены параметры тепловых труб и температурные поля в грунте при их установке.

Рассмотрим задачу дополнительного обогрева грунта тепловыми трубами в период пиковых нагрузок. Тепловые трубы располагаются горизонтально на глубине H от поверхности земли и имеют ТЭНы в испарительной части (электрообогрев). Задача формулируется следующим образом: в полубесконечном, однородном массиве на глубине H размещена $(2n+1)$ труба диаметром d с шагом s. На поверхности земли поддерживается постоянная температура T_g за счет теплообмена с окружающим воздухом, имеющим температуру T_∞. Тепловой поток, выделяемый тепловой трубой равномерно на всей ее длине, $Q/L=Q_L$ Вт/м.

Заменим тепловые трубы эквивалентными источниками с линейной плотностью тепловыделения Q_L^+ той же интенсивности и дополним систему стоками с Q_L^-, расположенными зеркально-симметрично относительно поверхности земли. Для решения задачи применим принцип суперпозиции температурных полей отдельных источников и стоков [110] (рис. 4.1, *б*).

Для любой точки $P\,(x, y)$, принадлежащей поверхности i-й трубы, имеющей постоянную температуру:

$$\theta_i = \theta_i^+ (y_0 r_i') + \theta_i^- (y_0 r_i'') = \frac{Q_i}{2\pi\lambda_g} \ln \frac{r_i''}{r_i'}; \qquad (4.16)$$

$$\theta(P) = \Sigma\theta_i = \frac{Q_L}{2\pi\lambda_g} \sum_{i=-n}^{n} \ln \frac{r_i''}{r_i'}, \qquad (4.17)$$

термическое сопротивление

$$\tilde{R}^* = \frac{1}{2\pi\lambda_g} \ln \left[\prod_{i=-n}^{n} \frac{r_i''}{r_i'} \right]. \qquad (4.18)$$

Здесь θ_i — разность температур $(T_i - T_g)$; T_g — температура поверхности земли; y_0 — расстояние от поверхности до эквивалентного источника; r', r'' — расстояние от источника и стока соответственно; i — номер тепловой трубы.

Для любой из $(2n+1)$ тепловых труб можно записать:

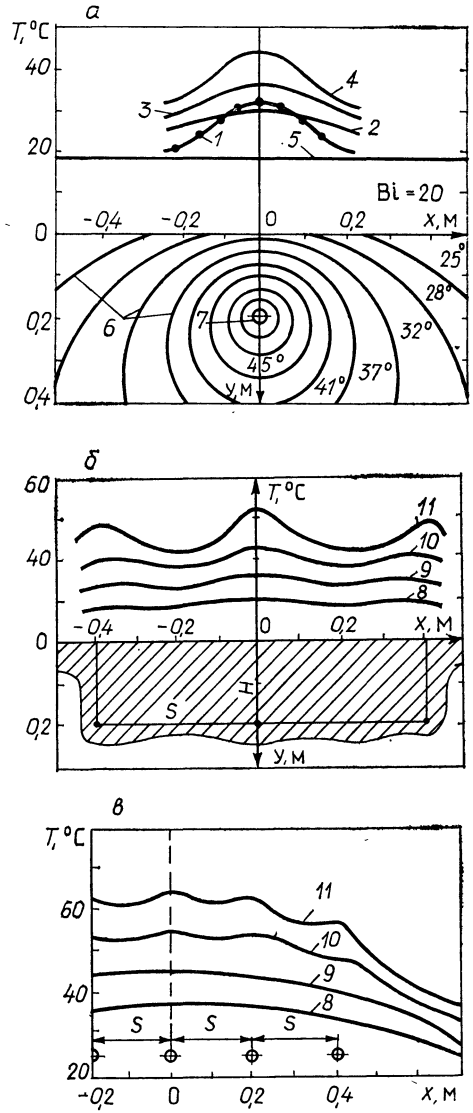


Рис. 4.2. Распределение температур в грунте (λ_g=1,0 Вт/(м·К); α_∞10 Вт/(м²·К); d=0,02 м; T_∞=19 °С; L=6 м; H=0,2 м): *а* — одиночная тепловая труба; *б* — три ТТ (Q_L=60 Вт/м); *в* — пять ТТ (s=0,2 м, T_0=80 °С): *1, 3* — y=0,05 м; *2* — 0; *4* — 0,1; *5* — T_a; *6* — изотермы (расчет); *7* — тепловые трубы; *8* — y=0 м; *9* — 0,05; *10* — 0,1; *11* — y=0,15 м; *1* — эксперимент при Q_L=100 Вт/м

$$\frac{r_i''}{r_i'} = \sqrt{\frac{(is-x)^2+(y_0+y)^2}{(is-x)^2+(y_0-y)^2}}. \qquad (4.19)$$

Для точки M, принадлежащей изотермической поверхности k-й тепловой трубы, имеем координаты $x = ks$ и $y = H - P$, а $y_0 = \sqrt{H^2 - R^2}$.

Тогда

$$\theta_k(M) = \frac{Q_L}{2\pi\lambda_g} \ln \prod_{i=-n}^{n} \left[\frac{(is-x)^2+(y_0-y)^2}{(is-x)^2+(y_0-y)^2} \right]^{1/2}. \qquad (4.20)$$

Откуда определяются термическое сопротивление k-й тепловой трубы в массиве:

$$\tilde{R}_k^* = \frac{\theta_k}{Q_L} = \frac{1}{2\pi\lambda_g} \times \qquad (4.21)$$

$$\times \sum_{i=-n}^{n} \ln \sqrt{\frac{(i-k)^2 s^2 + [\sqrt{H^2-R^2}+(H-R)]^2}{(i-k)^2 s^2 + [\sqrt{H^2-R^2}-(H-R)]^2}}, \qquad (4.21)$$

температура k-й тепловой трубы:

$$T_k = T_g + \frac{Q_L}{\tilde{R}_k^*} \qquad (4.22)$$

и безразмерное температурное поле в обогреваемом массиве:

$$\frac{T(x,\ y) - T_g}{T_0 - T_g} = \qquad (4.23)$$

$$= \frac{\ln \prod_{i=-n}^{n'} \sqrt{\dfrac{(is-x)^2+(\sqrt{H^2-R^2}+y)^2}{(is-x)^2+(\sqrt{H^2-R^2}-y)^2}}}{\ln \prod_{i=-n}^{n} \sqrt{\dfrac{(i-k)^2 s^2 + [\sqrt{H^2-R^2}+(H-R)]^2}{(i-k)^2 s^2 + [\sqrt{H^2-R^2}-(H-R)]^2}}}.$$

При $H/R \ll 1$ и $s/R \ll 1$ выражения (4.21)—(4.23) упрощаются и для центральной трубы могут быть записаны в виде [111]

$$R_0^* = \frac{1}{2\pi\lambda_g} \left\{ \ln \frac{2H}{R} + \sum_{i=1}^{n} \ln \left[1 + \left(\frac{1}{i} \right)^2 \left(\frac{2H}{s} \right)^2 \right] \right\}. \qquad (4.24)$$

Используя разложение в ряд функций гиперболического синуса, получаем

$$R_0^* = \frac{1}{2\pi\lambda_g} \ln\left[\frac{s}{\pi R} sh\left(2\pi \frac{H}{s}\right)\right]; \qquad (4.25)$$

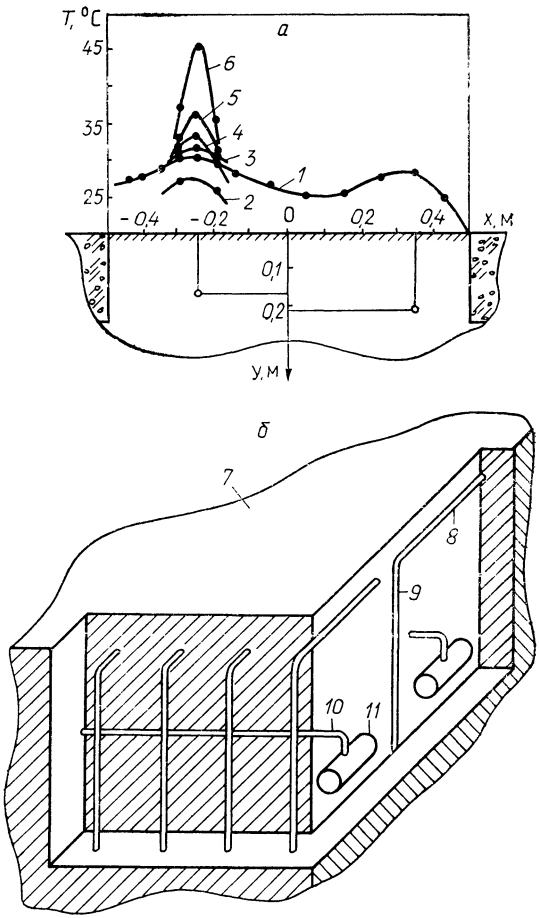


Рис. 4.3. Температурные поля (*а*) (данные получены в теплице ЦБС АН БССР через 5 ч после включения тепловых труб) и схема аккумуляций тепла (*б*) в теплицах: *1, 3* — y=0,05 м; *2* — 0,25; *4* — 0,2; *5* — 0,1; *6* — y=0,15; *7* — обогреваемый участок; *8, 9* — конденсатор и испаритель обогревающей ТТ трубы; *10, 11* — конденсатор и испаритель ТТ для зарядки аккумулятора

$$\frac{T(x,\ y)-T_g}{T_0-T_g}= \tag{4.26}$$

$$=\frac{\ln \prod_{i=-n}^{n}\left[\frac{(is-x)^2+(\sqrt{H^2-R^2}+y)^2}{(is-x)^2+(\sqrt{H^2-R^2}-y)^2}\right]}{2\ln\left[\frac{s}{\pi R}sh\left(2\pi\frac{H}{s}\right)\right]}.$$

На рис. 4.2 представлены результаты экспериментальных и расчетных данных о температурном поле в различных сечениях, параллельных поверхности земли. На рис. 4.3, *а* представлены экспериментальные данные исследования поля температур в теплице ЦБС АН БССР.

Тепловые трубы с электрообогревом можно использовать в ночное время для аккумуляции тепла, которое днем будет обогревать поверхностный слой теплицы с помощью вертикальных тепловых труб (рис. 4.3, *б*).

4.2. Тепло вторичных энергоресурсов (теплотрассы)

Сухой тепловой контакт тепловых труб с трубопроводами горячей воды, газопроводами и т. д. позволяет создавать системы обогрева теплиц от тепла вторичных энергоресурсов. На рис. 4.4 показана схема соединений системы тепловых труб с теплотрассой. При передаче тепла перепад температур вдоль тепловой трубы будет небольшим, однако необходимо принимать специальные меры для снижения термического сопротивления в зоне контакта трубопровода и испарителя ТТ.

Отбор тепла воды теплотрассы может быть осуществлен путем прокачки части потока по трубам, уложенным в грунте теплицы в непосредственной близости или даже на значительном удалении от источника тепла. При такой системе обогрева почвы трудно обеспечить равномерное распределение температуры и тепловых потоков на всей площади теплицы из-за охлаждения теплоносителя, кроме того, в этом случае увеличивается гидравлическая нагрузка на трубопровод. Уменьшение гидравлических потерь и увеличение изотермичности наблюдаются при использовании специального теплообменника, в котором расположены испарители тепловых труб.

Более полное извлечение энергии с одновременным

повышением температурного уровня энергии от данного низкопотенциального источника может быть достигнуто введением в схему обогрева между теплообменником и тепловыми трубами теплового насоса. Привод теплового насоса расходует электроэнергию или дизельное топливо, а его установка повышает капитальные затраты на созда-

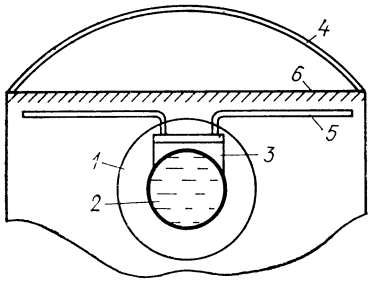


Рис. 4.4. Схема соединения тепловой трубы с теплотрассой: *1* — теплоизоляция; *2* — трубопровод; *3* — испаритель; *4*— покрытие; *5* — конденсатор; *6* — обогреваемый участок грунта

ние системы обогрева, но при этом отпадает необходимость в дополнительном электрообогреве в зимний период при низких температурах воздуха.

Целесообразность выбора той или иной схемы использования вторичного тепла должна быть обоснована экономическими и теплогидравлическими расчетами в каждом конкретном случае. Применение тепловых труб в схемах утилизации вторичного тепла требует знания закономерностей их работы в данных условиях. Ниже с помощью расчетов на микроЭВМ на основе зависимостей (4.21)—(4.23) проанализировано влияние конструктивных и теплогидравлических параметров используемых тепловых труб на распределение температур и тепловых потоков в пределах обогреваемого участка теплицы.

На рис. 4.5 показано влияние линейной плотности тепловыделения тепловой трубы на температурное поле в обогреваемом массиве и на температуру стенки ТТ. С увеличением линейной плотности тепловыделения температура почвы в заданном сечении увеличивается по закону, близкому к линейному. При этом видно, что в сухом грунте (λ_g=0,85 Вт/(м·К)) тепловыделения, превышающие 100 Вт/м, приводят к существенному возрастанию температуры стенки трубы и могут отрицательно повлиять на функционирование корневой системы растений. Во влажном грунте температура в окрестности теп-

ловой трубы снижается. На рис. 4.6, *а* показано влияние теплопроводности грунта на распределение температуры в различных сечениях обогреваемого массива над тепловой трубой. Снижение температуры в районе ТТ в определенной степени происходит и при увеличении коэффициента теплоотдачи с поверхности обогреваемого участка.

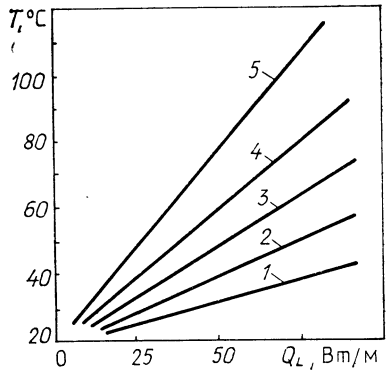


Рис. 4.5. Влияние линейной плотности тепловыделения на уровень температур в сечении $x=0$ и на температуру стенки средней тепловой трубы при обогреве почвы тремя трубами в стационарном режиме: *1* — $y=0$ м; *2*—0,05; *3*—0,1; *4* — $y=0{,}15$; *5* — температура стенки ($d=0{,}02$ м; $H=0{,}2$ м; $s=0{,}2$ м; $\alpha_\infty=10$ Вт/(м²·К); $T_\infty=19$ °С; $\lambda_g=0{,}85$ Вт/(м·К))

Однако уже при $\alpha_\infty=10$ Вт/(м²·К) это влияние становится незначительным (рис. 4.6, *б*).

Конфигурация температурного поля значительно зависит от глубины заложения обогревающей трубы. На рис. 4.7, *а* показано распределение температуры в почве в зависимости от величины заглубления H. Из-за относительно низкой теплопроводности даже влажного грунта вблизи тепловой трубы возникают значительные градиенты температуры, поэтому при создании таких систем обогрева необходимы дополнительные исследования по определению влияния температурных полей на процессы развития корневой системы и роста самого растения в условиях подпочвенного обогрева.

Температуры и температурные градиенты в почве теплиц могут быть уменьшены снижением удельных тепловых затрат на тепловых трубах, уменьшением шага размещения отдельных нагревателей, увеличением диаметра конденсаторов тепловых труб. Как следует из рис. 4.7, *б*, при увеличении диаметра обогревателя отмечается резкое снижение температуры его стенки. С другой стороны, как показано в работе [112], диаметр тепловой трубы оказывает наиболее существенное влияние на внутренние

процессы теплопереноса в рассматриваемых устройствах и определяет основные геометрические параметры конструкции. При этом предельный тепловой поток, передаваемый тепловой трубой, определяется по соотношению

$$Q_{\max}^2 \frac{1}{2\rho_v r^{*2}} \left\{ \frac{\xi_1 L_1}{D_1 S_1^2} + \frac{\xi_2 L_2}{D_2 S_2^2} + \frac{\xi_3 Z_3}{D_3 S_3^2} \times \right.$$

$$\times \left[\frac{1 - \left(\frac{\mathrm{Re}_0}{\mathrm{Re}_3} \right)^{1/4}}{\frac{11}{4} \left(1 - \frac{\mathrm{Re}_0}{\mathrm{Re}_3} \right)} + \right.$$

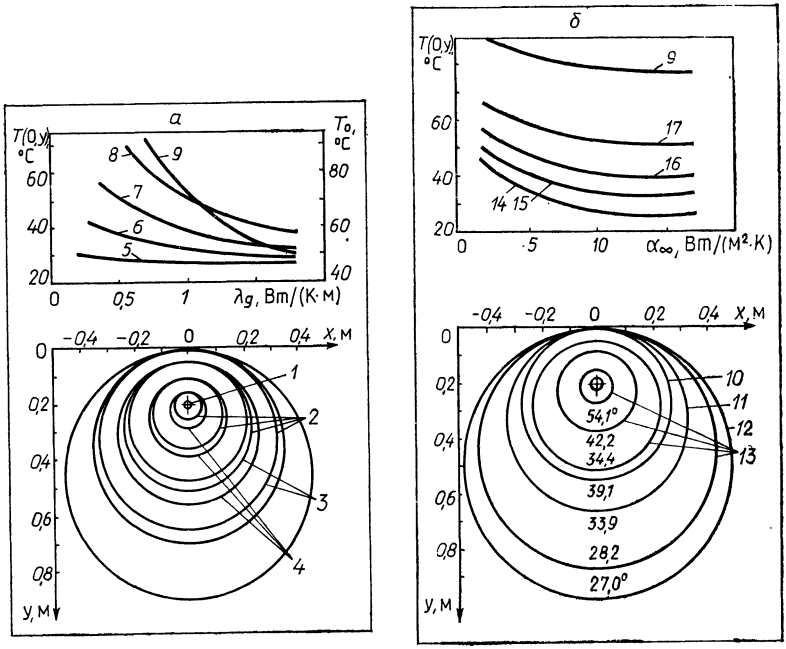


Рис. 4.6. Влияние коэффициента теплопроводности грунта (*а*) и коэффициента теплоотдачи с его поверхности (*б*) на температурное поле тепловой трубы: $d=0{,}02$ м; $H=0{,}2$ м; $\alpha_\infty=10$ Вт/(м²·К); $Q_L=80$ Вт/м; $T_\infty=19$ °С; *1* — тепловая труба; *2* — $\lambda_g=0{,}7$ Вт/(м·К); *3* — 1; *4* — 1,5; *5* — $y=0$ м; *6* — 0,05; *7* — 0,1; *8* — 0,15; *9* — температура стенки; *10* — $\alpha_\infty=3$ Вт/(м²·К); *11* — 5; *12* — 10; *13* — $\alpha_\infty=12$; *14* — $y=0$ м; *15* — 0,05; *16* — 0,1; *17* — $y=0{,}15$

$$+\frac{17{,}5S_3\,\mathrm{Re}_0^{1/4}\,(1-c_3)\left(1+\dfrac{\mathrm{Re}_0}{\mathrm{Re}_3}\right)}{2\pi L_3 D_3}\Bigg]+\frac{\xi_4\,(L_3-Z_3)}{4D_3S_3^2}\times$$

$$\times\left(c_3+\frac{\mathrm{Re}_0}{\mathrm{Re}_3}\right)+\left[\frac{1}{S_1^2}\left(1-\frac{S_1}{S_0}\right)+\frac{0{,}105}{S_1^2}+\right.$$

$$\left.+\left(1-\frac{S_2}{S_1}\right)+\frac{1}{2S_3^2}\right]\Bigg\}+Q_{\max}\frac{128\nu_l L_5}{\pi r^{*}d_5^4}+$$

$$+\rho_l g L_3\sin\varphi=\rho_l g H_{\max}\cos\varphi. \qquad (4.27)$$

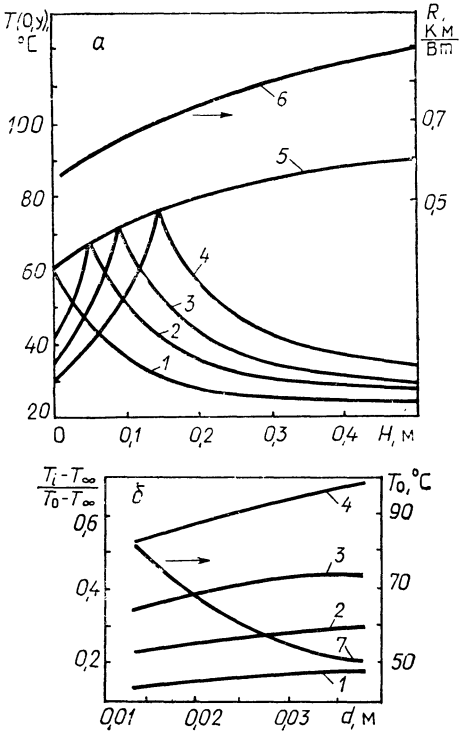


Рис. 4.7. Зависимость температуры стенки и термического сопротивления тепловой трубы от глубины залегания (*а*) и влияние диаметра конденсатора на температурное поле (*б*) ($Q_L=80$ Вт/м; $\alpha_\infty=10$ Вт/(м²·К); $\lambda_g=0{,}85$ Вт/(м·К); $T_\infty=19$ °С; $d=0{,}02$ м): *1* — $y=0{,}0$ м; *2* — 0,05; *3* — 0,1; *4* — $y=0{,}15$; *5* — температура стенки; *6* — термическое сопротивление; *7* — $T_0=f(d)$

Помимо градиентов температуры, вызываемых наличием сосредоточенного источника тепловыделения, на неравномерность температурного поля влияют краевые эффекты из-за ограниченности обогреваемого участка и конечного числа устанавливаемых ТТ. При установке 15 и более тепловых труб с шагом 0,2 м, т. е. при ширине обогреваемого участка 3 м и более, в середине участка краевые эффекты практически не проявляются. Аналогично с помощью зависимостей (4.21), (4.23), (4.27) могут быть рассмотрены и другие случаи, связанные с изменением параметров обогревателей, геометрических размеров теплицы, свойств грунта.

Следует отметить, что в успешном решении поставленной задачи значительную роль могут сыграть системы обогрева, в которых используются тепловые трубы специальной конструкции, разработанные в ИТМО АН БССР [113—116]. Проведенный анализ охватывает только технические аспекты применения ТТ в комбинированных системах обогрева защищенного грунта при использовании вторичных энергоресурсов и альтернативных источников энергии. Расчетные соотношения, приведенные в работе, в целом удовлетворительно совпадают с результатами экспериментального исследования по обогреву почвы, проведенного совместно с ЦБС АН БССР, и могут служить основой дальнейшей разработки систем обогрева почвы в теплицах.

4.3. Тепло биомассы и биогаза

Для каждого из регионов страны свойственны свои альтернативные источники энергии. Так, например, для западноевропейской части СССР наиболее характерный источник энергии — биомасса (биогаз). Для республик Средней Азии и Кавказа, а также для юга Украины основным источником энергии является Солнце, для Камчатки и Сахалина — геотермальные воды и т. д. Для Белоруссии отходы органического происхождения могут составить существенную часть энергоресурсов в сельском хозяйстве. В настоящее время практический интерес представляет также использование дешевой электроэнергии в ночное время для нагрева аккумуляторов тепла с последующим использованием этой энергии для обогрева теплиц и других сельскохозяйственных помещений.

В силу ряда особенностей использования биомассы в колхозах и совхозах установки, утилизующие биомассу, должны быть относительно небольшими и дешевыми. Общее для всех указанных выше источников энергии, включая и электрообогрев с аккумуляторами тепла,— небольшая плотность тепловых потоков и низкий температурный потенциал. Для использования таких источников с целью обогрева или охлаждения земли и воздуха необходимо иметь развитую поверхность теплообмена в теплообменниках и низкое термическое сопротивление. Одним из альтернативных вариантов таких теплообменных систем являются тепловые трубы. Перспективно сочетание ТТ с тепловыми насосами.

В Институте тепло- и массообмена АН БССР разрабатываются тепловые трубы и теплообменные устройства на их основе, которые можно использовать для создания оптимального микроклимата в теплицах и животноводческих комплексах. Источниками энергии для таких теплообменных устройств могут быть Солнце, теплота грунта, грунтовые воды, биомасса, вторичные энергоресурсы промышленных предприятий. Создаваемые в ИТМО АН БССР теплотехнические устройства на базе тепловых труб можно разделить на системы с вынужденной конвекцией и естественной конвекцией нагреваемой и охлаждаемой сред.

К системам с вынужденной конвекцией относятся теплообменники на базе ТТ, разработанные для систем микроклимата животноводческих комплексов, а также солнечные коллекторы — водо- и воздухонагреватели [52, 117]. К системам с естественной конвекцией можно отнести тепловые трубы, используемые для нагрева и охлаждения (замораживания) грунта, воздуха, охлаждения фотоэлектрических элементов, тиристоров и т. д. [118]. Тепловые трубы в сельском хозяйстве можно применять также в сушильных аппаратах, когда необходимы режимы сушки (сушка льна, табака и т. д.), а также целесообразна утилизация тепла отработанного влажного воздуха.

Остановимся более подробно на системах с естественной конвекцией нагреваемой и охлаждаемой сред. Рассмотрим в качестве источника энергии биомассу [119], а также комбинированную систему биомасса—органическое топливо либо биомасса—аккумуляторы тепла с электрообогревом в ночное время. Известные в настоящее

время установки для переработки биомассы в биогаз представляют собой плотно закрытый сосуд, рассчитанный на небольшое избыточное давление. Стоимость установки для получения биогаза в сельских условиях составляет приблизительно 2000 руб., срок окупаемости менее года [119]. Таким образом, данные установки не требуют больших капитальных затрат.

Оптимальная температура реактора составляет 54—68 °С, некоторые типы биореакторов рассчитаны на рабочую температуру 25—30 °С. С помощью тепловых труб можно поддерживать нужную температуру процесса окис-

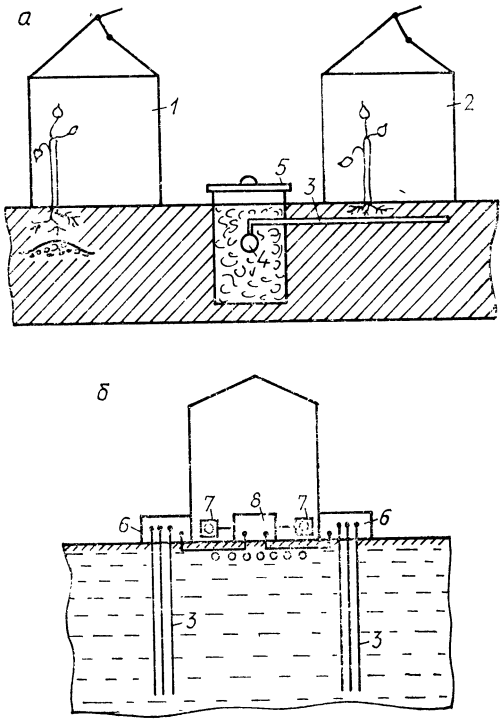


Рис. 4.8. Схематическое изображение теплиц, обогреваемых за счет альтернативных источников тепла: *а* — нагрев за счет тепла биомассы; *б* — с использованием тепловых насосов (*1* — теплица обычного типа; *2* — обогреваемая тепловыми трубами за счет тепла биомассы; *3* — ТТ; *4* — испаритель ТТ; *5* — объем с биомассой; *6* — испарители теплового насоса; *7* — ТТ, обогревающие воздух в теплице; *8* — тепловой насос)

ления, используя газ в качестве топлива. Соединение утилизаторов и аккумуляторов биомассы и аккумуляторов тепла с системами обогрева теплиц и парников позволяет комплексно использовать энергию биологических процессов как для получения газа, так и для подпочвенного обогрева во время активного биологического процесса. В этой связи тепловые трубы как теплопередающие устройства, транспортирующие тепловой поток от источника тепла (резервуар с биомассой) к поверхностному слою почвы, представляют несомненный интерес. Рассматриваемую задачу можно разделить на две подзадачи: 1) утилизация энергии биологического процесса окисления биомассы; 2) утилизация тепла при сжигании биогаза (возможно использование аккумуляторов тепла). Остановимся кратко на анализе указанных вариантов утилизации энергии биомассы применительно к обогреву почвы в теплицах с использованием ТТ. Рассмотрим обогрев защищенного грунта тепловыми трубами от емкости с биомассой.

На рис. 4.8, *а* показан поперечный разрез теплицы. Рядом расположен бункер-накопитель биомассы, в котором помещены испарители тепловых труб. Горизонтально расположенные конденсаторы ТТ выведены из бункера и помещены в защищенный грунт теплицы. Во время окисления биомассы теплота, выделяемая в бункере, с высокой термодинамической эффективностью передается к поверхностному слою грунта, нагревая его. Бункер для биомассы периодически заполняется отходами органического происхождения — выжимками яблок и слив, навозом и т. д. По данным одной из французских биологических лабораторий [99], для обогрева 200 м^2 теплицы в течение 500 ч требуется около 20 т компоста при капитальных затратах на строительство и эксплуатацию теплицы 22 франка на 1 м^2. Окупаемость затрат осуществляется за два года эксплуатации. Поскольку температурный потенциал, получаемый при окислении биомассы, невысок (15—20 °С), целесообразно использовать его в основном для нагрева защищенного грунта либо вместе с тепловыми насосами для нагрева воздуха.

Для практики представляет интерес обогрев воздуха и грунта с помощью биогазовой установки с аккумулятором тепла. При сжигании биомассы мы можем либо непосредственно нагревать поверхностные слои земли, либо аккумулировать теплоту в аккумуляторе с последующим

ее использованием. В качестве теплоаккумулирующих насадок в аккумуляторах тепла можно применять вещества с большой удельной теплоемкостью (вода, каменная щебенка, галька и т. д.), претерпевающие фазовый переход типа плавление-затвердевание с поглощением-выделением большого количества теплоты (парафин и т. д.), обладающие значительными экзо- и эндотермическими химическими реакциями (глауберова соль и др.), а также вещества, при растворении которых выделяется много тепла.

Например, вещество $H_2+\mathrm{CaLa}(n_i m_i)_5$ позволяет аккумулировать до 670 Дж/см^3 энергии, а фазопеременное вещество типа $[CH_3CO_2Na\cdot 3H_2O]$ при температуре 58 °С — до 340 Дж/см^3. Одной из дешевых теплоаккумулирующих насадок является глауберова соль. Фазопеременные вещества можно помещать в герметичные капсулы-шарики из полиэтилена диаметром 20—30 мм, которые хорошо контактируют с газом, жидкостью и твердой поверхностью. Наиболее распространенные и простые теплоаккумулирующие вещества (вода) хорошо сочетаются с омическими нагревателями, когда можно использовать в ночное время дешевую электроэнергию. Энергия, выделяемая при сжигании биогаза, позволяет осуществлять нагрев воздуха и защищенного грунта, поскольку температурный потенциал на поверхности тепловых труб можно поднять до 40—50 °С. Использование ТТ позволяет не только интенсифицировать теплообмен с воздухом и почвой, но и отказаться от насосных систем прокачки теплой воды, имеющих невысокую надежность в эксплуатации из-за возможного замораживания воды в трубах. Электроэнергию можно рассматривать как резервный источник для биогазовых установок.

В настоящее время комбинированный обогрев и охлаждение теплиц и других сельскохозяйственных помещений жизненно необходимы, причем тепловые трубы позволяют успешно решать эту задачу.

Известно, что энергетический баланс смеси воздух—пар в теплице следующий [100]:

$$Q + Q_s + Q_{br} - Q_{conv} - Q_{ins} - Q_{cond} - Q_c = 0. \quad (4.28)$$

Здесь Q — тепловой поток от источника тепла, передаваемый тепловыми трубами в почву; Q_s — солнечное излучение; Q_{br} — тепло дыхания растений; Q_{vent}; Q_{conv};

Q_{ins}; Q_{cond}; Q_c — теплопотери от вентиляции, конвекции, излучением, теплопроводностью, конденсацией:

$$Q_{vent}=m[c_p(T_a-T_i)+W_a(h_w+c_pT_a)-W_i(h_w+c_pT_i); \quad (4.29)$$

$$Q_{conv}=(K_{cr}A_{cr}+K_cA)(T_i-T_a); \quad (4.30)$$

$$Q_{ins}=\sigma cA_{cr}(T_i^4-T_a^4); \quad (4.31)$$

$$Q_{cond}=\frac{\lambda_g A_{cr}}{H}(T_i-T_w); \quad (4.32)$$

$$Q_c=r\alpha_m(\bar{c}_a-c_a); \quad (4.33)$$

$$Q_{br}=0{,}2A_{cr}. \quad (4.34)$$

Тепловой поток Q, подводимый тепловыми трубами к поверхности защищенного грунта, определяется по выражению

$$Q=KNS(T_c-T_{gr}), \quad (4.35)$$

где K — коэффициент теплопередачи между поверхностью конденсатора; N — число тепловых труб; T_c — температура на внешней поверхности конденсатора; T_{gr} — температура грунта. Тепловые трубы в данном случае выполняют роль своеобразного автомата, регулирующего величину передаваемого теплового потока. Изменение интенсивности теплосъема с внешней поверхности конденсатора ТТ влияет на температуру стенки трубы и величину теплового потока. В зависимости от влажности грунта и воздуха роль фазовых переходов в почве (испарение) может быть очень велика. Практика показывает, что для поддержания положительной температуры поверхности почвы в зимнее время необходим тепловой поток из глубины земли порядка 200 Вт/м^2 [118]. Однако такие тепловые потоки нужны относительно короткое время. Поскольку тепловую энергию можно запасти впрок в аккумуляторе тепла, а используемые для этой цели тепловые трубы могут передавать тепловой поток однонаправленно, подпочвенный обогрев защищенного грунта становится экономически выгодным по сравнению с обогревом теплой водой от котельных и бойлерных установок.

Существенные преимущества по сравнению с непосредственным сжиганием органического топлива в котельных для целей обогрева сельскохозяйственных поме-

щений имеют также тепловые насосы. С их помощью можно использовать в качестве источника низкопотенциальной энергии теплый грунт, биомассу, солнечную энергию. Сочетание ТТ с тепловыми насосами дает возможность утилизировать рассеянные источники тепла низкого потенциала. Например, одна группа тепловых труб может быть помещена вертикально в грунт на глубину 10—20 м, откуда поступает энергия для испарителей тепловых насосов, другая, контактирующая с конденсаторами тепловых насосов, располагается горизонтально в защищенном грунте и обогревает его (рис. 4.8, *б*).

Интересно сравнить эксплуатационные затраты бойлерной станции; отапливаемой мазутом, с затратами при использовании водяного теплового насоса, утилизирующего энергию грунта [102]. Эксплуатационные расходы бойлерной установки Р, отнесенные к тепловой нагрузке 1000 кВт·ч, можно определить следующим образом:

$$\text{ЭРБ} = \frac{\text{ЦТ} \cdot 3600}{h'\eta}, \tag{4.36}$$

где ЦТ — цена жидкого топлива; h' — теплотворная способность топлива; η — КПД установки. Определим эксплуатационные расходы теплового насоса, отнесенные к 1000 кВт·ч тепловой нагрузки:

$$\text{ЭРТН} = \frac{\text{ЦЭ}}{\text{КОП}}. \tag{4.37}$$

Здесь ЦЭ — цена электроэнергии, р; КОП — коэффициент преобразования, равный отношению $Q_н/W'$ ($Q_н$ — тепловая нагрузка; W' — электрическая нагрузка на компрессор). При температуре окружающей среды 0 °С и выше использование тепловых насосов совместно с тепловыми трубами экономически выгодно по сравнению с эксплуатацией для этой цели бойлерной установки. Применение бойлеров или электрообогрева целесообразно при температуре окружающей среды 20 °С и ниже.

Рассмотрим кратко проблему охлаждения воздуха и почвы в теплицах. Искусственное охлаждение почвы осенью желательно, поскольку в этот период времени ее температура слишком высока при уменьшении интенсивности поступающего солнечного излучения. Очевидно, что в летнее время в теплицах также возможно превы-

шение температуры по сравнению с оптимальной. Использование сезонных аккумуляторов холода в сочетании с тепловыми трубами позволяет регулировать температуру почвы и воздуха и поддерживать ее на уровне оптимальной. Утилизация холода атмосферы в зимнее время (с помощью тепловых труб) — разрешимая проблема при наличии соответствующих аккумуляторов холода, которые могут быть опущены в землю [118]. В холодный период года тепловые трубы, носители которых помещены в аккумуляторы холода, заполнены водой или другой жидкостью (соляной раствор, антифриз), а конденсаторы выведены наружу, оребрены и хорошо омываются атмосферным холодным воздухом, передают тепловой поток из аккумуляторов в атмосферу, замораживая воду в емкости аккумулятора или грунт вокруг аккумулятора холода. Летом холод утилизируется для охлаждения грунта и воздуха в теплице.

Таким образом, разработанные в ИТМО АН БССР тепловые трубы большой длины (10—20 м и более) можно использовать в сельском хозяйстве при решении проблем экономии энергии. Тепловые трубы в сочетании с альтернативными источниками энергии и вторичными энергоресурсами промышленных предприятий позволяют обогревать защищенный грунт в теплицах. В европейской части СССР возможна установка ТТ в емкости для окисления биомассы и биогазовые установки, а также тепловые насосы. Тепловые трубы, помещенные в аккумуляторы холода, позволяют решать проблему охлаждения грунта в летнее время. В аккумуляторах в зимнее время с помощью ТТ утилизируется холод атмосферного воздуха без затрат органического топлива.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П. 1

Азот N_2

T, К	P, 10^5 Па	r^*, кДж/кг	σ, 10^{-3} Н/м	ρ_v, 10^3 кг/м^3	ρ_l, 10^3кг/м^3	η_v, 10^{-7} Н·с/м^2	η_l, 10^{-7} Н·с/м^2	λ_l, 10^{-3} Вт/(м·К)	N_l, 10^{10} Вт/м^2
70	0,386	205,7	10,53	0,0019	0,838	48,0	2010	142,0	0,903
80	1,369	194,5	8,27	0,0060	0,790	55,2	1390	128,0	0,912
90	3,600	180,5	6,16	0,0150	0,746	62,0	1160	112,0	0,715
100	7,775	162,2	4,00	0,0320	0,691	68,8	810	95,5	0,553
110	14,67	137,0	2,00	0,0620	0,626	75,6	740	80,2	0,232
120	25,15	95,7	0,20	0,1245	0,528	82,1	640	62,8	0,016

Примечание. $\tilde{\mu} = 28$; $T_{пл} = 63{,}3$ К; $T_{кип} = 77{,}5$ К.

Таблица П. 2

Аммиак NH_3

T, К	P, 10^5 Па	r^*, кДж/кг	σ, 10^{-3} Н/м	ρ_v, 10^3 кг/м^3	ρ_l, 10^3кг/м^3	η_v, 10^{-5} Н·с/м^2	μ_l, 10^{-3} Н·с/м^2	λ_l, 10^{-3} Вт/(м·К)	N_l, 10^{10} Вт/м^2
200	0,0867	1470	41,8	0,00009	0,728	0,60	—	680	—
210	0,718	1448	39,6	0,00017	0,770	0,65	—	666	—
230	0,606	1398	35,2	0,00055	0,694	0,74	22,0	622	15,5
250	1,654	1338	30,6	0,00140	0,669	0,83	19,7	580	13,9
270	3,819	1273	26,4	0,00310	0,642	0,923	17,3	537	12,5
290	7,753	1200	22,0	0,00600	0,615	1,01	14,9	490	10,9
310	14,25	1115	17,6	0,0110	0,584	1,115	12,48	445	9,17
330	24,22	1019	13,2	0,0189	0,550	1,200	10,30	403	7,18
350	38,70	899,1	9,0	0,0310	0,512	1,129	8,26	356	4,50
370	58,91	744,5	4,7	0,0520	0,465	1,395	6,40	315	2,54
390	86,06	507,6	0,5	0,0930	0,399	1,480	4,84	262	0,209

Примечание. $\tilde{\mu} = 17$; $T_{пл} = 195{,}5$ К; $T_{кип} = 240$ К.

Таблица П.3

Пентан $CH_3(CH_2)_3CH_3$

T, °C	P, 10^5 Па	r^*, 10^3 Дж/кг	σ, 10^{-3} Н/м	ρ_v, кг/м³	ρ_l, кг/м³	η_v, 10^{-5} Н·с/м²	η_l, 10^{-3} Н·с/м²	λ_l, Вт/(м·град)	C_{pl}, Дж/(кг·град)	N_l, 10^{10} Вт/м²
—20	0,010	390,1	20,1	0,01	663,0	0,51	0,344	0,149	825	1,51
0	0,024	378,3	17,9	0,75	644,0	0,53	0,283	0,143	874	1,54
20	0,076	366,9	15,8	2,20	625,5	0,58	0,242	0,138	922	1,50
40	0,152	355,5	13,7	4,35	607,0	0,63	0,200	0,133	971	1,48
60	0,288	342,3	11,7	6,51	585,0	0,69	0,174	0,128	1021	1,35
80	0,389	329,1	9,7	10,61	563,0	0,74	0,147	0,127	1050	1,22
100	0,719	295,7	8,3	16,54	537,6	0,81	0,128	0,124	1088	1,03
120	1,381	269,7	6,8	25,20	509,4	0,90	0,120	0,122	1164	0,779

Примечание. $\tilde{\mu}=72{,}2$; $T_{пл}=143$ К; $T_{кип}=309{,}1$ К.

Таблица П.4

Этанол C_2H_5OH

T, °C	P, 10^5 Па	r^*, 10^3 Дж/кг	σ, 10^{-3} Н/м	ρ_v, кг/м³	ρ_l, кг/м³	η_v, 10^{-5} Н·с/м²	η_l, 10^{-3} Н·с/м²	λ_l, Вт/(м·град)	C_{pl}, Дж/(кг·град)	N_l, 10^{10} Вт/м²
0	0,012	1048	24,4	0,036	901	0,774	1,709	0,183	1340	1,28
20	0,058	1030	22,8	0,085	800	0,885	1,198	1,179	1450	1,57
40	0,180	1012	21,0	0,316	789	0,900	0,819	0,175	1475	2,05
60	0,472	989	19,2	0,748	770	0,959	0,588	0,171	1545	2,49
80	1,086	960	17,3	1,430	757	1,030	0,432	0,169	1615	2,91
100	2,260	927	15,5	3,410	730	1,092	0,318	0,167	1685	3,30
120	4,290	886	13,4	6,010	710	1,157	0,243	0,165	1750	3,47
140	7,530	834	11,2	10,67	680	1,219	0,190	0,163	1810	3,34
160	12,76	773	9,0	17,45	650	1,293	0,150	0,161		3,01
180	19,60	699	6,9	27,65	610	1,369	0,120	0,159		2,38
200	29,40	598	4,3	44,48	564	1,464	0,0950	0,157		1,53
220	42,80	469	2,2	74,35	510	1,618	0,0725	0,155		1,725
240	60,20	201	0,1	135,5	415	1,948	0,0488	0,153		0,240

Примечание. $\tilde{\mu}=46$; $T_{пл}=158{,}5$ К; $T_{кип}=351{,}3$ К.

Таблица П.5

Метанол CH_3OH

T, °C	P, 10^5 Па	r^*, 10^3 Дж/кг	σ, 10^{-3} Н/м	ρ_p, кг/м³	ρ_l, кг/м³	η_p, 10^{-5} Н·с/м²	η_l, 10^{-3} Н·с/м²	λ_l, Вт/(м·град)	C_p, Дж/(кг·град)	N_l, 10^{10} Вт/м²
0	0,2	1210	24,5	0,08	810	0,88	0,817	0,205	1370	2,94
20	0,3	1191	22,6	0,215	792	0,95	0,578	0,204	1435	3,69
40	0,6	1164	20,9	0,54	774	1,01	0,446	0,203	1505	4,22
60	1,1	1130	19,3	1,006	755,5	1,08	0,347	0,202	1575	4,75
80	2,2	1084	17,5	2,084	735,5	1,15	0,271	0,200	1700	5,15
100	4,0	1030	15,7	3,984	714	1,23	0,214	0,198	1855	5,40
120	6,6	971,3	13,6	7,142	690	1,30	0,170	0,196	1920	5,24
140	10,6	904,3	11,5	12,16	664	1,36	0,136	0,194	1920	5,08
160	16,7	828	9,3	19,94	634	1,43	0,109	0,192	1920	4,48
180	26,2	741,1	6,9	31,86	598	1,50	0,0883			3,68
200	38,0	636,4	4,5	50,75	553	1,57	0,0716			2,21
220	59,3	473,1	2,1	86,35	490	1,66	0,0583			0,84
240	79,7			275,0	275	1,74	0,046			

Примечание. $\tilde{\mu} = 32$; $T_{пл} = 175$ К; $T_{кип} = 337{,}7$ К.

Таблица П.6

Ацетон (диметилкетон) CH_3COCH_3

T, °C	P, 10^5 Па	r^*, 10^3 Дж/кг	σ, 10^{-3} Н/м	ρ_p, кг/м³	ρ_l, кг/м³	η_p, 10^{-5} Н·с/м²	η_l, 10^{-3} Н·с/м²	λ_l, Вт/(м·град)	C_p, Дж/(кг·град)	N_l, 10^{10} Вт/м²
—40	0,01	660	31,0	0,03	860	0,68	0,800	0,200	2000	2,20
—20	0,03	616	27,6	0,10	845	0,73	0,500	0,189	2060	2,87
0	0,10	564	26,2	0,26	812	0,78	0,395	0,183	2110	3,04
20	0,27	552	23,7	0,64	790	0,82	0,323	0,181	2160	3,20
40	0,60	536	21,2	1,05	768	0,86	0,269	0,175	2220	3,24
60	1,15	517	18,6	2,37	744	0,90	0,226	0,168	2280	3,17
80	2,15	495	16,2	4,30	719	0,95	0,192	0,160	2340	3,90
100	4,43	472	13,4	6,94	690	0,98	0,170	0,148	2390	2,57
120	6,70	426	10,7	11,0	660	0,99	0,148	0,135	2450	2,03
140	10,5	394	8,1	18,6	632	1,03	0,132	0,126	2500	1,53

Примечание. $\tilde{\mu} = 58{,}1$; $T_{пл} = 177{,}6$ К; $T_{кип} = 329{,}2$ К.

Таблица П.7

Гептан $CH_3(CH_2)_5CH_3$

T, °C	P, 10^5 Па	r^*, 10^3 Дж/кг	σ, 10^{-3} Н/м	ρ_v, кг/м^3	ρ_l, кг/м^3	η_v, 10^{-5} Н·с/м^2	η_l, 10^{-3} Н·с/м^2	λ_l, Вт/(м·град)	N_l, 10^{10} Вт/м^2	C_p, 10^3 Дж/(кг·град)
—20	0,0039	383,1	—	—	717,2	—	0,689	0,140	—	830
0	0,0152	375,6	—	0,070	700,5	—	0,526	0,134	—	870
20	0,0472	366,0	20,86	0,200	683,6	—	0,4140	0,129	1,26	920
40	0,1230	354,7	18,47	0,500	666,5	—	0,3380	0,123	1,29	970
60	0,2800	342,6	16,39	1,100	649,1	—	0,2810	0,118	1,30	1020
80	0,5700	330,1	14,35	2,000	631,1	—	0,239	0,113	1,25	1050
100	1,061	316,7	12,47	3,597	612,4	0,736	0,198	—	1,22	1090
120	1,833	302,9	10,63	6,075	592,6	0,782	0,1682	—	1,14	1160
140	2,979	287,4	8,87	9,785	571,1	0,834	0,1427	—	1,02	—
160	4,599	269,5	7,19	15,11	548,1	0,897	0,1217	—	0,873	—

Примечание. $\tilde{\mu} = 100$; $T_{пл} = 182{,}4$ К; $T_{кип} = 371{,}4$ К.

Таблица П.8

Хладон 11 (трихлорфторметан) : CCl_3F

T, °C	P, 10^5Па	r^*, 10^3 Дж/кг	σ, 10^{-3} Н/м	ρ_v, кг/м^3	ρ_l, кг/м^3	η_v, 10^{-5} Н·с/м^2	η_l, 10^{-3} Н·с/м^2	λ_l, Вт/(м·град)	C_p, Дж/(кг·град)	N_l, 10^{10} Вт/м^2
—60	0,0128	200,7	28,4	0,183	1650	0,890	1,280	0,112	476	0,771
—40	0,0509	204,1	26,0	0,720	1620	0,950	0,940	0,107	497	0,915
—20	0,1576	197,3	24,0	1,057	1580	1,000	0,685	0,101	516	1,09
0	0,4030	190,3	21,7	2,480	1530	1,070	0,540	0,095	532	1,17
20	0,8891	183,2	19,6	5,160	1490	1,130	0,440	0,090	546	1,22
40	1,7480	175,6	17,0	9,700	1440	1,190	0,375	0,084	561	1,15
60	3,138	167,4	15,0	16,85	1390	1,240	0,350	0,078	576	0,997
80	5,240	158,1	12,8	25,57	1330	1,300	0,320	0,073	590	0,841
100	8,253	147,5	10,5	43,19	1270	1,350	0,310	0,067	607	0,634
120	12,39	135,0	8,3	65,60	1210	1,420	0,300	0,060	623	0,452

Прмечание. $\tilde{\mu} = 137$; $T_{пл} = 162$ К; $T_{кип} = 296{,}8$ К.

Таблица П.9

Хладон 22 (дифторхлорметан) CHF_2Cl

T, °C	P, 10^5 Па	r^*, 10^3 Дж/кг	σ, 10^{-3} Н/м	ρ_v, кг/м³	ρ_l, кг/м³	η_v, 10^{-5} Н·с/м²	η_l, 10^{-3} Н·с/м²	λ_l, Вт/(м·град)	Nl, 10^{10} Вт/м²
—100	0,0199	269,3	28,1	0,1196	1577	0,80	0,600	0,1487	1,96
—80	0,1034	257,4	24,8	0,561	1514	0,875	0,5000	0,1385	1,93
—60	0,3752	245,4	21,5	1,865	1465	0,950	0,414	0,1283	1,87
—40	1,054	232,9	18,5	4,885	1412	1,017	0,349	0,1181	1,74
—20	2,456	219,4	15,0	10,82	1351	1,104	0,302	0,1079	1,47
0	4,983	204,3	11,7	21,285	1285	1,187	0,267	0,0977	1,15
20	9,097	186,9	8,7	38,55	1214	1,268	0,240	0,0875	0,822
40	15,315	166,2	5,8	66,225	1132	1,345	0,219	0,0772	0,498
60	24,24	139,9	3,3	111,65	1030	1,421	0,200	0,0646	0,238

Примечание. $\tilde{\mu} = 86{,}5$; $T_{пл} = 127$ К; $T_{кип} = 232{,}2$ К; $c_p = 1109$ Дж/(кг·град) при нормальных условиях.

Таблица П.10

Хладон 113 (1, 2, 2-трифтор-1, 1, 2-трихлорэтан) $CCl_2F - CClF_2$

T, °C	P, 10^5 Па	r^*, 10^3 Дж/кг	ρ_v, кг/м³	ρ_l, кг/м³	η_v, 10^{-5} Н·с/м²	η_l, 10^{-3} Н·с/м²	λ_l, Вт/(м·град)	σ, 10^{-3} Н/м	C_p, Дж/(кг·град)	Nl, 10^{10} Вт/м²
—30	0,0283	166,9	0,2639	1687	0,894	1,670	0,0889	25,3	613	0,427
—10	0,0905	161,5	0,7800	1643	0,942	1,130	0,0844	22,8	626	0,533
0	0,1500	158,7	1,251	1621	0,867	0,948	0,0822	21,5	632	0,583
10	0,2387	155,8	1,930	1598	0,990	0,780	0,0799	20,6	644	0,658
30	0,5420	149,9	4,150	1554	1,040	0,590	0,0754	18,1	664	0,715
50	1,094	143,8	8,000	1508	1,085	0,475	0,0709	16,0	667	0,730
70	2,012	137,5	14,30	1455	1,130	0,401	0,0664	13,9	691	0,693

Примечание. $\tilde{\mu} = 187$; $T_{пл} = 236{,}4$ К; $T_{кип} = 320{,}7$ К.

Таблица П.11

Дифенильная смесь (даутерм А, термекс)

T, °C	$P, 10^{-5}$ Па	$r^*, 10^3$ Дж/кг	$\sigma, 10^{-3}$ Н·м	ρ_v, кг/м³	ρ_l, кг/м³	$\eta_v, 10^{-5}$ Н·с/м²	$\eta_l, 10^{-3}$ Н·с/м²	λ_l, Вт/(м·град)	c_p, Дж/(кг·град)	N_l, 10^{10} Вт/м²
100	0,01	354,0	35,0	0,03	992,0	0,67	0,97	0,131	1340	1,27
150	0,05	338,0	30,0	0,22	951,0	0,78	0,57	0,125	1510	1,69
200	0,25	321,0	25,0	0,94	905,0	0,89	0,39	0,119	1670	1,86
250	0,88	301,0	20,0	3,60	858,0	1,00	0,27	0,113	1810	1,91
300	2,43	278,0	15,0	8,74	809,0	1,12	0,20	0,106	1950	1,69
350	5,55	251,0	10,0	19,37	755,0	1,23	0,15	0,099	2030	1,26
400	10,90	219,0	5,0	41,89	691,0	1,34	0,12	0,093	2110	0,631
450	19,00	185,0	0,3	81,00	625,0	1,45	0,10	0,086	2190	0,347

Примечание. Эвтектическая азеотропная смесь: 73мас.% дифенилексида (дифенилового эфира) $(C_6H_5)_2O$ 26,5 мас.% дифенила $(C_6H_5)_2$; $\tilde{\mu} = 165{,}8$ К; $T_{пл} = 285$ К; $T_{кип} = 531$ К.

Таблица П.12

Вода H_2O

T, °C	P, 10^5Па	$r^*, 10^3$ Дж/кг	$\sigma, 10^{-3}$ Н/м	ρ_v, кг/м³	ρ_l, кг/м³	$\eta_v, 10^{-5}$ Н·с/м²	$\eta_l, 10^{-3}$ Н·с/м²	λ_l, Вт/(м·град)	C_p, Дж/(кг·град)	N_l, 10^{10} Вт/м²
20	0,0234	2454	72,88	0,0173	999,0	0,885	1,0015	0,602	4,185	18,1
40	0,0737	2407	69,48	0,0511	993,05	0,966	0,6513	0,630	4186	25,5
60	0,1992	2358	66,07	0,1302	983,3	1,050	0,4630	0,653	4187	32,7
80	0,4736	2909	62,69	0,2932	971,8	1,130	0,3510	0,669	4188	39,0
100	1,013	2251	58,91	0,5974	958,8	1,210	0,2790	0,680	4188	45,5
120	1,985	2203	54,96	1,121	943,4	1,280	0,2300	0,685	4189	49,7
140	3,614	2145	50,79	1,966	925,9	1,350	0,1950	0,687	4190	50,2
160	6,180	2082	46,51	3,259	907,4	1,420	0,1690	0,684	4191	51,7
180	10,03	2014	42,19	5,160	887,3	1,490	0,1493	0,676	4192	50,9
200	15,55	1939	37,77	7,865	865,05	1,560	0,1338	0,664	4193	47,3

Примечание. $\tilde{\mu} = 18$; $T_{пл} = 273$ К; $T_{кип} = 373$ К.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Stambolis Costis.* Solar heating is not dead merely going commercial // Finan. Times Energy Econ. 1985. N 40. P. 6.

2. *Full* steam ahead for domestic solar systems // Elec. Rev. (GB), 1982. Vol. 210, N 3. P. 31.

3. *Авакян Ю. В., Рабецкий М. И., Дабагян Т. Н.* // Тепло- и массоперенос в пористых телах. Минск, 1983. С. 124—138.

4. *Курбанкулыев Ч.* Разработка и исследование солнечной теплохладоснабжающей установки для зоны Каракумского канала: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ашхабад, 1983. 24 с.

5. *Бекман У., Клейн С., Даффи Дж.* Расчет систем солнечного теплоснабжения. М., 1982. 180 с.

6. *King Thomas A.* Carlock John Construction cost in commercial solar // Energy Eng. (formely Build. Syst. Dos.). 1979—1980. Vol. 77, N 1. P. 11—31.

7. *Васильев Л. Л., Гракович Л. П., Дабагян Т. Н. и др.* // Весці АН БССР. Сер. фіз.-энерг. навук. 1984. № 3. С. 57—62.

8. *Мак-Вейг Д.* Применение солнечной энергии. М., 1981. 216 с.

9. *De Vries H. F., Kamminga W., Francken J. C.* Fluid circulation control in conventional and heat pipe planar solar collector // Solar Energy. 1980. Vol. 4, N 2. P. 209—213.

10. *Лю Вейдэ, Гуо Хайфэн, Цзян Цушан, Ли Цяосу.* Экспериментальное исследование термических характеристик коллектора солнечной энергии с тепловой трубой // Тайяинэн сиэбао. 1983. Т. 4, № 2. С. 148—157.

11. *Abramzon B., Yaron J., Borde I.* An analysis of a flat-plate solar collector with internal boiling // J. Solar Energy eng. 1983. Vol. 105, N 4. P. 459—460.

12. *Francken J. C.* A heat pipe collector for low temperature // Proc. ISES. New Dehli. 1978. P. 885—889.

13. *Андзай Тосихиро, Сато Конхэй, Ямагиси Хисаёси.* Солнечный водонагреватель с тепловыми трубами // Санье дэнки гихо. 1983. Т. 15, № 1. С. 64—74.

14. *Никифоров В. А.* Математическое моделирование и экспериментальное исследование гелиосистем теплоснабжения зданий применительно к районам юга УССР: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1983. 16 с.

15. *Pat.* 2454064 (FR), 1980.

16. *Pat.* 1596696 (GB), 1981.

17. *Perers Bengt, Zinko Heimo, Holst Per, Eriksson Leiff.* Comparison of the effective system performance of flat plate and evacuated tube collectors used for district heating purposes in Sweden // Proc. 8-th Bien. Congr. Sol. En. Soc. Perth. 14—19 Aug. 1983. Vol. 2. P. 1084—1105.

18. *Collins R. E., Duff W. S.* Principles of evacuated colectors // Proc. 8-th Bien, Congr. Sol. En. Soc. Perth. 14—19 Aug. 1983. Vol. 2. 1984. P. 804—809.

19. *Schreitmuller K. R.* Warmwasserbereitung mit Wakuumkollektoren // Warme-kraft. 1984. Vol. 36, N 6. P. 250—252.

20. *De Grijs J. C., Jetten R. J.* Evacuated tubular collectors with heat pipes simplify module and system design // Proc. 8-th Bien Congr. Sol. Energy Soc. Perth 14—19 Aug. 1983. Vol. 2. P. 1071—1076.

21. *Duff W. S.* A survey of the idea task of the performance of solar heating, cooling and hot water systems using evacuated collector // Proc. 8-th Bien Congr. Sol. Energy Soc. Perth 14—19 Aug. 1983. Vol. 2. P. 810—815.

22. *Сумида Исао, Ивамото Мицухаду, Нара Ясуаки, Имами Кадзутакэ.* Развитие промышленных высокотемпературных солнечных коллекторов в Японии // Хитати херон. 1984. Т. 66, № 2. С. 99—102.

23. *Vakuumkollektor* mit integriertem Warmerohr // Sonnenenergie. 1984. Vol. 9, N 3. P. 20.

24. *Heat* Pipe Collector // Heat and Vent. Rev. 1983. Vol. 23, N 12. P. 74.

25. *Feldman K. T., Noreen D. L.* Design of a heat pipe absorber for concentrating water heater // AIAA-Paper. 1980. N 1506. 17 p.

26. *Roberts C. C. A.* deformable body variable cunductance heat pipe // J. Adv. Heat Pipe Technol.: Proc. 4-th Int. Heat Pipe Conf. London, 1981. P. 703—708.

27. *Ismail Kamal A. R., Chang Yu Liu.* Steam generation via solar heat pipe // Proc. 6-th Miami Int. Conf. Alternative Energy Sources. 1983. P. 258.

28. *Заявка* № 53-17172 (Япония), 1979.

29. *Riese William J.* Performance of passive and hybrid solar heating systems // Int. Sol. Ambient Energy. 1984. Vol. 5, N 4. P. 171—186.

30. *Тойлиев К.* Тепловые трубы в пассивных гелиоотопительных системах. Ашхабад, 1983. 52 с.

31. *Maldonadl E. A., Woods J. E.* Performance characteristics of a passive heat pipe solar energy system // Proc. Int. Congr. Povla de Varzim. 1980. P. 183—193.

32. *Бондаренко Ю. И.* Двухфазный обратный термосифон для систем гелиотеплоснабжения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ашхабад, 1985. 24 с.

33. *Заявка* № 59-43709 (Япония), 1984.

34. *Hight-rise* heat pumpe // Energy Eng. 1984. Vol. 81, N 5. P. 35.

35. *Pat.* 1146431 (Canada), 1983.

36. *Abhat A.* Application of heat pipe to thermal energy storage systems // AIAA-Paper. 1980. N 1509. P. 8.

37. *Kutsuna H., Akagave K., Mizuno S.* Thermosyphon heat pipes for longterm undeground storage system of solar energy // Proc. 5-th Int. Heat Pipe Conf. 1984. Vol. 3. P. 11—18.

38. *Pat.* 3120520 (DE), 1982.

39. *Вартанян А. В., Авакян Ю. В., Гагиян Л. А.* Исследование фотоэлектрических и тепловых характеристик экспериментальных модулей фотоэлектрической станции с параболоцилиндрическими концентраторами и линейчатыми линзами Френеля // Возобновляемые источники энергии: Тез. докл. 2-й Всесоюз. конф. Ереван, 1985. С. 44—45.

40. *Lique A.* Concentration fotovoltaika // J. Mundo electrico. 1980. N 95. P. 79—86.
41. *Pat.* 4421104 (USA), 1983.
42. *Pat.* 4389533 (USA), 1983.
43. *Коэн Ч.* Использование аморфного кремния с тепловыми трубками // Электроника. 1982. Т. 54, № 7. С. 19—20.
44. *Amorton* heat pipe solar collector // Celsium. 1982. Vol. 9, N 12. P. 9.
45. *Feldman K. T., Kenney D. D.* Analysis of a passive heat pipe cooled solar photovoltaic receiver // Energy Engineering. Inc. Albuquerque, MM, Contract 00789. 1980. 97 p.
46. *Ribot J., Connel R. D.* Testing and analysis of a heat pipe solar collector // Trans. ASME. J. Solar Energy Eng. 1983. Vol. 105, N 4. P. 440—445.
47. *Теплообменник:* А. с. 1137292 СССР: МКИ F 24 J 3/02.
48. Pat 2024408 (GB), 1980.
49. *Даффи Дж. А., Бекман У. А.* Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. М., 1977. 420 с.
50. *Михеев М. А., Михеева И. М.* Основы теплопередачи. М., 1973. 320 с.
51. *Жукаускас А. А.* Конвективный перенос в теплообменниках. М., 1982. 472 с.
52. *Гракович Л. П.* Тепловые трубы для систем преобразования солнечной энергии // Тепловые трубы и теплообменники с использованием пористых материалов. Минск, 1985. С. 91—97.
53. *Ивановский М. Н., Сорокин В. П., Ягодкин И. В.* Физические основы тепловых труб. М., 1978. 256 с.
54. *Ивановский М. Н., Сорокин В. П., Чулков Б. А.* Технологические основы тепловых труб. М., 1980. 158 с.
55. *Дан П. Д., Рэй Д. А.* Тепловые трубы. М., 1979. 272 с.
56. *Васильев Л. Л., Конев С. В.* Теплопередающие трубки. Минск, 1972. 151 с.
57. *Чи С.* Тепловые трубы. Теория и практика. М., 1981. 208 с.
58. *Сидоров С. В., Федоров В. Н.* Анализ теплопередающей способности замкнутой испарительно-конденсационной системы на основе одномерной модели массопереноса // Тепломассообмен в промышленных установках: Тр. МЭИ. 1982. Вып. 560. С. 47—54.
59. *Быстров П. И., Михайлов В. С.* Гидродинамика коллекторных теплообменных аппаратов. М., 1982. 223 с.
60. *Соловьев С. Л., Ковалев С. А.* Теплопередача при испарении жидкости на пористой поверхности // ТВТ. 1984. Т. 22, № 3. С. 528—536.
61. *Бабенко В. А., Левитан М. М., Хрусталев Д. К.* Теплопередача при конденсации на поверхности с канавками // ИФЖ. 1981. Т. 40, № 6. С. 1022—1028.
62. *Хрусталев Д. К.* Методика расчета теплопередающих характеристик низкотемпературных тепловых труб с открытыми продольными капиллярными каналами: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Минск, 1984. 24 с.
63. *Бабенко В. А., Гракович Л П., Левитан М. М., Хрусталев Д. К.* // Теплообмен в криогенных установках. Минск, 1979. С. 3—13.
64. *Хрусталев Д. К.* // Тепло- и массообмен в системах с пористыми элементами. Минск, 1981. С. 51—56.

65. *Vasiliev L. L., Grakovich L. P., Khrustalev D. K.* Low temperature axially grooved heat pipes // Proc. 4th Int. Heat Pipe Conf. 4 (London, 1981). 1981. P. 337—348.

66. *Schneider G. E., Devos R.* Nondimensional analysis for heat transport capability of axially-grooved heat pipes including liguid/vapor interaction // AIAA-Paper. 1980. N 80-0214. P. 9.

67. *Хрусталев Д. К.* // Процессы переноса энергии и массы в пористых средах с фазовыми превращениями. Минск, 1982. С. 32—46.

68. *Schlitt K. R., Kirkpatric J. R., Brennan P. J.* Parametric performance of extruded axial grooved heat pipes from 100 to 300 K // AIAA-Paper N 74-724. 1974. P. 9.

69. *Баранцевич В. Л., Опрышко С. И., Сасин В. Я.* Методы повышения предельной теплопередающей способности канальных тепловых труб // Тепломассообмен в промышленных установках: Тр. МЭИ. 1982. Вып. 560. С. 40—46.

70. *Ивановский М. Н., Приведенцев В. В., Ильин Ю. А., Сидоренко Е. М.* // ИФЖ. 1984. Т. 46, № 4. С. 533—537.

71. *Zhang Zhengfang, Huo Xiuhe, Zhao Jiagi.* Experimental investigations of performance and thermal resistance of gravity assisted heat pipes // J. Int. Eng. Thermophysics. 1982. Vol. 3, N 1. P. 67—75.

72. *Brost O., Groll M., Munzel W. D.* Technical applications of heat pipes in the low and high temperature range // Proc, 3rd Int. Heat Pipe Conf. 4 (Palo Alto, Calif., 1978). 1978. P. 80—87.

73. *Рабецкий М. И.* Теплообмен при пленочной конденсации пара на горизонтальной мелкоребристой поверхности // Теплообмен в криогенных устройствах. Минск, 1979. С. 22—29.

74. *Хрусталев Д. К.* // Тепломассоперенос в пористых телах. Минск, 1983. С. 101—111.

75. *Хуфшмидт, Бурк, Кола, Хофман.* Влияние касательных напряжений, возникающих при движении пара, на ламинарный поток жидкости в капиллярах тепловых труб // Тепловые трубы. М., 1972. С. 203—243.

76. *Стасюлявичус Ю., Скринска А.* Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков ребристых труб. Вильнюс, 1974. 243 с.

77. *Безродный М. К.* О верхней границе максимальной теплопередающей способности испарительных термосифонов // Теплоэнергетика. 1978, № 8. С. 63—66.

78. *Безродный М. К., Алексеенко Д. В.* Исследование кризиса теплопереноса в низкотемпературных бесфитильных тепловых трубах // ТВТ. 1977. Т. 15, № 2. С. 370—376.

79. *Пиоро И. Л.* Предельные тепловые потоки при кипении жидкостей в двухфазных термосифонах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1983. 16 с.

80. *Семена М. Г., Киселев Ю. Ф.* Исследование теплообмена в зоне теплоподвода двухфазных термосифонов при малых степенях заполнения // ИФЖ. 1978. Т. 35, № 4. С. 600—605.

81. *Пиоро И. Л.* Предельные теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов // Промышленная теплотехника. 1982. Т. 4, № 4. С. 25—30.

82. *Семена М. Г., Киселев Ю. Ф.* Исследование теплообмена в конденсационной части двухфазных термосифонов // Теплообмен в энергетических установках. Киев, 1978. С. 123—129.

83. *Штульц П., Бартак М., Йилек К.* Внутреннее термическое сопротивление гравитационной тепловой трубы // Тепловые трубы и теплообменники с использованием пористых материалов. Минск, 1985. С. 47—56.

84. *Васильев Л. Л., Гракович Л. П., Хрусталев* Д. К. Предельные характеристики наклонных термосифонов и тепловых труб с избытком теплоносителя // ИФЖ. 1984. Т. 46, № 5. С. 709—716.

85. *Теплопередача* в двухфазном потоке / Под ред. Баттерворса Д. и Хьюитта Г. М. М., 1980. 326 с.

86. *Kamotani Y.* Performance of gravity-assisted heat pipes operated at small tilt angles // AIAA-Paper. 1977. N 77-750. 7 p.

87. *Groll M., Nguen-Chi H., Krahling H.* Reflux heat pipes as components in heat exchangers for efficient heat recovery // J. Heat Recovery Sytems. 1981. Vol. 1, N 1. P. 55—62.

88. *Толубинский В. И.* Теплообмен при кипении. Киев, 1980. 316 с.

89. *Тепловая* труба: А. с. 1136003 СССР: МКИ F 28 D 15/00.

90. *Денисевич С. В., Шелег В. К.* Капиллярно-пористая структура тепловой трубы, полученная методом катодного осаждения из раствора // Порошковая металлургия. Минск, 1985. Вып. 9. С. 72—75.

91. *Хрусталев Д. К., Денисевич С. В.* Теплопередача при испарении и конденсации в тепловой трубе с комбинированной капиллярно-пористой структурой // Тепловые трубы и теплообменники с капиллярно-пористыми структурами. Минск, 1986. С. 39—50.

92. *Хрусталев Д. К., Гракович Л. П., Денисевич С. В. и др.* Тепловая труба с комбинированной капиллярно-пористой структурой // ИФЖ. 1987. Т. 52, № 4. С. 588—592.

93. Васильев Л. Л., Киселев В. Г., Матвеев Ю. Н., Молодкин Ф. Ф. Теплообменники-утилизаторы на тепловых трубах. Минск, 1987. 200 с.

94. *Холм, Гоплен.* Теплообмен в тонкопленочной переходной области мениска // Теплопередача. 1979. Т. 103, № 3. С. 196—203.

95. *Кривонос В. А.* // Тепло- и массообмен в системах с пористыми элементами. Минск, 1981. С. 142—153.

96. *Гракович Л. П.* Исследование тепловых труб для коллектора солнечной энергии // Тепло- и массоперенос в пористых телах. Минск, 1983. С. 147—154.

97. *Белан Н. В., Безручко К. В., Елисеев В. Б., Романкевич А. В.* Применение тепловых труб в бортовых энергосистемах летательных аппаратов. Харьков, 1984. 150 с.

98. *Солнечный* коллектор: А. с. 1231335 СССР: МКИ F 24 J 2/32.

99. *Combined* Process for Recovery of Industrial and Solar Heat // Heat Recovery Systems. 1985. Vol. 5, N 3. P. 265—271.

100. *Tunc M., Venurt J. E. S., Sollows K.* Bivalent (Hybrid) Heat Pump-oil Heating Systems for Greenhouses // J. Heat Recovery Systems 1985. Vol. 6. P. 483—491.

101. *Клапвайк Д.* Климат теплиц и управление ростом растений. М., 1976.

102. *Cube H. L., Steimle F.* Heat Pump Technology // Butterworth. Toronto, 1981. P. 320.

103. *Heap R. D.* Heat Pumps Willey. 1979. N. Y. P. 240.

104. *Gupta Allen.* Probability design of a solar supplemented heat pump system for multiple farmstead applications // ASAE Energy Symp. 1980. P. 212—217.

105. *Lawrence R. A.* Performance of Heat Pumps Using Cold Side Energy Storage an Unconventional Heat Sources // ASME-Paper 1974. 74-WA/HT-17.

106. *Васильев Л. Л.,* Тепловые трубы для нагрева и охлаждения грунта. Минск, 1985. (Препринт/ИТМО АН БССР, № 16).

107. *Карслоу Г., Эгер Д.* Теплопроводность твердых тел. М., 1964.

108. *Dudas Gy, Warga T.* An important research program (in Hungarian) // Muszaki Elet. 1982. N 18. P. 112—118.

109. *Golz B., Mucic V.* Compression Heat Pumps for the utilization of Geothermal heat in Hungary // Acta Geodaet Geophys et Mountanist Hungary. 1984. Vol. 19, N 3—4. P. 353—365.

110. *Кутателадзе С. С.* Основы теории теплообмена. М., 1979. 416 с.

111. *Шорин С. П.* Теплопередача. М., 1964. 490 с.

112. *Рабецкий М. И.* Пародинамические теплопередающие устройства // Тепловые трубы и теплообменники с использованием пористых материалов. Минск, 1985. С. 18—22.

113. *Тепловая* труба: А. с. 1081419 СССР: МКИ F 28 D 15/00.

114. *Тепловая* труба: А. с. 1105745 СССР: МКИ F 28 D 15/00.

115. *Тепловая* труба: А. с. 1104350 СССР: МКИ F 28 D 15/00.

116. *Тепловая* труба: А. с. 1111014 СССР: МКИ F 28 D 15/00.

117. *Васильев Л. Л., Киселев В. Г., Матвеев Ю. Н.* Теплообменники на тепловых трубах для утилизации тепла вентиляционных выбросов. Минск, 1985 (Препринт/ИТМО АН БССР, № 18).

118. *Васильев. Л. Л., Вааз С. Л.* Замораживание и нагрев грунта с помощью охлаждающих устройств. Минск, 1986. 192 с.

119. *Кириллин В. А.* Возобновляемые (нетрадиционные) источники энергии // Вестн. АН СССР. 1985, № 5. С. 50—58.

120. *Васильев Л. Л., Рабецкий М. И.* Обогрев защищенного грунта тепловыми трубами // Тепловые трубы и теплообменники с капиллярно-пористыми структурами. Минск, 1986. С. 3—20.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Условные обозначения 5

Глава 1. Системы на базе тепловых труб для использования солнечной энергии 7

1.1. Плоские солнечные коллекторы 11
1.2. Вакуумированные трубчатые коллекторы 18
1.3. Концентрирующие коллекторы солнечной энергии . . 22
1.4. Солнечные установки, использующие испарительно-конденсационные циклы 25
1.5. Термостатирование фотоэлектрических преобразователей 29
1.6. Конструкции тепловых труб 32

Глава 2. Определение параметров тепло- и массообмена в тепловых трубах 35

2.1. Тепловые трубы с продольными капиллярными канавками 35
2.1.1. Математическое моделирование низкотемпературной канальной тепловой трубы (НКТТ) 36
2.1.2. Инженерная методика расчета характеристик теплопередачи низкотемпературной канальной ТТ 46
2.1.3. Анализ экспериментальных данных по характеристикам низкотемпературных канальных ТТ 51
2.1.4. Выбор параметров низкотемпературных канальных ТТ 58
2.2. Термосифоны 62
2.3. Тепловые трубы с комбинированной капиллярно-пористой структурой 69
2.4. Специальные модификации тепловых труб 84
2.5. Методика проведения экспериментов на низкотемпературных тепловых трубах 90

Глава 3. Коллекторы солнечной энергии на базе тепловых труб 94

3.1. Математическая модель и методика расчета параметров плоского коллектора солнечной энергии с тепловыми трубами 95
3.2. Инженерная методика теплотехнического расчета коллекторов с тепловыми трубами 107
3.3. Некоторые вопросы оптимизации коллекторов . . . 116
3.4. Натурные испытания коллекторов солнечной энергии . . 120

Глава 4. Комбинированные системы нагрева и охлаждения с использованием нетрадиционных источников энергии и вторичных ресурсов 124

4.1. Тепло грунта и грунтовых вод в сочетании с дополнительным электрообогревом тепловых труб 127
4.2. Тепло вторичных энергоресурсов (теплотрассы) . . . 133
4.3. Тепло биомассы и биогаза 138
Приложение 146
Литература 152

Научное издание

Васильев Леонард Леонидович
Гракович Леонид Павлович
Хрусталев Дмитрий Константинович

ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ В СИСТЕМАХ С ВОЗОБНОВЛЯЕМЫМИ ИСТОЧНИКАМИ ЭНЕРГИИ

Заведующая редакцией *Н. Т. Ломако.* Редактор *Т. И. Пасненкова.* Художник *Л. М. Гомонов.* Художественный редактор *В. В. Жаховец.* Технический редактор *А. В. Скакун.* Корректор *М. А. Вечорко.*

ИБ № 2943
Печатается по постановлению РИСО АН БССР.
Сдано в набор 25.04.88. Подписано в печать 03.08.88. АТ 13823. Формат $84\times108^{1}/_{32}$. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Высокая печать. Усл. печ. л. 8,40. Усл. кр.-отт. 8,61. Уч.-изд. л. 8,05. Тираж 1300 экз. Зак. № 837. Цена 1 р. 20 к. Издательство «Наука и техника» Академии наук БССР и Государственного комитета БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 220600. Минск, Ленинский проспект, 68. Типография им. Франциска Скорины издательства «Наука и техника». 220600. Минск, Ленинский проспект, 68.