В.Н. БОГОСЛОВСКИЙ
профессор, доктор технических наук

СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕПЛОФИЗИКА

(ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОТОПЛЕНИЯ, ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА)

ИЗДАНИЕ 2-е
ПЕРЕРАБОТАННОЕ
И ДОПОЛНЕННОЕ

**Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебника для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Теплогазоснабжение и вентиляция»**



МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1982

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ББК 38.113
Б74
УДК 697

Рецензент:

кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция» Новосибирского инженерно-строительного института (зав. кафедрой — д-р техн. наук, *проф. А. А. Сандер*)

Богословский В. Н.

Б74 Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха): Учебник для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. школа, 1982. — 415 с., ил.

В пер.: 1 р. 20 к.

В книге изложены теплофизические основы техники отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха помещений с использованием современных представлений теории тепло- и массообмена, термодинамики состояния и переноса тепла и влаги, аэродинамики сложных систем, климатологии, санитарии и гигиены. Рассмотрены инженерные методы расчета лучисто-конвективного и струйного теплообмена в помещении, стационарной и нестационарной тепловлагопередачи через ограждения, воздушного режима здания, теплоустойчивости, регулирования теплового режима, определения расчетных характеристик климата, годовых расходов энергии в системах кондиционирования микроклимата.

Предназначается для студентов вузов, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

Б $\frac{3202000000-044}{001(01)-82}$ 112—81

ББК 38.113
6С1

© Издательство «Высшая школа», 1982

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий учебник написан в соответствии с учебной программой дисциплины «Строительная теплофизика». Поскольку книга предназначена для студентов специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция», то в ней рассмотрены только явления и процессы, происходящие в здании.

Вопросы чисто физические при изучении этой дисциплины связаны с техническими. Расчет возможного развития физических процессов требует принятия определенного технического решения, поэтому эту область знаний часто называют строительной теплотехникой. В курсе особый акцент делается на рассмотрение физических явлений, поэтому он назван строительной теплофизикой.

Для рассмотрения процессов тепло- и массообмена, происходящих при формировании микроклимата помещения, нужно знать: требования к характеристикам внутреннего климата и факторы, влияющие на них; законы взаимодействия ограждений с внутренней и наружной средами; тепло- и массообменные процессы на обогревающих и охлаждающих поверхностях и в потоках воздуха систем кондиционирования в помещении; явления, происходящие в конструкциях и материалах при передаче через них тепла, влаги и воздуха; характеристики наружного климата и законы их изменения; годовые режимы работы и потребления энергии в здании.

В связи с такой постановкой вопроса в строительной теплофизике используются сведения из теории тепло- и массообмена, теплопередачи, теории подобия, термодинамики влажного воздуха, термодинамики необратимых процессов, климатологии и др.

Значение этой дисциплины особенно велико для советского инженера при широком распространении в отечественном строительстве разнообразных конструкций ограждений и систем отопления и кондиционировании.

Второе издание учебника значительно отличается от первого, выпущенного в 1970 г. В нем обновлен практически весь материал, введены новые разделы.

Настоящий курс написан для студентов, будущих теплотехников-строителей, которым в проектных организациях и на производстве придется решать все вопросы, относящиеся к строительной энергетике. При изложении материала учитывалось наличие в учебном плане специальности дисциплин: термодинамика и теплопередача, гидравлика и аэродинамика; отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха; теплоснабжение. Это обстоятельство позволило сократить курс и избежать изложения общих вопросов из смежных дисциплин, знание которых необходимо при изучении данного предмета.

Задача учебника состоит в том, чтобы научить будущего инженера правильно устанавливать прогноз теплового, влажностного и воздушного режимов здания, его отдельных помещений и конструкций, с тем чтобы принять оптимальные (с гигиенической, технической и экономической точек зрения) решения при его проектировании.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В учебнике, так же как это сделано в учебной программе, материал излагается без разделения на основной и дополнительный.

В заключение следует отметить, что в настоящем курсе нашли отражение материалы, которые использовались автором при чтении лекций в МИСИ им. В. В. Куйбышева с 1962 г. В большой мере они содержат результаты научных исследований в области теплофизики, выполненных большой группой преподавателей, научных сотрудников, аспирантов и студентов кафедры отопления и вентиляции МИСИ им. В. В. Куйбышева. На кафедре изучались вопросы теплообмена в помещении, комфортности внутренних условий, выбора расчетных наружных условий, теплоустойчивости и летнего режима помещений, воздушного режима зданий, влажностного режима ограждений, годового режима работы и регулирования систем кондиционирования. Результаты этих работ по мере их накопления и обобщения включались в лекции. Они положены в основу при изложении соответствующих разделов в учебнике.

В учебнике приняты две системы единиц измерения: СИ и МКГСС. Такое решение вызвано тем, что до настоящего времени все нормативные документы и справочники изданы в системе МКГСС.

Физические величины и размерности в учебнике вначале даются в СИ, а в скобках — величины и размерности в системе МКГСС. Формулы с размерными численными коэффициентами даны под одним номером сначала в СИ, а затем (через две вертикальные черты) — в системе МКГСС.

Литература по общим вопросам учебника и частным вопросам отдельных глав приведена в конце книги.

Автор благодарит преподавателей, аспирантов и сотрудников кафедры «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» МИСИ им. В. В. Куйбышева за помощь при подготовке рукописи, а также рецензента д-ра техн. наук, проф. А. А. Сандера за конструктивные пожелания и замечания.

Все предложения и замечания по содержанию учебника просьба направлять в адрес издательства.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И РАЗМЕРНОСТИ ОСНОВНЫХ ВЕЛИЧИН

Q — тепловой поток, тепловая мощность, Вт/(ккал/ч);

q — плотность теплового потока Вт/м²[ккал/(м²·ч)];

T, t — температура, К (°С);

τ — температура поверхности, К (°С);

Δt — разность температур, К (°С);

ϑ — избыточная температура, К (°С);

θ — относительная избыточная величина (температура, потенциал влажности и др.);

z — время, ч, с;

T — период времени, ч, с;

C — излучение поверхности, Вт/(м²·К⁴) [ккал/(м²·ч·К⁴)];

ε — относительный коэффициент излучения;

E — интенсивность лучистого потока, Вт/м²[ккал/(м²·ч)]

φ — коэффициент облученности (угловой коэффициент);

Φ — коэффициент полной облученности;

α — коэффициент теплообмена, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)];

β — коэффициент температурного расширения (объемный) 1/К(1/°С);

g — ускорение силы тяжести, м/с²;

ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с;

ρ — плотность (объемная масса), кг/м³;

λ — теплопроводность, Вт/(м·К) [ккал/(м·ч·°С)];

c — массовая теплоемкость, Дж/(кг·К) [ккал/(кг·°С)];

K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)];

R — термическое сопротивление м², К/Вт (м²·ч·°С/ккал);

L — объемный расход воздуха, м³/ч;

j — массовый расход воздуха, кг/(м²·ч);

P — давление, Па (кг/м²); мм рт. ст.; мм вод. ст);

u — влагосодержание, отнесенное к массе сухого материала, кг/кг;

Θ — потенциал влажности, °В;

φ — относительная влажность воздуха;

$\varphi\theta$ — относительный потенциал влажности;

$\varkappa$ — влагопроводность, кг/(м²·ч·°В);

i — плотность потока влаги, кг/(м²·ч);

η — влагоемкость, (кг/кг)/°В;

β — коэффициент влагообмена, кг/(м²·ч·°В);

μ — химический потенциал, Дж/кг (ккал/кг);

δ — толщина, м;

$\varnothing$ — калибр;

a_f — ширина в два калибра;

e — протяженность, м;

f — фактор формы;

h — высота помещения или прибора, м;

H — высота здания, м;

A — амплитуда колебания величины (температуры, теплового потока и др.);

ν — показатель затухания амплитуды колебания температуры;

ε — запаздывание во времени колебаний, ч;

D — условная толщина, показатель тепловой массивности, теплоинерционность;

S — теплоусвоение материала Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)];

Y — показатель теплоусвоения, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)];

B, p — показатель теплопоглощения, Вт/(м²·К)[ккал/(м²·ч·°С)];

Ω — коэффициент прерывистости;

Λ — показатель интенсивности конвективного теплообмена, Вт/К [ккал/(ч·°С)];

s — коэффициент проводимости воздуха, кг/(м²·Па²) [кг/(м²××ч·мм вод. ст.²)];

R_u — сопротивление воздухопроницанию, м²·ч·Па/кг (м²·ч(кг/м²)/кг)

k — аэродинамический коэффициент;

v — скорость, составляющая скорости по оси x, м/с;

u — составляющая скорости по оси y, м/с;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

τ — касательное напряжение, Н/м^2 (кг/м^2);

μ — коэффициент динамической вязкости, Н·с/м^2(кг·с/м^2);

$K_{об}$ — коэффициеит обеспеченности;

J — энтальпия влажного воздуха, Дж/кг (ккал/кг);

d — влагосодержание влажного воздуха, кг/кг;

$П$ — приведеиные затраты, руб/м^2;

S — стоимость (тепла, материала), руб. на единицу продукции;

C — отчисления на амортизацию и ремоит;

I — интенсивность суммарной солнечиой радиации, Вт/м^2 [ккал/(м^2·ч)];

S — то же, прямой, Вт/м^2 [ккал/(м^2·ч)];

D — то же, рассеянной, Вт/м^2 [ккал/(м^2·ч)];

R — то же, отраженной, Вт/м^2 [ккал/(м^2·ч)];

a — коэффициент отражения излучения поверхностью (альбедо);

p — коэффициент поглощения излучения поверхностью;

τ — коэффициент проницания излучения;

k — коэффициент поглощения излучения в толще полупрозрачного материала, 1/м;

ε — направление луча процесса в I—d-диаграмме, Дж/кг (ккал/кг).

Критерии

Bi — Био

Pr — Прандтля

Gr — Грасгофа

Ra — Рэлея

Re — Рейнольдса

Nu — Нуссельта

Ar — Архимеда

Кп — Кондратьева

Fo — Фурье

Bo — Больцмаиа

Sк — Старка

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ВВЕДЕНИЕ

Строительная наука состоит из большого числа разделов, затрагивающих разные отрасли знаний. Многие из этих разделов, бывшие до недавнего времени частями физики, механики, геологии и других наук, превратились в настоящее время в самостоятельные научные дисциплины. Одной из таких дисциплин является строительная теплофизика, в которой изучаются явления передачи тепла, переноса влаги, фильтрации воздуха применительно к строительству.

Для строителей важны многие вопросы, относящиеся к области строительной теплофизики. Это промерзание, пучение грунтов и их взаимодействие с инженерными сооружениями в районах сезонного промерзания грунтов и в области «вечной мерзлоты»; тепловлажностный режим гидротехнических сооружений, особенно в зоне переменного горизонта воды и фильтрации грунтовых вод; вопросы морозостойкости материалов, сушки изделий, процессы тепло- и массообмена при твердении бетона и изготовлении строительных деталей и конструкций на заводах.

Среди всех строительных сооружений здания подвержены наиболее сложным физическим воздействиям. Процессы тепло- и массообмена в помещениях зданий и ограждающих конструкциях, которые рассматриваются в книге, связаны с действием наружных климатических условий, а также с работой систем кондиционирования микроклимата.

Климат нашей страны исключительно разнообразен. В районе Оймякона в Якутии расположен полюс холода обжитых районов Земли, где температура понижается до —71° при среднегодовой температуре —17°. (Полюс абсолютного холода Земли расположен в районе станции Восток в Советском секторе Антарктиды. Здесь температура понижается до —87,6° при среднегодовом ее значении около —50°). В Узбекистане (г. Термез) температура повышается до +48° при среднегодовой температуре +18°. Во многих пунктах побережья Ледовитого океана отопительный период продолжается весь год, в то время как в отдельных районах Средней Азии и Кавказа он продолжается менее трех месяцев, например в Батуми, Гагре — 75 дней. Но в жарких районах необходимо защищать здания от перегрева солнечной радиацией и обеспечивать искусственное охлаждение помещений в течение продолжительного жаркого периода года.

Климат большей части территории нашей страны более суров, чем других государств. Представление об этом дает табл. В.1, в которой сопоставлены характерные наружные температуры по данным многолетних наблюдений для некоторых городов мира.

Строительная теплофизика как научная дисциплина начала развиваться в нашей стране сравнительно недавно (с 20-х годов). Для ее развития много сделано инженерами-строителями и строителями-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица В.1

Географический пункт	Географическая широта	Среднемесячные температуры, °С	
		наиболее жаркого месяца	наиболее холодного месяца
Москва	55°52′	17,9	—10,2
Ташкент	41°40′	27,4	—1,1
Париж	48°51′	18	2
Афины	37°59′	27	9
Токио	35°42′	25	3
Сан-Франциско	37°45′	25	10
Квебек	46°49′	19	—12

теплотехниками В. Д. Мачинским, Г. А. Селиверстовым, О. Е. Власовым, К. Ф Фокиным, С И. Муромовым, Р. Е. Бриллингом, Б. Ф. Васильевым, В. М. Ильинским, Ф В Ушковым, Н. С. Ермолаевым, А. М Шкловером, Л. А. Семеновым, С. Н Шориным, М. И. Киссиным и др. В 50-х годах в строительной теплофизике произошли качественные изменения в связи с исследованиями А В. Лыкова и его физико-математической школы. Сложные теплофизические задачи в строительстве решаются теперь современными математическими и физическими методами с применением теории подобия, методов аналогии, счетно-решающих устройств и т. д.

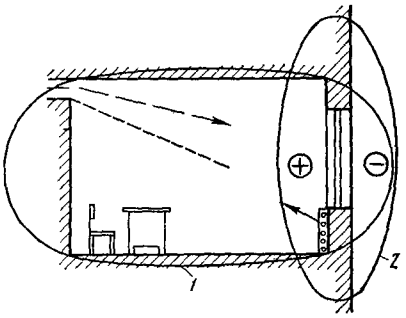


Рис. В.1. Сферы теплофизики помещения (*1*) и ограждения (*2*)

Строительная теплофизика рассматривает вопросы, относящиеся к области деятельности специалистов по конструкциям зданий и системам кондиционирования микроклимата. На рис. В. 1. условно показаны эти области. Теплотехники-строители занимаются вопросами создания микроклимата в помещении, применяя системы кондиционирования (отопления — охлаждения и вентиляции) с учетом влияния наружного климата через ограждения. Строителей, специалистов по конструкциям зданий, интересует режим ограждений под действием внутренних условий и наружного климата в связи с долговечностью конструкций и их эксплуатационными свойствами.

Полносборное строительство зданий и его инженерного оборудования из крупноразмерных элементов с применением высокоэффективных материалов является основным направлением развития современной строительной техники.

С переходом к новому виду высотной, многоэтажной застройки создаются и совершенствуются конструкции элементов сборных зда-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ний, используются новые теплоизоляционные, облицовочные и конструктивные материалы с разнообразными физическими свойствами.

В настоящее время в полносборном строительстве наряду с большими успехами имеется ряд недостатков, которые связаны с малой изученностью, а в ряде случаев и с недооценкой вопросов строительной теплофизики.

В мире происходит гигантское потребление энергии, которое постоянно возрастает. Ежедневно сжигается то, что Земля накапливала тысячу лет. По оценкам международных организаций, потребление энергоресурсов к концу XX в. возрастет в 2,5 раза по сравнению с 1975 г. и составит 18 — 21 млрд. т условного топлива (тут). При этом будет потребляться ~80% органического топлива (уголь — 30%, нефть —32% и газ — 18%), запасы которого ограничены, 7% — гидроэнергии и 13% атомной энергии.

Советский Союз — единственная промышленно развитая страна, живущая за счет собственных энергоресурсов. Топливно-энергетический комплекс, созданный в нашей стране, поглощает $^1/_3$ всех капиталовложений в промышленность и строительство и значительную часть всех материальных и трудовых ресурсов. Отмечается постоянное повышение стоимости топлива, возрастает дальность его транспортировки. В соответствии с постановлением Госстроя СССР от 11 января 1979 г. стоимость замыкающего топлива при экономических оценках проектных решений увеличена в среднем по всей территории страны в два раза. В последних постановлениях ЦК КПСС и Совета Министров СССР неизменно подчеркивается исключительная важность вопросов эффективного и экономного использования энергии.

В строительной индустрии расходуется много энергии, но главное состоит в том, что основной объект строительства — здания и сооружения — потребляют огромное количество топливно-энергетических ресурсов. Расход топлива на теплоснабжение зданий составляет 40% всего добываемого топлива. При этом на жилые и общественные здания расходуется 26% (в городах — 18%, в сельской местности — 8%), на промышленные здания — 14%. Удельная теплопотребность в строительстве, к сожалению, не сокращается. В современных зданиях потребность в тепле больше, чем в зданиях 50—60-х годов строительства. В результате основной энергетической задачей в области строительства является проектирование зданий и сооружений с эффективным использованием энергии, модернизация существующего фонда зданий в целях экономии энергии.

Рассмотренные в учебнике вопросы должны дать будущему инженеру-строителю знания в области строительной теплофизики, которые позволят ему решать важные для страны задачи эффективного и экономичного расходования топливно-энергетических ресурсов в области строительства.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА I

ТЕПЛООБМЕН В ПОМЕЩЕНИИ

§ I.1. ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗДАНИЯ

Тепловым режимом здания называется совокупность всех факторов и процессов, определяющих тепловую обстановку в его помещениях.

Помещения здания (рис. I.1) изолированы от внешней среды ограждающими конструкциями, что позволяет создать в них определенный микроклимат. Наружные ограждения защищают помещения от непосредственных атмосферных воздействий, а специальные системы кондиционирования поддерживают определенные заданные параметры внутренней среды. Совокупность всех инженерных средств и устройств, обеспечивающих заданные условия микроклимата в помещениях здания (ограждающие конструкции, солнцезащитные устройства, другие конструктивно-планировочные средства, а также системы отопления — охлаждения, вентиляции, кондиционирования воздуха), называют системой кондиционирования микроклимата (СКМ)

Под действием разности наружной и внутренней температур, солнечной радиации и ветра помещение теряет тепло через ограждения зимой и нагревается летом. Гравитационные силы, действие ветра и вентиляция создают перепады давлений, приводящие к перетеканию

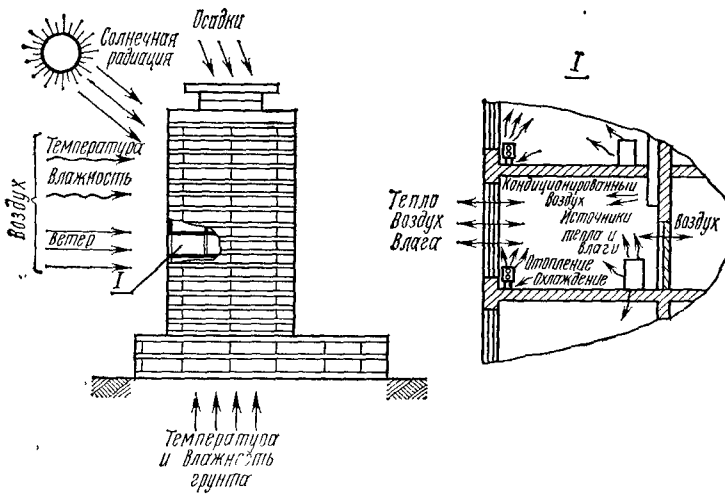


Рис. I.1. Различные виды воздействий на тепловой, воздушный и влажностный режимы помещения в здании

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

воздуха между сообщающимися помещениями и к его фильтрации через поры материала и неплотности ограждений. Атмосферные осадки, влаговыделения в помещениях, разность влажности внутреннего и наружного воздуха приводят к влагообмену через ограждения, под влиянием которого возможно увлажнение материалов и ухудшение защитных свойств и долговечности наружных стен и покрытий.

Процессы, формирующие тепловую обстановку помещения, необходимо рассматривать в неразрывной связи между собой, ибо их взаимное влияние может оказаться весьма существенным. Например, фильтрация воздуха и увлажнение конструкций могут в несколько раз увеличить теплопотери помещения зимой. В то же время создание благоприятной воздушной среды в помещении требует организации его воздухообмена и влагообмена с наружной средой.

§ I.2. ТЕПЛООБМЕН В ПОМЕЩЕНИИ

При эксплуатации зданий определяющим является тепловой режим помещений, от которого зависит ощущение теплового комфорта людей, нормальное протекание производственных процессов, состояние и долговечность конструкций здания и его оборудования. Тепловая обстановка в помещении определяется совместным действием ряда факторов: температуры, подвижности и влажности воздуха помещения, наличием струйных течений, распределением параметров воздуха в плане и по высоте помещения, а также радиационным излучением окружающих поверхностей, зависящим от их температуры, геометрии и радиационных свойств. Под действием конвективного и лучистого теплообмена и процессов массопереноса температуры воздуха и поверхностей в помещении взаимосвязаны и оказывают воздействие друг на друга.

Для изучения формирования микроклимата, его динамики и способов воздействия на него нужно знать законы теплообмена в помещении.

Общая схема теплообмена в помещении приведена на рис. I.2. Из нее следует, что в помещении в обмене теплом участвует ряд элементов. Это воздух основного (не занятого струйными течениями) объема помещения, поверхности, обращенные в помещение, объемы струй воздуха, внешние среды (наружный воздух, теплохладоноситель в приборах системы отопления — охлаждения). Между перечисленными элементами происхо-

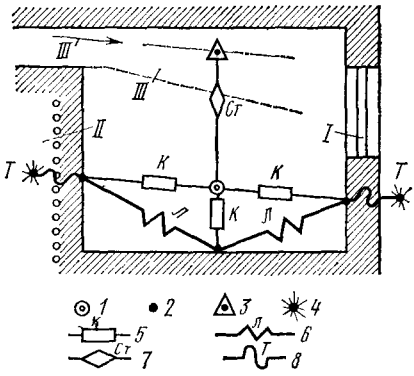


Рис. I.2. Общая схема теплообмена в помещении:

1 — воздух основного объема помещения; *2* — поверхности, обращенные в помещение; *3* — струи воздуха; *4* — внешняя среда; *5* — конвективный теплообмен; *6* — лучистый теплообмен; *7* — струйный теплообмен; *8* — теплообмен теплопроводностью; *I* — наружное ограждение; *II* — панель (отопительный прибор) системы отопления (охлаждения); *III* — нензотермическая струя приточного воздуха

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

дят следующие виды обмена теплом. Конвективный ($К$) теплообмен возникает между воздухом и поверхностями ограждений и приборов системы отопления — охлаждения, лучистый ($Л$) теплообмен — между отдельными поверхностями. В результате турбулентного перемешивания неизотермических струй воздуха с воздухом основного объема помещения происходит «струйный» ($Ст$) теплообмен. Внутренние поверхности наружных ограждений в основной теплопроводностью ($Т$) через толщину конструкций и теплообменом передают тепло наружному воздуху, а поверхности приборов также теплопроводностью и теплообменом — теплохладоносителю системы отопления — охлаждения.

Важной составляющей сложного процесса, формирующего тепловой режим помещения, является теплообмен на поверхностях. Тепловой баланс любой поверхности i в помещении (рис. I.2) в стационарных и нестационарных условиях может быть представлен на основе закона сохранения энергии уравнением

$$Л_i + К_i + Т_i = 0. \qquad (I.1)$$

Лучистая $Л_i$, конвективная $К_i$ и кондуктивная (теплопроводностью) $Т_i$ составляющие теплообмена на поверхностях в помещении могут изменяться во времени, иметь различную величину и знак, но уравнение (1.1) остается неизменным для всех поверхностей в стационарных и нестационарных условиях теплообмена. Исключение составляют поверхности, на которых происходят явления, связанные с дополнительным выделением и поглощением тепла (испарение воды или конденсация водяного пара, облучение сосредоточенным источником тепла и пр.). Для таких условий в уравнение теплового баланса (1.1) необходимо ввести слагаемые, учитывающие наличие дополнительных источников или стоков тепла.

Температуры поверхностей в помещении неодинаковы. Обычно зимой и летом наружные ограждения и приборы систем отопления — охлаждения бывают более нагретыми или охлажденными по сравнению с внутренними стенами, которые имеют температуру, близкую к температуре воздуха в помещении. Между поверхностями происходит теплообмен излучением, подчиняющийся общим физическим закономерностям, пользоваться которыми в инженерных расчетах сложно. Лучистый теплообмен в помещении происходит в условиях ограниченного диапазона значений температур, определенных радиационных свойств поверхностей, геометрии их расположения и пр.

Рассмотрим особенности излучения поверхностей и лучистого теплообмена в помещении, с тем чтобы упростить задачу и получить достаточно точную и простую методику для инженерного расчета.

§ I.3. СВОЙСТВА ТЕПЛОВОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Все поверхности помещения являются источниками теплового излучения. Тепловые лучи, идущие от нагретых поверхностей, представляют собой электромагнитные волны, тождественные по своей природе видимому свету, радиоволнам и др. Электромагнитные коле-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

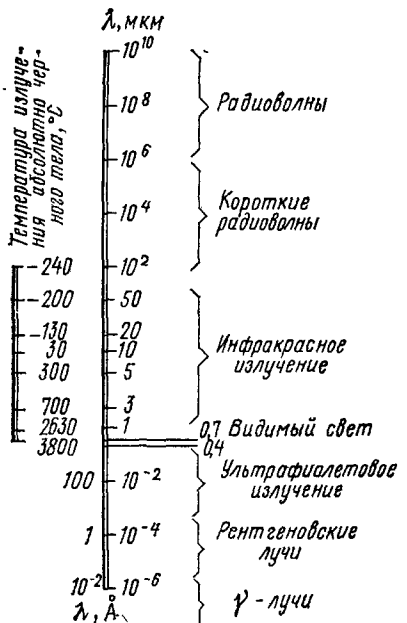


Рис. I.3. Шкала электромагнитных излучений (температура излучения соответствует максимальной интенсивности излучения λ)

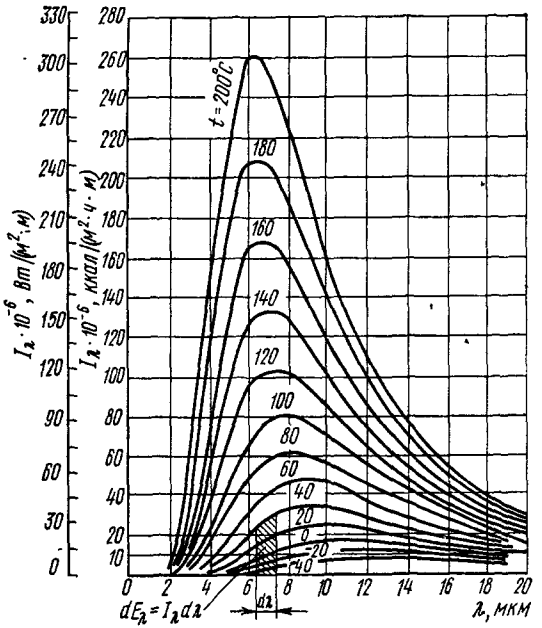


Рис. I.4. Спектральная интенсивность излучения поверхности абсолютно черного тела как функция длин волн при различных температурах

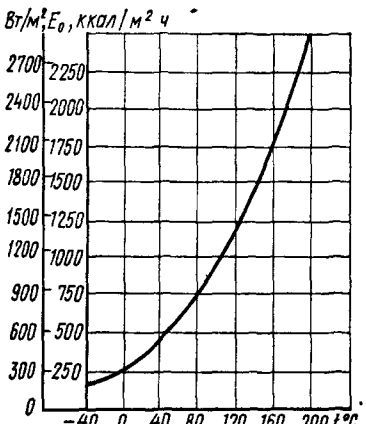


Рис. I.5. Интенсивность интегрального излучения абсолютно черного тела в зависимости от температуры

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

бания различаются по длине волны λ. Ее измеряют в метрах (м), микрометрах (мкм) или ангстремах (Å), причем 1 м $= 10^6$ мкм $= 10^{10}$ Å. На рис. I.3 приведена классификация электромагнитных колебаний в зависимости от длины волны. Как видно из рисунка, тепловое излучение в основном приходится на инфракрасный участок спектра.

Спектральная интенсивность излучения поверхности I_λ Вт/(м^2 · м) × × [ккал/(м^2 · ч · м)] *абсолютно черного тела* в зависимости от длины волн и обычного для помещений диапазона температур приведена на рис. I.4. Значения I_λ, приведенные на этом графике, соответствуют **закону Планка**. Тепловое излучение при достаточно низких температурах, характерных для поверхностей в помещении, захватывает сравнительно узкий участок длин волн и может рассматриваться как монохроматическое, т. е. состоящее из волн одинаковой длины. Учитывая близкую к параболической форму кривых на рис. I.4, можно в качестве осредненной принимать длину волны, соответствующую максимальной интенсивности излучения $\lambda_{макс}$. Ее величина определяется **законом Вина**

$$\lambda_{макс} = a/T, \qquad (I.2)$$

где a — постоянная излучения, равная 0,29 см · К.

При температурах поверхности T в помещении от 0 до 150°С (от 273 до 423 К) длины волн $\lambda_{макс}$ находятся в пределах от 11 до 7 мкм.

Замена *полихроматического* излучения *монохроматическим* есть первое возможное упрощение в расчете теплового излучения поверхностей в помещении.

По графику рис. I.4 для абсолютно черного тела с произвольной температурой можно определить интенсивность излучения $dE_0 = I_\lambda d\lambda$, Вт/м^2 [ккал/(м^2 · ч)], соответствующую определенному участку длины волны, который лежит в интервале от λ до $\lambda + d\lambda$.

Интенсивность излучения нагретой поверхности для всего спектра длин волн может быть определена интегрированием зависимостей, графики которых приведены на рис. I.4. Величина интегральной интенсивности излучения E_0, Вт/м^2 [ккал/(м^2 · ч),], определяется **законом Стефана — Больцмана:**

$$E_0 = \int_0^\infty I_\lambda \, d\lambda = C_0 (T/100)^4, \qquad (I.3)$$

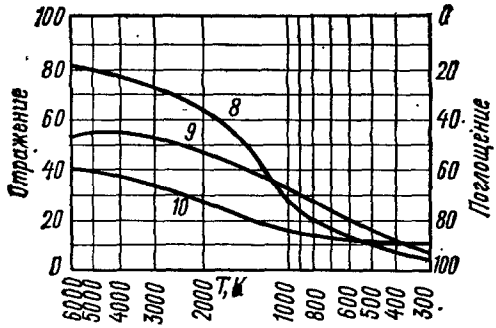
где C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный 5,77 Вт/(м^2 · К^4) [4,96 ккал/(м^2 · ч · К^4)].

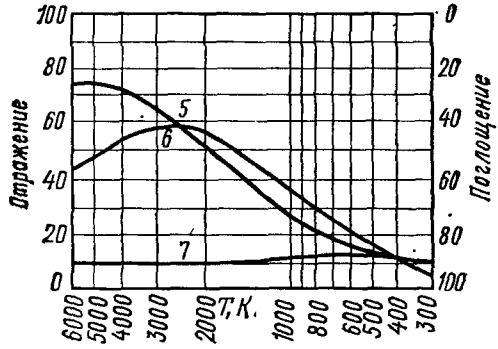
Зависимость E_0 от температуры показана на рис. I.5.

Поверхности в помещении являются *серыми* телами. В отличие от абсолютно черных серые тела излучают меньше тепла и падающий на них лучистый поток полностью ими не поглощается, а частично отражается **(закон Кирхгофа).**

Между строительными материалами — проводниками и диэлектриками имеется существенное различие в радиационных свойствах по отношению к инфракрасному излучению. Проводники отражают, а диэлектрики поглощают большую часть падающего на них инфракрас-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/





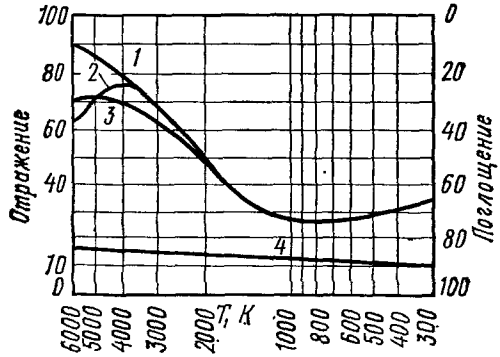


Рис. I.6. Отражательная и поглощательная способности материалов в зависимости от температуры источника (абсолютно черного тела) падающего излучения:

1 — бумага; *2* — дерево; *3* — материал одежды; *4* — линолеум (красно-коричневый); *5* — штукатурка гипсовая; *6* — красный кирпич; *7* — шиферные плиты; *8* — кафель белый; *9* — керамическая плитка; *10* — бетон

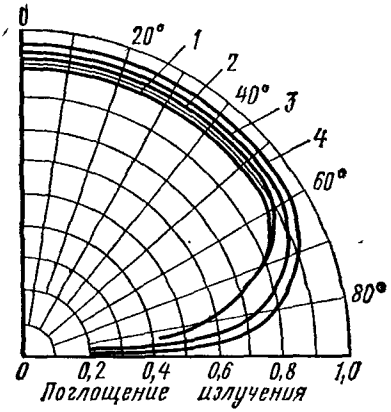


Рис. I.7. Относительная поглощательная способность в зависимости от угла направления излучения относительно нормали к поверхности:

1 — глина; *2* — стекло; *3* — бумага; *4* — древесина

ного излучения. В то же время в соответствии с **законом Кирхгофа,** согласно которому коэффициенты излучения и поглощения монохроматического излучения поверхностью материалов равны, первые излучают меньше тепловой энергии, чем вторые. Коэффициент излучения поверхности серого тела C всегда меньше C_0. Между ними существует зависимость

$$C = \varepsilon C_0, \qquad (I.4)$$

где ε — степень черноты, или относительный коэффициент излучения поверхности (величина безразмерная); для серой поверхности $\varepsilon < 1$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Интенсивность интегрального излучения серой поверхности *1* в помещении равна

$$E_1 = \varepsilon_1 E_{0,1} = \varepsilon_1 C_0 (T_1/100)^4. \qquad (1.5)$$

Таблица 1.1

Значения относительного коэффициента излучения ε (при температурах 0—150°С) и относительного коэффициента поглощения солнечной радиации *p* (при температуре около 6000°С) поверхностями различных строительных материалов

Наименование материала и состояние поверхности	ε	*p*
Мрамор шлифованный:		
серый	0,93	0,30
темный	0,93	0,65
Гранит серый светлый полированный	0,42	0,80
Известняк шлифованный:		
светлый	0,40	0,35
темный	0,40	0,50
Песчаник шлифованный:		
желто-коричневый	—	0,54
светлый	—	0,62
красный	0,57	0,73
Кирпич обыкновенный:		
красный	0,93	0,70—0,74
светло-коричневый	—	0,55
глазурованный белый	—	0,26
Бетон, гладкая поверхность	0,62	0,54—0,65
Штукатурка:		
светлая	0,91	0,42
темная	0,94	0,73
Дерево:		
неокрашенное	0,7—0,9	0,59
окрашенное светло-желтое	—	0,60
Асбест белый	0,96	0,42
Руберонд	0,93	0,76—0,94
Толь черный	0,91	0,86—0,88
Железо:		
полированное	0,128	0,45
оцинкованное	0,28	0,64
Асбоцемент белый	0,96	0,61
Алюминий:		
матовый	0,055	0,52
полированный	0,039—0,057	0,26
Краски масляные:		
кармин светлый, красный		0,52
ультрамарин (синий)		0,64
кобальт зеленый светлый		0,58
марс коричневый	0,81	0,65
кобальт фиолетовый		0,83
зелень изумрудная		0,61
охра золотистая		0,44
охра красная		0,63
Стекло оконное, $\delta = 4{,}5$ мм		0,04
То же, $\delta = 7$ мм	0,94	0,076

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Свойства поглощения и отражения зависят не только от вида материала, но и от состояния поверхности, ее температуры, длин волн излучения и угла направления излучения к поверхности. На рис. I.6 приведен график зависимости относительных коэффициентов поглощения и отражения некоторых материалов от температуры источника падающего излучения.

На рис. I.7 показаны частные значения относительного коэффициента излучения в зависимости от угла направления излучения к поверхности. Графики на рис. I.7 подтверждают фактические отклонения от **закона Ламберта**, согласно которому распределение интенсивности излучения пропорционально косинусу угла падения излучения. Для поверхностей строительных материалов эти отклонения невелики. Излучение металлов сильнее под большим углом к поверхности (исключая углы, близкие к 90°); для диэлектриков имеет место обратное явление.

В узком диапазоне длин волн для интегрального излучения можно принимать, что осредненные значения коэффициентов излучения и поглощения поверхностей в помещении равны между собой. Их значения ε применительно к условиям теплообмена в помещении в диапазоне температур 0 — 150°С приведены в табл. I.1. Там же даны значения коэффициентов поглощения материалами солнечной радиации (при температуре излучения около 6000°С). Таким образом, довольно сложные свойства полихроматического излучения тел можно значительно упростить применительно к рассматриваемой задаче.

Суммируя изложенное выше, тепловое излучение поверхностей в помещении в дальнейшем будем рассматривать *как инфракрасное монохроматическое диффузное*, подчиняющееся законам Стефана — Больцмана, Ламберта и Кирхгофа — излучение поверхностей серых тел.

Воздух помещения при расчете лучистого теплообмена между поверхностями можно считать лучепрозрачной средой. Он состоит в основном из двухатомных газов (азот, кислород), которые совершенно прозрачны для тепловых лучей и сами не излучают тепловой энергии. Незначительное содержание многоатомных газов (водяной пар и углекислота) при малых толщинах слоя воздуха в помещении практически не изменяет этого свойства.

§ I.4. ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ МЕЖДУ ПОВЕРХНОСТЯМИ ПОМЕЩЕНИЯ

Каждая поверхность отдает тепло излучением и поглощает лучистое тепло, приходящее от окружающих поверхностей. Нагретые поверхности теряют больше тепла, чем поглощают. Более холодные, наоборот, получают больше тепла,

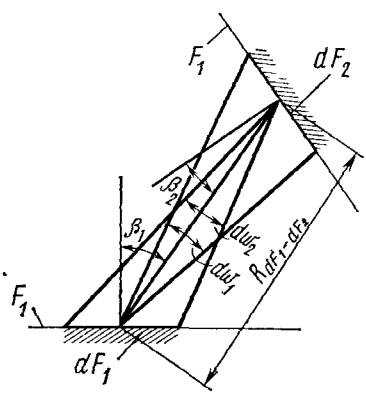


Рис. I.8. Теплообмен излучением между двумя поверхностями

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

чем отдают. Между различно нагретыми поверхностями в результате происходит теплообмен излучением.

Рассмотрим в начале **теплообмен** излучением **между двумя абсолютно черными поверхностями** *1* и *2* (рис. I.8). В соответствии с законом Стефана — Больцмана, элементарная площадка dF_1 на поверхности *1* излучает во все направления в пределах полусферы количество тепла, равное

$$dq_1 = C_0 (T_1/100)^4 \, dF_1. \tag{I.6}$$

Интенсивность излучения в направлении, нормальном к поверхности dF_1, в π раз меньше dq_1, т. е.

$$dq_{\text{нор}} = \frac{dq_1}{\pi} = \frac{1}{\pi} C_0 (T_1/100)^4 \, dF_1. \tag{I.7}$$

Интенсивность излучения под углом β_1 к нормали (в направлении к элементарной площадке dF_2) равна

$$dq_{\beta_1} = \frac{1}{\pi} C_0 (T_1/100)^4 \cos \beta_1 dF_1. \tag{I.8}$$

В пределах телесного угла $d\omega_1$ излучение тепла равно

$$d^2q_1 = \frac{1}{\pi} C_0 (T_1/100)^4 \cos \beta_1 dF_1 d\omega_1. \tag{I.9}$$

Телесный угол $d\omega_1$, определяемый dF_2, равен

$$d\omega_1 = \frac{dF_2 \cos \beta_2}{R^2}, \tag{I.10}$$

где $dF_2 \cos\beta_2$ — проекция площадки dF_2 на сферу радиусом R с центром в dF_1, когда угол между направлением излучения и нормалью к поверхности dF_2 равен β_2; R — расстояние между элементарными площадками dF_1 и dF_2.

Уравнение (I.9) можно записать в виде

$$d^2q_1 = C_0 (T_1/100)^4 \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{\pi R^2} \, dF_1 dF_2. \tag{I.11}$$

Уравнение, аналогичное (I.11), может быть написано для потока тепла d^2q_2, передаваемого площадкой dF_2 в сторону dF_1. Предполагается, что поверхности абсолютно черные, поэтому все тепло излучения ими поглощается. В результате лучистого теплообмена от площадки dF_1 передается площадке dF_2 количество тепла, равное

$$d^2Q_{1-2} = d^2q_1 - d^2q_2 = C_0 \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{\pi R^2} dF_1 dF_2 \times [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]. \tag{I.12}$$

Удобно воспользоваться понятием **коэффициента облученности** φ, который является геометрической характеристикой. Коэффициент облученности с площадки dF_1 на площадку dF_2 обозначим $\varphi_{dF_1-dF_2}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Он равен отношению лучистого потока, падающего с dF_1 на dF_2, ко всему потоку, излучаемому dF_1 (1.6), т. е.

$$\varphi_{dF_1-dF_2} = \frac{\cos\beta_1 \cos\beta_2}{\pi R^2}\, dF_2. \qquad (I.13)$$

Подставим это значение в (1.12) и получим

$$d^2Q_{1-2} = C_0 \varphi_{dF_1-dF_2} dF_1 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]. \qquad (I.14)$$

Теплообмен излучением между двумя поверхностями *1* и *2*, полные площади которых равны F_1 и F_2, можно получить двойным интегрированием уравнения (I.14) по площадям F_1 и F_2. Первое интегрирование дает значение количества тепла, теряемого с элементарной площадки dF_1 в сторону всей площади F_2:

$$dQ_{1-2} = C_0 \varphi_{dF_1-_2} dF_1 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \qquad (I.15)$$

где $\varphi_{dF_1-_2}$ — коэффициент облученности с элементарной площадки dF_1 на всю поверхность *2*, равный

$$\varphi_{dF_1-2} = \int_{F_2} \frac{\cos\beta_1 \cos\beta_2}{\pi R^2}\, dF_2. \qquad (I.16)$$

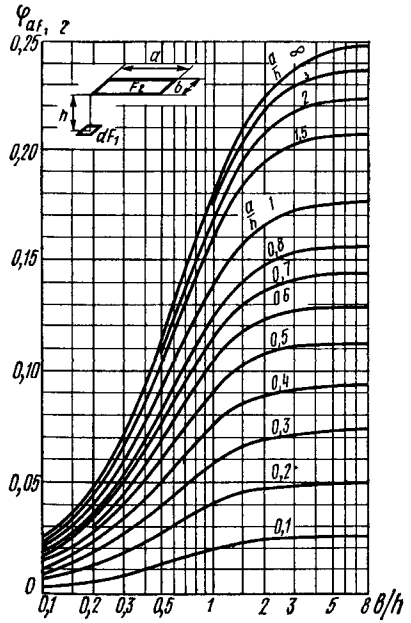


Рис I.9. Коэффициент облученности с элементарной площадки на поверхность в параллельной плоскости

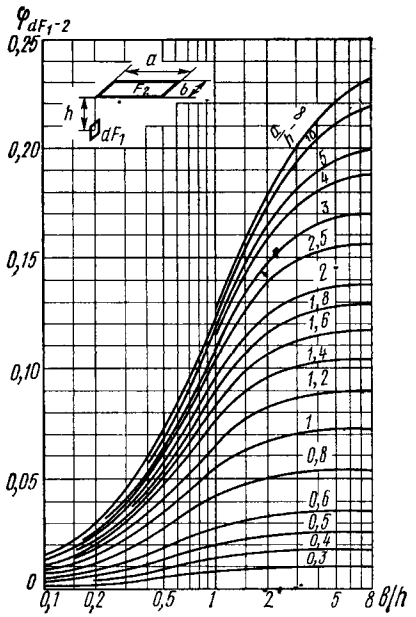


Рис. I.10. Коэффициент облученности с элементарной площадки на поверхность в перпендикулярной плоскости

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для определения коэффициента облученности с элементарной площадки на поверхность для двух наиболее характерных случаев расположения поверхностей во взаимно перпендикулярных и параллельных плоскостях можно воспользоваться графиками (рис. I.9 и I.10). Второе интегрирование определит общее количество тепла Q_{1-2}, передаваемое излучением с поверхности *1* на поверхность *2*:

$$Q_{1-2} = C_0 \varphi_{1-2} F_1 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \qquad (I.17)$$

где коэффициент облученности φ_{1-2} с поверхности *1* на поверхность *2*, равный

$$\varphi_{1-2} = \frac{1}{F_1} \int_{F_1} \int_{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{\pi R^2} dF_1 dF_2, \qquad (I.18)$$

показывает долю лучистого потока, попадающую на поверхность 2, от всего потока, излучаемого поверхностью 1.

Для определения коэффициента облученности φ_{1-2} при двух наиболее характерных случаях расположения поверхностей в помещении пользуются графиками (рис. I.11 и I.12). Для определения коэффициента облученности с точечной сферы на поверхности любого расположения можно воспользоваться рис. I.13.

Поверхности в помещении отличаются от абсолютно черных, что осложняет задачу, так как падающая на серую поверхность лучистая энергия частично отражается. Некоторая ее часть может многократно отражаться от взаимно облучаемых серых поверхностей, пока полностью ими не поглотится. Из теории лучистого теплообмена известно, что при теплообмене монохроматическим **излучением двух серых поверхностей,** для которых справедливы законы Ламберта и Кирхгофа, количество переданного тепла Q_{1-2} определяется по формуле

$$Q_{1-2} = \varepsilon_{\text{пр } 1-2} C_0 \varphi_{1-2} F_1 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]. \qquad (I.19)$$

В этой формуле в отличие от (I.17) величина $\varepsilon_{\text{пр}1-2}$ есть приведенный относительный коэффициент излучения при теплообмене между двумя серыми поверхностями. Для определения $\varepsilon_{\text{пр}}$ можно рассмотреть три простейших случая.

1. Для двух параллельных поверхностей, расстояние между которыми мало по сравнению с их размерами (коэффициент облученности $\varphi_{1-2} = 1$, так как практически все излучение одной поверхности попадает на другую). Отраженные лучи полностью возвращаются на излучающую поверхность и так до полного поглощения. Приведенный относительный коэффициент излучения теплообменивающихся поверхностей для этого случая равен

$$\varepsilon_{\text{пр } 1-2} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1}, \qquad (I.20)$$

где ε_1 и ε_2 — относительные коэффициенты излучения поверхностей.

2. Поверхность со всех сторон окружена другой поверхностью. Это сфера в сфере, цилиндр в цилиндре или просто невогнутая поверхность, окруженная большей поверхностью такой же геометрии. В этом

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

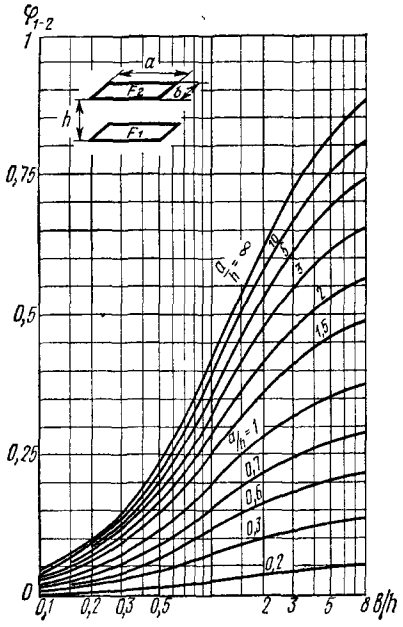


Рис. I.11. Коэффициент облученности с поверхности на поверхность, расположенную в параллельной плоскости

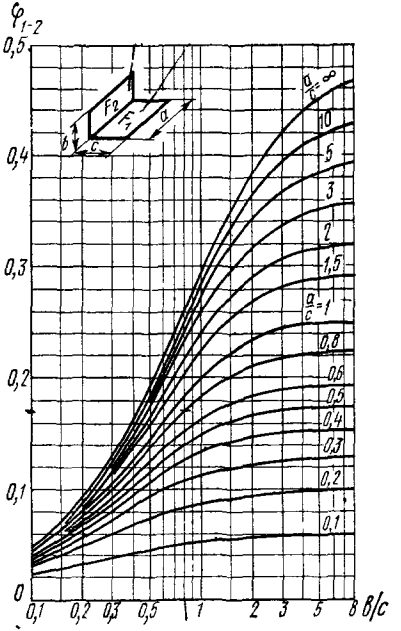


Рис. I.12. Коэффициент облученности с поверхности на поверхность, расположенную в перпендикулярной плоскости

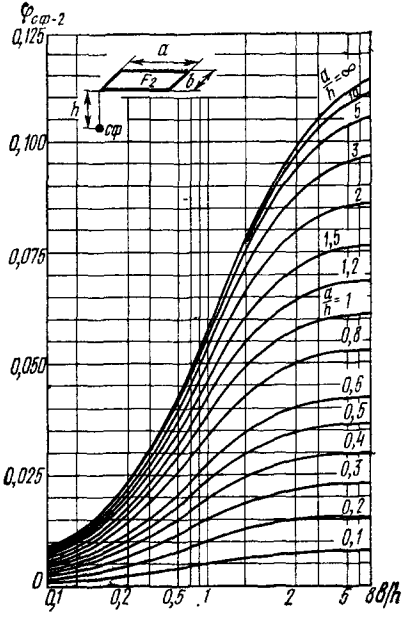


Рис. I.13. Коэффициент облученности с точечной сферы на поверхность

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

случае, если меньшая поверхность имеет площадь F_1, а большая F_2, величина $\varepsilon_{пр1-2}$ равна

$$\varepsilon_{пр\,1-2} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + F_1/F_2\,(1/\varepsilon_2 - 1)}. \qquad (I.21)$$

3. Если поверхности малы или велико расстояние между ними, то часть отраженного излучения, возвращающаяся на излучающую поверхность, становится пренебрежимой. В этом случае

$$\varepsilon_{пр\,1-2} = \varepsilon_1\varepsilon_2. \qquad (I.22)$$

Формула (I.22) определяет наинизший предел значения $\varepsilon_{пр1-2}$. Наибольшее значение $\varepsilon_{пр1-2} = \varepsilon_1$ соответствует второму случаю (I.21) при $F_1/F_2 \to 0$. Формула (I.20) дает среднее между этими крайними пределами значение $\varepsilon_{пр}$. При произвольном расположении поверхностей точно определить $\varepsilon_{пр}$ сложно. Величина $\varepsilon_{пр}$ будет находиться между значениями, определенными формулами (I.20) и (I.22). Поверхности в помещении имеют большие значения коэффициентов излучения. Для них разница при определении $\varepsilon_{пр}$ по формулам (I.20) и (I.22) невелика. На рис. I.14 приведены графики значений $\varepsilon_{пр}$, построенные по этим формулам.

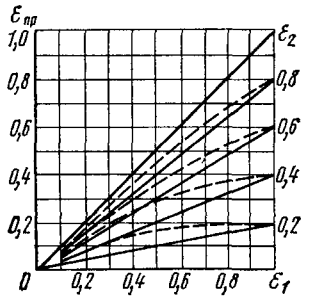


Рис. I.14. Приведенные коэффициенты излучения:
——— —по формуле (I.22);
– – – – —по формуле (I.20)

Угловые коэффициенты облученности практически для всех возможных случаев взаимного расположения поверхностей в помещении могут быть определены с помощью графиков рис. I.9—I.13 и по формулам табл. I.2 Эти формулы выведены на основе свойств лучистых потоков [I.21]. *Лучистым потоком* в данном случае называется *геометрическая характеристика, равная произведению площади излучающей поверхности на коэффициент облученности с этой поверхности на другую, лучистый поток на которую определяется.*

При определении коэффициентов облученности пользуются тремя **основными свойствами лучистых потоков.**

Свойство замкнутости лучистых потоков состоит в том, что сумма коэффициентов облученности с поверхности *1* в сторону всех окружающих поверхностей *j* равна единице:

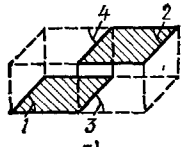
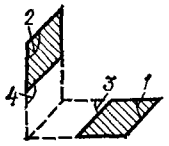
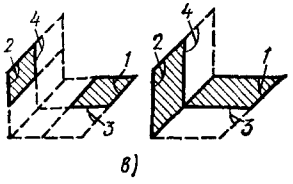
$$\sum \varphi_{1-j} = 1. \qquad (I.23)$$

Свойство замкнутости лучистых потоков позволяет, например, проверить правильность определения всех коэффициентов облученности с одной поверхности в помещении в сторону всех остальных поверхностей. Уравнение (I.23) не удовлетворяется, например, в случае, если поверхность *1* является вогнутой, так как при наличии вогнутости часть лучей попадает на саму поверхность и в лучистом обмене с окружающими поверхностями не участвует.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 1.2

Расчетные формулы коэффициентов облученности при различном расположении поверхностей в помещении
(в дополнение к графикам рис. I.11 — I.12)

Расположение поверхностей	Значение коэффициента облученности
 а)	$\varphi_{1-2} = \frac{1}{2F_1}\left[\varphi_{(1+3)-(2+4)}(F_1+F_3) - \varphi_{1-4}F_1 - \varphi_{3-2}F_3\right]$
 б)	$\varphi_{1-2} = \frac{1}{F_1}\left[\varphi_{(1+3)-(2+4)}(F_1+F_3) - \varphi_{3-(2+4)}F_3 - \varphi_{(1+3)-4}(F_1+F_3) - \varphi_{3-4}F_3\right]$
 в)	$\varphi_{1-2} = \frac{1}{2F_1}\left[\varphi_{(1+3)-(2+4)}(F_1+F_3) - \varphi_{1-4}F_1 - \varphi_{3-2}F_3\right]$

Свойство взаимности лучистых потоков. Согласно этому свойству поток с поверхности *1* на поверхность *2* равен потоку с поверхности *2* на *1*:

$$F_1\varphi_{1-2} = F_2\varphi_{2-1}. \qquad (I.24)$$

Пользуясь этим соотношением, можно, например, при известном значении φ_{2-1} получить коэффициент облученности:

$$\varphi_{1-2} = \varphi_{2-1}F_2/F_1. \qquad (I.25)$$

Свойство распределительности лучистых потоков состоит в том, что поток от поверхности *1* к поверхности *2* может быть представлен в виде суммы потоков между отдельными частями *m* (*1*) и *n* (*2*) этих поверхностей

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

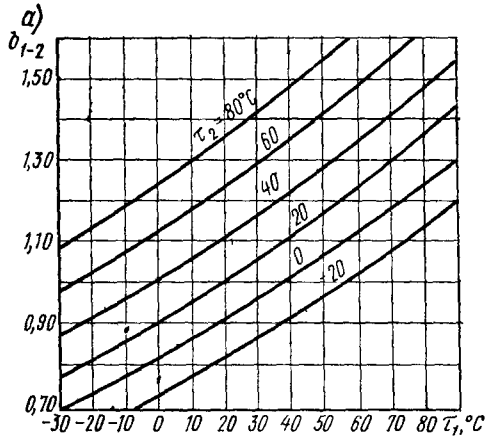
$$F_1\varphi_{1-2} = \sum_m \sum_n F_m \varphi_{m-n}. \qquad (I.26)$$

Зависимость (I.26) позволяет по данным для простейших схем расположения поверхностей получить значения коэффициентов облученности при произвольном положении поверхностей.

В табл. I.2 приведены рисунки и формулы для расчета средних коэффициентов облученности при различных вариантах возможного расположения нагретых и охлажденных поверхностей в помещении.

Для инженерных расчетов в формуле (I.19) удобно заменить разность четвертых степеней абсолютных температур разностью температур в первой степени в виде

$$(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 = b_{1-2}(\tau_1 - \tau_2). \qquad (I.27)$$



Множитель b_{1-2} (рис. I.15, *а*), корректирующий расхождение между этими двумя разностями температур, называют температурным коэффициентом. Его величину при комнатных температурах можно

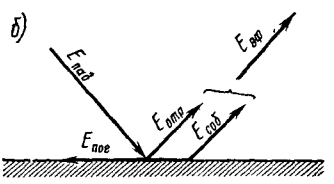


Рис. I.15. К выводу формулы лучистого теплообмена поверхностей в помещении:

а — зависимость температурного коэффициента *b* от температуры теплообменнвающихся поверхностей; *б* — структура лучистых потоков на поверхности серого тела

определять, исходя из средней температуры теплообменивающихся поверхностей $\tau_{ср} = 0{,}5(\tau_1 + \tau_2)$ по формуле

$$b_{1-2} = 0{,}81 + 0{,}01\tau_{ср}. \qquad (I.28)$$

С учетом всех изложенных упрощений количество тепла Q_{1-2} (I.19) может быть определено по формуле

$$Q_{1-2} = C_0 \varepsilon_{пр\ 1-2} b_{1-2}(\tau_1 - \tau_2)\varphi_{1-2}F_1. \qquad (I.29)$$

Эта формула получена из рассмотрения теплообмена только двух поверхностей между собой без учета излучения и участия в многократном отражении остальных поверхностей. Для точного расчета лучистого теплообмена тела со всеми окружающими его поверхностями в помещении нужно воспользоваться методикой, использующей понятие «эффективное излучение».

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Общий поток лучистого тепла, покидающий поверхность, называется ее эффективным излучением $E_{эф}$. Этот поток складывается из потоков собственного $E_{соб}$ и отраженного $E_{отр}$ излучений. Лучистый поток, приходящий на поверхность, называется *падающим* $E_{пад}$. Он складывается из частей потоков эффективного излучения всех окружающих поверхностей. Часть его остается на поверхности и является поглощенным $E_{погл}$ излучением. Структура лучистых потоков на поверхности серого тела приведена на рис. I.15, *б*.

Баланс лучистого теплообмена $Л_1$ (I.1) поверхности *1* в помещении со всеми поверхностями определяется равенством

$$Л_1 = E_{погл} = (E_{эф\,1} - E_{пад\,1})\,F_1. \qquad (I.30)$$

Эффективное излучение поверхности *1* равно сумме собственного $E_{соб\,1}$ и отраженного $E_{отр1}$ излучений:

$$E_{эф\,1} = E_{соб\,1} + E_{отр\,1} = \varepsilon_1 C_0 (T_1/100)^4 + (1 - \varepsilon_1) E_{пад\,1}. \qquad (I.31)$$

Теплообмен излучением поверхности *1* с остальными поверхностями помещения можно представить в следующем виде. Количество тепла, уходящее с поверхности *1*, определяется как $\sum_j F_1 \varphi_{1-j} E_{эф1}$. Количество тепла, падающее на поверхность *1*, равно $\sum_j F_j \varphi_{j-1} E_{эф j}$. С учетом свойств взаимности лучистых потоков, когда $F_j \varphi_{j-1} = F_1 \varphi_{1-j}$, имеем

$$\sum_j F_1 \varphi_{1-j} E_{эф\,1} = \sum_j F_1 \varphi_{1-j} E_{эф\,j}.$$

Баланс лучистого теплообмена поверхности *1* в связи с этим можно записать согласно (I.30) в виде

$$Л_1 = \sum_j F_1 \varphi_{1-j} (E_{эф\,1} - E_{эф\,j}). \qquad (I.32)$$

Совместное решение уравнений (I.30) и (I.31) позволяет установить связь между E_{01} (излучение абсолютно черного тела при температуре поверхности *1*) и эффективным $E_{эф1}$ излучениями поверхности и записать баланс лучистого теплообмена на ней также в виде

$$Л_1 = F_1 \frac{\varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} (E_{01} - E_{эф\,1}). \qquad (I.33)$$

Таким образом, свойство излучения серой поверхности определяется двумя потоками излучения E_{01} и $E_{эф1}$, а ее баланс лучистого теплообмена — двумя уравнениями (I.32) и (I.33).

Введем в рассмотрение условное понятие «эффективная температура ($T_{эф}$) поверхности». По аналогии с зависимостью между излучением E_{01} поверхности и ее температурой T_1

$$E_{01} = C_0 (T_1/100)^4 \qquad (I.34)$$

зависимость между эффективным излучением поверхности $E_{эф1}$ и ее эффективной температурой $T_{эф1}$ будет иметь вид

$$E_{эф\,1} = C_0 (T_{эф\,1}/100)^4. \qquad (I.35)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Уравнения баланса лучистого теплообмена поверхности удобно записать относительно разности температур. Уравнение (I.32) примет вид

$$Л_1 = \sum F_1 \varphi_{1-j} C_0 b_{\text{эф } 1-\text{эф } j} (\tau_{\text{эф } 1} - \tau_{\text{эф } j}), \qquad (I.36)$$

а уравнение (I.33)

$$Л_1 = F_1 \frac{\varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} C_0 b_{1-\text{эф}j} (\tau_1 - \tau_{\text{эф } j}), \qquad (I.37)$$

τ и $\tau_{эф}$ — соответствующие температуры и эффективные температуры поверхности *1* и окружающих ее поверхностей, К (°С); b — температурный коэффициент, учитывающий в уравнениях (I.36) и (I.37) переход от разности четвертых степеней абсолютных температур в К к разности температур в °С.

Задача о лучистом теплообмене системы серых поверхностей в такой постановке может быть представлена в виде системы уравнений баланса лучистого теплообмена, причем для каждой поверхности таких уравнений будет два вида: (I.36) и (I.37). Решение задачи можно получить с помощью аналоговой электрической модели или расчетом на ЭВМ (см. § 1.17).

Для инженерного расчета теплообмена в случае, когда поверхности имеют высокие значения коэффициента излучения, можно упростить постановку задачи, пренебрегая отраженным вторичным излучением. Обычно для ограждений в помещении степень черноты больше 0,9, поэтому отраженное вторичное излучение составляет небольшую величину от падающего потока и значительно меньше собственного излучения. Если поверхности имеют небольшой коэффициент черноты, то уменьшается доля лучистого теплообмена в общем обмене теплом и поэтому увеличение ошибки в расчете лучистой составляющей практически не изменяет точности общего результата. Расчеты по точным формулам показывают, что пренебрежение многократным отражением применительно к условиям в помещении дает небольшую погрешность (менее 3%), вполне допустимую в инженерных расчетах. Приняв такое упрощение, можно определить **радиационный баланс поверхности *1* в помещении с учетом теплообмена со всеми поверхностями** формулой

$$Л_1 = \sum_j C_0 \varepsilon_{1-j} b_{1-j} (\tau_1 - \tau_j) \varphi_{1-j} F_1. \qquad (I.38)$$

При расчете должны быть учтены все поверхности, а в некоторых случаях и характерные их части, участвующие в лучистом теплообмене с поверхностью *1*. Число поверхностей и их частей будет соответствовать числу слагаемых в сумме правой части написанного уравнения и может быть достаточно велико, что затрудняет расчет. В связи с этим для последующего упрощения расчета лучистого теплообмена поверхности в помещении удобно воспользоваться понятием *радиационная температура t_R помещения*. Температура t_{R1} — радиационная температура помещения, относительно повер-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

хности *1* определяется как осредненная (по признаку эквивалентности лучистому теплообмену с поверхностью *1*) температура всех окружающих (поверхность *1*) поверхностей в помещении. Признак эквивалентности лучистому теплообмену достаточно полно отражает коэффициент облученности (I.38). Поэтому t_{R1} определим как осредненную температуру поверхностей по коэффициентам облученности

$$t_{R1} = \frac{\sum \varphi_{1-j} t_j}{\sum \varphi_{1-j}}. \qquad (I.39)$$

Знаменатель последней формулы по свойству замкнутости лучистых потоков (1.23) обычно равен единице, поэтому

$$t_{R1} = \sum \varphi_{1-j} t_j. \qquad (I.40)$$

Иногда t_{R1} определяют как средневзвешенную температуру по площадям окружающих поверхностей, т. е.

$$t_{R1} = \frac{\sum F_j t_j}{\sum F_j}. \qquad (I.41)$$

Расчет по (I.41) проще, чем по (I.39), но менее точен.

Пользуясь понятием «радиационная температура», можно еще более упростить расчет лучистого теплообмена в помещении и записать формулу (I.38) в виде

$$Л_1 = C_0 \varepsilon_{пр\,1-R} b_{1-R} \varphi_{1-R} (\tau_1 - t_R) F_1. \qquad (I.42)$$

Произведение величин перед разностью температур в последней формуле по физическому смыслу является коэффициентом лучистого теплообмена поверхности *1* в помещении ($\alpha_{л1}$). Он равен

$$\alpha_{л1} = C_0 \varepsilon_{пр\,1-R} b_{1-R} \varphi_{1-R}. \qquad (I.43)$$

С учетом $\alpha_{л1}$ уравнение лучистого теплообмена произвольной поверхности *1* в помещении запишем в виде

$$Л_1 = \alpha_{л1} (\tau_1 - t_R) F_1. \qquad (I.44)$$

В помещении обычно все поверхности имеют $\varepsilon \approx 0{,}9 \div 0{,}95$ и $\varepsilon_{пр1-R} \approx 0{,}85$, $b_{1-R} \approx 1{,}0$, $\varphi_{1-R} = 1{,}0$, $C_0 = 5{,}77$, поэтому

$$\alpha_{л1} \approx 5{,}77 \cdot 0{,}85 \cdot 1 \cdot 1 = 4{,}9 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)} \ [4{,}2 \text{ ккал/(м}^2\text{·ч·°С)}].$$

Это значение $\alpha_{л1}$ обычно и принимается в инженерных расчетах лучистого теплообмена в помещении.

Пример 1.1. Определить количество тепла, передаваемого непосредственно от нагретой перегородочной панели к окну путем излучения. Температура панели $\tau_п = 40°$ С, температура стекла $\tau_{ок} = 5°$ С. Расположение панели относительно окна показано на рис. I.16, *а*.

Решение. По формуле (I.19) количество передаваемого тепла равно

$$Q_{п-ок} = C_0 \varepsilon_{пр} \varphi_{п-ок} F_п [(T_п/100)^4 - (T_{ок}/100)^4].$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

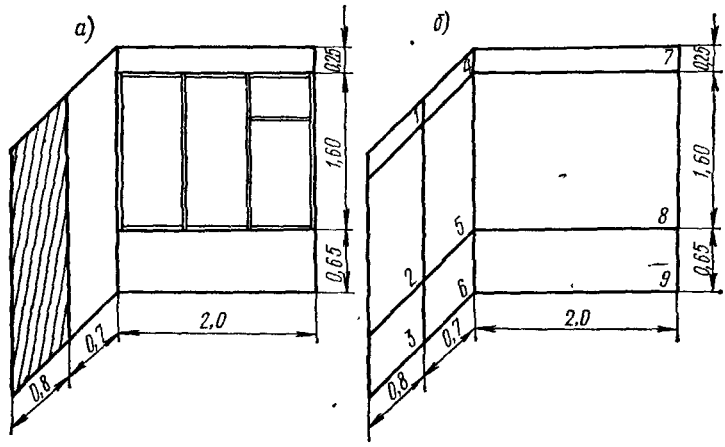


Рис. I.16. К примеру I.1 расчета лучистого теплообмена между нагретой перегородочной панелью и окном

Приведенный коэффициент излучения $\varepsilon_{пр}$ для данной системы тел (панель — окно) можно определить, воспользовавшись формулой (I.22):

$$\varepsilon_{пр} = 0{,}91 \cdot 0{,}94 = 0{,}86,$$

где 0,94 — коэффициент излучения стекла; 0,91 — коэффициент излучения штукатурки (см. табл. I.1).

Для определения коэффициента облученности разобьем поверхности перегородки и наружной стены на характерные прямоугольники (рис. I.16, *б*). Согласно свойству распределительности лучистых потоков (I.26),

$$\varphi_{8-(1+2+3)} F_8 = \varphi_{8-1} F_8 + \varphi_{8-2} F_8 + \varphi_{8-3} F_8$$

или

$$\varphi_{8-(1+2+3)} = \varphi_{8-1} + \varphi_{8-2} + \varphi_{8-3};$$

$$\varphi_{8-1} = \varphi_{8-(1+4)} - \varphi_{8-4}; \quad \varphi_{8-2} = \varphi_{8-(2+5)} - \varphi_{8-5}; \quad \varphi_{8-3} = \varphi_{8-(3+6)} - \varphi_{8-6}.$$

По табл. I.2,

$$\varphi_{8-(1+4)} = \frac{1}{2F_8}\left[\varphi_{(7+8)-(1+4+5)}(F_7 + F_8) - \varphi_{7-(1+4)} F_7 - \varphi_{8-(2+5)} F_8\right];$$

$$\varphi_{8-4} = \frac{1}{2F_8}\left[\varphi_{(7+8)-(4+5)}(F_7 + F_8) - \varphi_{7-4} F_7 - \varphi_{8-5} F_8\right];$$

$$\varphi_{8-(3+6)} = \frac{1}{2F_8}\left[\varphi_{(8+9)-(2+5+3+6)}(F_8 + F_9) - \varphi_{8-(2+5)} F_8 - \varphi_{9-(3+6)} F_9\right];$$

$$\varphi_{8-6} = \frac{1}{2F_8}\left[\varphi_{(8+9)-(3+6)}(F_8 + F_9) - \varphi_{8-5} F_8 - \varphi_{9-6} F_9\right].$$

Таким образом,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\varphi_{8-(1+2+3)} = \frac{1}{2F_8}\left[\varphi_{(7+8)-(1+2+4+5)}(F_7+F_8) - \varphi_{7-(1+4)}F_7 - \varphi_{8-(2+5)}F_8\right] -$$

$$- \frac{1}{2F_8}\left[\varphi_{(7+8)-(4+5)}(F_7+F_8) - \varphi_{7-4}F_7 - \varphi_{8-5}F_8\right] + \varphi_{8-(2+5)} - \varphi_{8-5} +$$

$$+ \frac{1}{2F_8}\left[\varphi_{(8+9)-(2+5+3+6)}(F_8+F_9) - \varphi_{8-(2+5)}F_8 - \varphi_{9-(3+6)}F_9\right] -$$

$$- \frac{1}{2F_8}\left[\varphi_{(8+9)-(3+6)}(F_8+F_9) - \varphi_{8-5}F_8 - \varphi_{9-6}F_9\right] =$$

$$= \frac{1}{2F_8}\left[\varphi_{(7+8)-(1+2+4+5)}(F_7+F_8) - \varphi_{7-(1+4)}F_7 - \varphi_{(7+8)-(4+5)}(F_7+F_8) +\right.$$

$$+ \varphi_{7-4}F_7 + \varphi_{(8+9)-(2+5+3+6)}(F_8+F_9) - \varphi_{9-(3+6)}F_9 -$$

$$\left. - \varphi_{(8+9)-(5+6)}(F_8+F_9) - \varphi_{9-6}F_9\right]$$

Все коэффициенты облученности, входящие в правую часть этого равенства, могут быть определены по рис. I.12. Например, при $b/c = 1{,}5/2 = 0{,}75$, $a/c = 1{,}85/2 = 0{,}925$ $\varphi_{(7+8)-(1+2+4+5)} = 0{,}175$; при $b/c = 1{,}5/2 = 0{,}75$, $a/c = 0{,}125$ $\varphi_{7-(1+4)} = 0{,}06$.

Все остальные значения коэффициентов облученности, определенные по рис. I.12, сведены в таблицу.

Обозначение	a/c	b/c	φ
$\varphi_{(7+8)-(4+5)}$	1,85/2 = 0,925	0,7/2 = 0,35	0,12
$\varphi_{(7-4)}$	0,25/2 = 0,125	0,7/2 = 0,35	0,05
$\varphi_{(9+8)-(2+3+5+6)}$	2,25/2 = 1,125	1,5/2 = 0,75	0,19
$\varphi_{9-(3+6)}$	0,65/2 = 0,325	1,5/2 = 0,75	0,11
$\varphi_{(8+9)-(5+6)}$	2,25/2 = 1,125	0,7/2 = 0,35	0,12
φ_{9-6}	0,65/2 = 0,325	0,7/2 = 0,35	0,08

Подставляя определенные значения в выражение для $\varphi_{8-(1+2+3)}$, получим

$$\varphi_{8-(1+2+3)} = \frac{1}{2\,(2{,}0 \cdot 1{,}6)}\{0{,}175\,[(0{,}25 \cdot 2{,}0) + (1{,}6 \cdot 2{,}0)] - 0{,}06\,(0{,}25 \cdot 2{,}0) -$$

$$- 0{,}12\,[(0{,}25 \cdot 2{,}0) + (1{,}6 \cdot 2{,}0)] + 0{,}05\,(0{,}25 \cdot 2{,}0) + 0{,}19\,[(0{,}65 \cdot 2{,}0) +$$

$$+ (1{,}6 \cdot 2{,}0)] - 0{,}11\,(0{,}65 \cdot 2{,}0) - 0{,}12\,[(0{,}65 \cdot 2{,}0) + (1{,}6 \cdot 2{,}0)] +$$

$$+ 0{,}08\,(0{,}65 \cdot 2{,}0)\} = 0{,}074.$$

Теперь, пользуясь свойством взаимности лучистых потоков (1.25), определим облученность с панели на окно:

$$\varphi_{п-ок} = \varphi_{(1+2+3)-8} = \frac{\varphi_{8-(1+2+3)}F_{ок}}{F_п} = \frac{0{,}08 \cdot 3{,}2}{2} = 0{,}118.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таким образом, количество тепла, переданного панелью окну, по формуле (I 19) равно

$$Q_{п-ок} = 0{,}86 \cdot 5{,}77 \cdot 0{,}118 \cdot 2 \left[\left(\frac{273+40}{100}\right)^4 - \left(\frac{273+5}{100}\right)^4\right] = 42{,}5 \text{ Вт}.$$

Если же воспользоваться упрощенной формулой (I.38), то

$$Q_{п-ок} = C_0 \varepsilon_{пр} b \varphi_{п-ок} F_п (\tau_п - \tau_{ок}) =$$

$$= 5{,}77 \cdot 0{,}86 \cdot 1{,}035 \cdot 0{,}118 \cdot 2\,(40 - 5) = 42{,}4 \text{ Вт},$$

где $\varepsilon_{пр} = 0{,}86$ определено по рис. I.14 и формуле (I.22) при $\varepsilon_1 = 0{,}91$ и $\varepsilon_2 = 0{,}94$, а $b = 1{,}035$ — по графику рис. I.15, *а* и формуле (I.28).

Можно определить количество тепла, переданного от панели окну, по формуле (I.19), переписав ее в виде

$$Q_{п-ок} = \varepsilon_{пр} F_п \varphi_{п-ок}\left[C_0 \left(\frac{T_п}{100}\right)^4 - C_0\left(\frac{T_{ок}}{100}\right)^4\right] = \varepsilon_{пр}\varphi_{п-ок} F_п [E_{0,п} - E_{0,ок}].$$

Значения слагаемых в квадратных скобках определяем по графику рис. I.5, тогда

$$Q_{п-ок} = 0{,}86 \cdot 2 \cdot 0{,}118\,(554 - 345) = 42{,}4 \text{ Вт}.$$

Как видно, расчет по приближенной формуле и графикам дает удовлетворительное совпадение с расчетом по формуле (I.19).

§ I.5. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН И ДВИЖЕНИЕ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ

В общем обмене тепла в помещении наряду с излучением существенную роль играет конвекция. Воздух обменивается теплом с охлажденными и нагретыми поверхностями ограждений и приборов систем отопления и охлаждения. Нагретые потоки воздуха поднимаются вверх, охлажденные опускаются вниз, вызывая общую подвижность и перемешивание воздуха в помещении. Подача и удаление воздуха системами вентиляции усиливает этот процесс.

В большинстве помещений в результате перемешивания воздуха наблюдается сравнительно равномерное распределение температуры $t_в$ в плане и по высоте, что позволяет принимать одинаковое значение $t_в$ при расчете теплообмена на всех поверхностях. Исключение составляют помещения с большими теплоизбытками и подачей воздуха с помощью неизотермических струй. В первом случае имеет место неравномерность температуры по высоте, а при локальном расположении источников тепла — и в плане помещения. Над источниками возникают конвективные токи теплого воздуха, которые, собираясь вверху, образуют под потолком слой нагретого воздуха («тепловая подушка»).

На теплообмен в помещении существенно влияют происходящие в нем аэродинамические процессы, возникающие под действием неизотермических струй. Вентиляционные и тепловые струи взаимодействуют между собой, с ограждениями и предметами в помещении. В итоге этого взаимодействия в объеме помещения возникает циркуляция воздуха, формируются определенные скоростные и температурные поля.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Их расчет может быть выполнен на основе законов сохранения количества движения, массы и энергии. Первый из них устанавливает связь между количеством движения элементарного объема и действующими на него силами: поверхностными P (давления, трения) и внешними массовыми F (силы тяжести, центробежные, гравитационные).

В соответствии с законом Ньютона, напряжения трения в вязкой жидкости пропорциональны градиенту скорости и для случая трехмерного движения жидкости определяются по трем уравнениям вида:

$$\tau_i = \mu \frac{\partial V_i}{\partial x_j}, \tag{I.45}$$

где μ — коэффициент динамической вязкости воздуха; v_i — проекции скорости на координатные оси x, y, z (в дальнейшем также используются обозначения $v_x = v$; $v_y = u$; $v_z = w$); j — скользящий индекс в каждом из трех уравнений соответственно x, y, z; x_j — координата, соответствующая координатным осям x, y, z; i — индекс, присущий только одному, соответственно первому (по оси x), второму (по оси y) и третьему (по оси z) уравнениям (в дальнейшем также используются обозначения $x_x = x$; $x_y = y$; $x_z = z$).

Математической формой записи закона сохранения количества движения и массы являются **уравнение Навье—Стокса и уравнение неразрывности,** которые для несжимаемой жидкости в неизменных во времени условиях при принятых обозначения имеют вид:

$$\rho \left[v_j \frac{\partial v_i}{x_j} \right] = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_i) + F_i; \tag{I.46}$$

$$\frac{\partial v_j}{\partial x_j} = 0. \tag{I.47}$$

В правой части уравнения (I.46) стоят производные поверхностных сил (давления, напряжения трения) и внешняя массовая сила. Для неизотермических потоков в помещении, связанных с работой инженерных систем, единственной массовой силой является гравитационная (архимедова) сила:

$$F = g\beta\vartheta\rho. \tag{I.48}$$

Для расчета поля избыточной температуры $\vartheta = t - t_в$ указанные уравнения дополняются уравнением сохранения тепловой энергии (уравнением температурного поля):

$$v_j \frac{\partial \vartheta}{x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a \frac{\partial \vartheta}{\partial x_j} \right), \tag{I.49}$$

где a — коэффициент температуропроводности воздуха.

Система дифференциальных уравнений (I.46—I.49) для турбулентного движения (дополнительный индекс T) осложняется появлением членов, содержащих проекции пульсационных составляющих скорости $(\overline{v_i' v_j'})$, которые с физической точки зрения могут рассматриваться как напряжения трения:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\tau_{jт} = \mu \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \rho \overline{v_i' v_j'}. \qquad (I.50)$$

Наличие в системе уравнений (I.46—I.50) членов, учитывающих турбулентный перенос, делает ее незамкнутой, поэтому при решении практических задач следует сделать выбор из нескольких известных соотношений для связи компонент турбулентного переноса с характеристиками осредненного движения.

Соотношение Буссинеска (1877) для напряжения трения при турбулентном движении имеет вид:

$$\tau_{jт} = (\mu + \mu_т) \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = \mu_{эф} \frac{\partial v_i}{\partial x_j}. \qquad (I.51)$$

Величину, стоящую в скобках и имеющую размерность коэффициента вязкости, принято называть коэффициентом эффективной вязкости $\mu_{эф} = \mu + \mu_т$. Формально это соотношение приводит систему к записи для ламинарного режима и не дает исходных позиций для выбора $\mu_{эф}$.

В гипотезе Прандтля (1925) коэффициент эффективной вязкости принят пропорциональным некоторой длине «пути смешения» l, по аналогии с длиной свободного пробега в кинетической теории газов:

$$\mu_{эф} = \rho l^2 \left| \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right|; \quad \tau_{jт} = \rho l^2 \left| \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right| \frac{\partial v_i}{\partial x_j}. \qquad (I.52)$$

Колмогоровым (1942) и Прандтлем (1945) была создана статистико-феноменологическая теория переноса в потоках с неоднородной турбулентностью, базирующаяся на понятии кинетической энергии турбулентных пульсаций и позволяющая представить характеристики турбулентного потока в виде зависимостей двух параметров: осредненной кинетической энергии пульсационного движения $E = \overline{v_i' v_i'}/2$ и масштаба трубулентности, имеющего размерность длины. При этом дополнительно к уравнению Навье — Стокса составляется уравнение переноса кинетической турбулентной энергии. Таким образом, удается замкнуть систему уравнений и появляется возможность численно рассчитать поля скорости, температуры и давления в помещении путем конечно-разностной аппроксимации дифференциальных уравнений с использованием современных вычислительных машин.

Применительно к задачам отопительно-вентиляционной техники исследование температурных и скоростных полей на основе уравнений Навье — Стокса проводятся в МНИИТЭПе [I.15], в ТашЗНИИЭПе, подобные проработки выполнены за рубежом [I.16].

Внедрение указанных методов расчета в инженерную практику затруднено отсутствием надежно отработанных путей численного решения уравнений Навье — Стокса для трехмерного случая, а также необходимостью при расчете больших помещений иметь вычислительные машины с большим быстродействием и памятью. В связи с этим основные результаты в решении задач тепло- и массообмена в струйных пограничных слоях получены на основе упрощенных уравнений.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Одним из таких упрощений является изолированное рассмотрение движения воздуха в помещении от различных источников, слабо взаимодействующих друг с другом (например, струи воздуха от вентиляционных систем и конвективные потоки у холодных или нагретых ограждений). Ярко выраженное взаимодействие между потоками учитывается дополнительно на основе некоторых упрощенных гипотез. При этом в отдельных потоках практически всегда удается выделить главное направление, для которого скорость и характерный размер потока существенно больше, чем в двух других. В гидродинамике такие потоки называются пограничными слоями. Для их расчета используются уравнения Навье — Стокса, упрощенные Л. Прандтлем с учетом отмеченных выше особенностей движения. Упрощенные уравнения носят название **уравнений пограничного слоя в частных производных.** Эти уравнения для струйных вентиляционных течений и струй, возникающих у нагретых или охлажденных поверхностей, приведены в § 1.11.

Развитие воздушных потоков у ограждений имеет определенную специфику. Эти потоки возникают при наличии в помещении нагретых или охлажденных поверхностей или при выпуске неизотермических приточных струй вдоль поверхностей. В первом случае воздушные потоки возникают в результате разности плотностей воздуха у поверхности и в объеме помещения, которая приводит к возникновению архимедовых сил и движению воздуха вдоль поверхности. Во втором случае источником движения является начальный импульс, полученный частицами воздуха при его выпуске из приточных устройств. В таких пристенных потоках различают пристенный и струйный (внешний) пограничные слои. При этом вне зависимости от степени турбулентности струйного потока у стенки всегда существует вязкостный ламинарный подслой, где существенны силы трения, связанные с вязкостью жидкости. Вблизи истечения весь пристенный пограничный слой занят вязкостным подслоем. Толщина пристенного пограничного слоя растет по ходу движения воздуха. На некотором расстоянии от начала потока в пристенном пограничном слое начинают развиваться вихри, приводящие к его турбулизации. Ламинарный пограничный слой переходит в турбулентный, в котором сохраняется лишь небольшой вязкостный подслой вблизи поверхности.

Несмотря на то что уравнения пограничного слоя существенно проще уравнений Навье — Стокса, получить в общем случае аналитическое их решение невозможно, поэтому прибегают к численным методам путем конечно-разностной аппроксимации исходных уравнений и к последующим расчетам на ЭВМ.

Уравнения пограничного слоя могут быть преобразованы к виду, удобному для их приближенного аналитического решения. С этой целью выполняют интегрирование уравнений пограничного слоя вдоль поперечной координаты, используя уравнение неразрывности. Полученные таким образом уравнения носят название **интегральных уравнений пограничного слоя.**

Для движения воздушной струи вдоль ограждения они приведены в § 1.11.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Наибольшее распространение в практике решения отопительно-вентиляционных задач получили полуэмпирические методы, состоящие в том, что на основе экспериментов задают некоторую универсальную функцию, описывающую профили скорости и температуры в потоках. В результате уравнения сводятся к обыкновенным дифференциальным.

Таким образом, в настоящее время существуют три основные направления в развитии теоретических методов расчета конвективных потоков в помещении: на основе уравнений Навье — Стокса и неразрывности, уравнений пограничного слоя в частных производных и интегральных уравнений пограничного слоя. Использование любого из этих методов применительно к турбулентным потокам требует знания некоторых характеристик потока,определяемых экспериментально. Так, для уравнений Навье — Стокса и пограничного слоя требуется знание турбулентных характеристик потока, при использовании интегральных уравнений пограничного слоя требуется задавать экспериментально определяемые профили температуры и скорости. Поэтому в настоящее время развитие теории конвективного теплообмена происходит на основе сочетания теоретических методов расчета и экспериментальных исследований.

В результате различных аэродинамических явлений в помещении могут быть разные формы конвективного теплообмена. Во многих случаях обмен теплом воздуха с относительно небольшими (к объему помещения) нагретыми или охлажденными поверхностями происходит в режиме свободной конвекции. На поверхностях ограждений и других больших нагретых и охлажденных поверхностях в помещении происходит также естественный конвективный теплообмен, который в отличие от свободной конвекции происходит в стесненном ограниченном объеме помещения. В условиях принудительного движения воздуха вдоль поверхностей теплообмен определяется закономерностями вынужденной конвекции. При подаче неизотермических струй воздуха теплоообмен в помещении определяется также массообменом, происходит так называемый струйный теплообмен в результате турбулентного перемешивания различно нагретых масс воздуха. Все эти процессы достаточно сложны и их протекание в объеме помещения имеет определенную специфику.

§ I.6. СВОБОДНАЯ КОНВЕКЦИЯ

Около нагретых и охлажденных свободно расположенных в большом объеме воздуха поверхностей возникают конвективные токи, которые вызывают теплообмен между поверхностями и воздухом. Этот процесс называют *свободной конвекцией*. Если поверхность нагрета, то воздух около нее нагревается и поднимается вверх, вытесняемый снизу более холодным. В потоке около вертикальной поверхности образуется пограничный слой, толщина которого возрастает по направлению движения (рис. I.17). В начальной зоне движения пристенный пограничный слой является вязким (ламинарным). На некотором расстоянии от нижней границы нагретой поверхности режим течения ста-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

новится турбулентным. Аналогичная картина наблюдается около охлажденной поверхности, поток свободной конвекции у которой направлен вниз.

Теплообмен на поверхности в зонах ламинарного и турбулентного режимов течения происходит различно. В пределах толщины пограничного слоя происходит изменение температуры и скорости воздуха. Заметное изменение температуры происходит в пределах теплового пограничного слоя толщиной δ_t, а затухание скорости — в пределах гидродинамического пограничного слоя толщиной δ. В общем случае толщины этих слоев не равны.

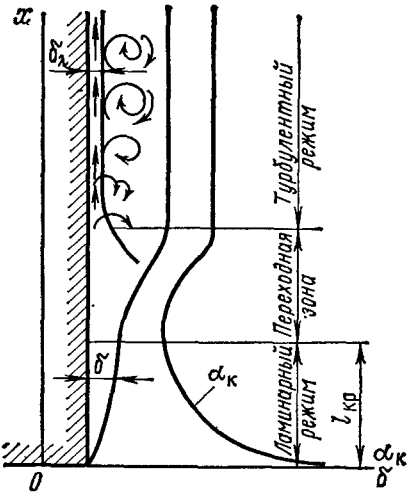


Рис. 1.17. Пограничные слои при свободной конвекции (δ_λ — толщина ламинарного подслоя)

Интенсивность естественного конвективного потока для любых форм поверхностей и сред в обобщенном виде определяется критерием Грасгофа (Gr) или произведением критерия Грасгофа на критерий Прандтля (GrPr). Для воздуха помещения при температуре 20°С произведение этих критериев равно

$$\mathrm{GrPr} = \frac{\beta g l^3 \Delta t}{\nu^2}\,\mathrm{Pr} = \frac{\frac{1}{293}\,9{,}81 l^3 \Delta t}{(15{,}06\cdot 10^{-6})^2}\,0{,}709 \approx 10^8 l^3 \Delta t, \qquad (1.53)$$

где β — коэффициент температурного расширения воздуха, равный

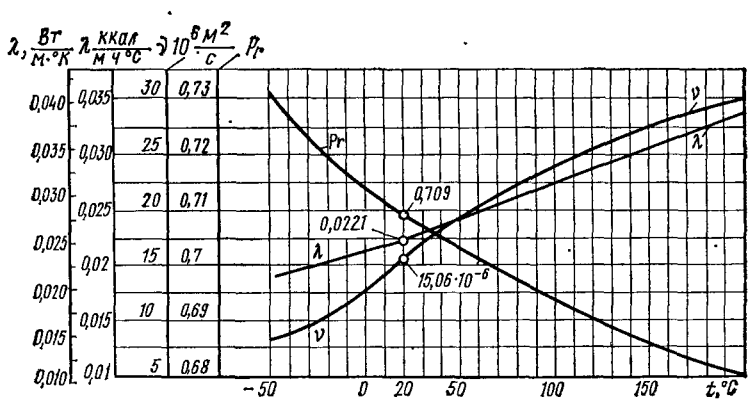


Рис. 1.18. Некоторые теплофизические параметры воздуха при различных значениях его температуры

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$1/T = 1/293\text{K}^{-1}$; g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/с²; l — определяющий размер поверхности в направлении потока воздуха, м; Δt — разность между температурами поверхности и воздуха в помещении; ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, равный при 20°С $15{,}06 \cdot 10^{-6}$ м²/с; Pr — критерий Прандтля (для воздуха при 20°С Pr = 0,709).

Физические характеристики Pr, ν, λ [см. ниже формулу (I.57)] воздуха, температура которого отличается от 20°С, могут быть определены с помощью графика (рис. I.18).

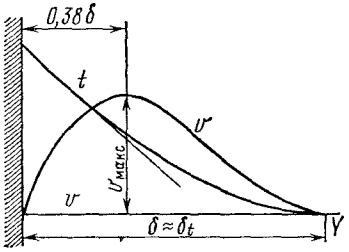


Рис I. 19 Профили скорости и температуры в пограничном слое при свободной конвекции

Произведение GrPr часто обозначают как критерий Рэлея (Ra). Применительно к рассматриваемым задачам, когда речь идет только о воздухе в сравнительно узком диапазоне температур, при котором Pr практически постоянен, в дополнительном обозначении нет надобности.

Рассмотрим закономерности теплообмена при свободной конвекции, в основном используя данные, приведенные в [12] и [8]. Для области ламинарного режима конвективного теплообмена получены аналитические решения, хорошо согласующиеся с данными экспериментальных исследований.

При ламинарном режиме толщины гидродинамического δ и теплового δ_t пограничных слоев практически равны. Распределение температуры и скорости в пределах пограничного слоя имеет вид, приведенный на рис. I.19. Максимальная скорость $v_м$ в настилающемся потоке приходится на сечение, расположенное на расстоянии около 0,38δ от поверхности. Толщина пограничного слоя δ, возрастающая по направлению движения потока, на расстоянии x от границы поверхности определяется соотношением

$$\delta/x = 5{,}34\,\text{Gr}_x^{-1/4}, \qquad \text{(I.54)}$$

где Gr_x — критерий, определенный для характерного размера x. При температуре 20°С формула (I.54) с учетом (I.53) после преобразований может быть записана в виде

$$\delta = 5{,}34\,(1{,}48 \cdot 10^8)^{-1/4} x^{1/4} \Delta t^{-1/4} = 4{,}83 \cdot 10^{-2} \left(\frac{x}{\Delta t}\right)^{1/4} \qquad \text{(I.55)}$$

Интенсивность теплообмена зависит от толщины пограничного слоя. Значение δ минимально в начале поверхности, где теплообмен наибольший. По направлению движения δ возрастает, а интенсивность теплообмена уменьшается.

Критериальное уравнение, определяющее интенсивность теплообмена в произвольном сечении x при Pr = 0,709, имеет вид

$$\text{Nu}_x = 0{,}356\,\text{Gr}_x^{1/4}. \qquad \textbf{(I.56)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Локальное значение критерия Нуссельта Nu_x, отнесенное к произвольному сечению x, равно

$$Nu_x = \alpha_{кx} x/\lambda, \qquad (I.57)$$

где $\alpha_{кx}$ — локальное значение коэффициента конвективного теплообмена в сечении x, Вт/(м² · К) [ккал/(ч · м²·°С)], λ — коэффициент теплопроводности воздуха (см. рис. I.18).

Для воздуха с температурой 20°С уравнение (I.56) можно упростить и записать относительно $\alpha_{кx}$ в виде

$$\frac{\alpha_{кx} x}{0{,}0257} = 0{,}356 \left[\frac{9{,}81 x^3 \Delta t}{293\,(15{,}06 \cdot 10^{-6})^2}\right]^{1/4};$$

$$\alpha_{кx} = 1{,}04\,(\Delta t/x)^{1/4} \parallel \alpha_{кx} = 0{,}89\,(\Delta t/x)^{1/4}. \qquad (I.58)$$

Среднее значение коэффициента конвективного теплообмена $\alpha_к$ (иногда обозначается $\bar{\alpha}_к$) в пределах от 0 до произвольного сечения l можно определить на основе теоремы о среднем интегральном. Для этого зависимость (I.58) $\alpha_{кx}$ от x, которую можно записать в виде $\alpha_{кx} = c_1 x^{-1/4}$, нужно проинтегрировать в пределах от 0 до l и разделить на l:

$$\alpha_к = \frac{1}{l}\int_0^l \alpha_{кx} dx = \frac{1}{l}\int_0^l c_1 x^{-1/4}\, dx = \frac{4}{3} c_1 \frac{1}{l} x^{3/4}\Big|_0^l =$$

$$= \frac{4}{3} c_1 l^{-1/4} = \frac{4}{3}\alpha_{кx};$$

$$\alpha_к = \frac{4}{3}\,1{,}04\,(\Delta t/l)^{1/4} = 1{,}39\,(\Delta t/l)^{1/4} \parallel \alpha_к = 1{,}19\,(\Delta t/l)^{1/4}. \qquad (I.59)$$

Переход от ламинарного к турбулентному режиму течения происходит на некотором расстоянии $l_{кр}$ от начала поверхности. Для этого сечения часто принимают критическое значение произведения $(GrPr)_{кр} \approx 2 \cdot 10^7$. По данным Эккерта, для воздуха этот переход происходит при критическом значении критерия Грасгофа около 10^9. Если принять максимальную скорость $v_м$ и толщину δ за определяющий размер, то критерий Рейнольдса можно определить в виде $Re = v_к\delta/\nu$. Его значение для сечения $l_{кр}$ равно 550.

При $t_в = 20°$ расстояние $l_{кр}$, соответствующее $Gr_{кр} = 10^9$, равно

$$Gr_{кр} = 1{,}48 \cdot 10^8 l_{кр}^3 \Delta t = 10^9;$$

$$l_{кр} \approx 1{,}89 \Delta t^{-1/3}. \qquad (I.60)$$

Среднее значение коэффициента конвективного теплообмена $\alpha_к$ в пределах всей области ламинарного режима теплообмена от 0 до $l_{кр}$ равно

$$\alpha_к = 1{,}17 \Delta t^{1/3} \parallel \alpha_к = 1{,}01 \Delta t^{1/3}. \qquad (I.61)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Этому значению $\alpha_к$ соответствует среднеинтегральное значение критерия Нуссельта, равное 87.

Вне пределов ламинарной области происходит турбулизация пограничного слоя. Критериальное уравнение теплообмена в области турбулентного режима, наиболее удачно обобщающее многочисленные экспериментальные данные [9], имеет вид

$$Nu_x = 0{,}135\,(Gr_x Pr)^{1/3}. \qquad (I.62)$$

Уравнение для $\alpha_{кx}$ при температуре воздуха 20°С имеет вид

$$\alpha_{кx} = 1{,}66\sqrt[3]{\Delta t} \;\Big\|\; \alpha_{кx} = 1{,}43\sqrt[3]{\Delta t}. \qquad (I.63)$$

Как следует из формулы (I.63), $\alpha_к$ не зависит от геометрического параметра x и остается неизменным для всей области турбулентного режима, в пределах которой процесс конвективного теплообмена является автомодельным. Средние значения коэффициента $\alpha_к$, так же как и его локальные значения, в этой области равны

$$\alpha_к = \alpha_{кx} = 1{,}66\sqrt[3]{\Delta t} \;\Big\|\; \alpha_к = \alpha_{кx} = 1{,}43\sqrt[3]{\Delta t}. \qquad (I.64)$$

Средние значения коэффициента конвективного теплообмена на вертикальных поверхностях ограждений в помещении без особой погрешности можно определить по формуле (I.64), так как перепадам температур и геометрическим размерам нагретых и охлажденных поверхностей, имеющим место в действительности, обычно соответствует в основном турбулентный режим. Все рассмотренные формулы, в том числе и (I.64), написаны для вертикальной свободно расположенной поверхности.

Экспериментально установлено, что при горизонтальном расположении нагретой или охлажденной свободной поверхности для расчета средней интенсивности конвективного теплообмена можно пользоваться также формулой (I.64), но при этом значение численного коэффициента в ней должно быть изменено так, как это показано в табл. I.3.

Таблица I.3

Значения численного коэффициента в формуле (I. 64) для разных положений свободной поверхности

Поверхность	Значение численного коэффициента в (I.64)	
	в системе МКГСС	в СИ
Вертикальная	1,43	1,66
Горизонтальная, обращенная вверх:		
нагретая	1,86	2,26
охлажденная	1,0	1,16
Горизонтальная, обращенная вниз:		
нагретая	1,0	1,16
охлажденная	1,86	2,26

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Движение воздуха в режиме свободной конвекции около нагретых или охлажденных горизонтальных поверхностей происходит иначе, чем около вертикальных. Если горячая поверхность обращена вверх или холодная вниз, то движение воздуха около них происходит, как это показано на рис. I.20, *а*. При больших размерах поверхности воздух может подводиться к ее средней части только по нормали. Возникает так называемый «сахара-эффект», при котором воздух опускается к поверхности по границам своеобразных шестигранников и, нагревшись, поднимается в центрах этих шестигранников. К границам поверхности воздух подтекает из объема беспрепятственно. За счет осложненного подвода воздуха к центральной части при увеличении размеров горизонтальной поверхности средний коэффициент конвективного теплообмена уменьшается.

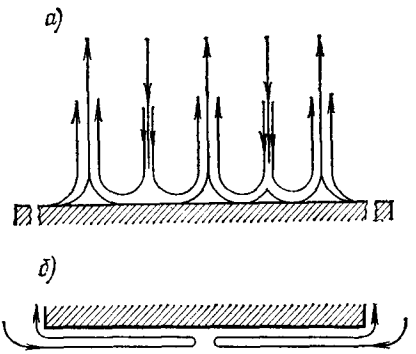


Рис. I.20. Движение воздуха при свободной конвекции около горизонтальной нагретой поверхности, обращенной нагретой стороной вверх (*а*) и вниз (б)

Для нагретой горизонтальной поверхности, обращенной вниз, или холодной, обращенной вверх, движение воздуха показано на рис. I.20,*б*. Интенсивности движения воздуха и теплообмена в этом случае незначительные. Здесь, так же как и в первом случае, с увеличением площади осложняется подвод воздуха и средний коэффициент конвективного теплообмена уменьшается. В одном из экспериментов, например, было установлено [5], что при ширине нагретых полос потолочного лучистого отопления менее 1 м коэффициент $\alpha_к = 1{,}52$ Вт/(м² · К) [(1,3 ккал/(м² · ч · °С)], а при большей ширине он равен лишь 0,46 Вт/(м² · К) [0,4 ккал/(м² · ч · °С)].

Во всех приведенных в параграфе формулах за определяющую принимают обычно среднюю температуру воздуха и поверхности. Если она заметно отличается от 20°С, то численные коэффициенты во всех конечных формулах следует пересчитать с учетом данных, приведенных на рис. I.18.

При небольших изменениях определяющей температуры численные значения коэффициентов меняются незначительно (при повышении температуры на 10°С численный коэффициент в формуле (I.64) уменьшается примерно на 1%, а при понижении, наоборот, увеличивается приблизительно на такую же величину).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ I.7. ОСОБЕННОСТИ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ НА ПОВЕРХНОСТЯХ В ПОМЕЩЕНИИ

В отличие от свободной конвекции явления конвективного теплообмена в ограниченном объеме помещения, вызванные также только естественными силами, будем называть *естественной конвекцией*.

Основные закономерности и уравнения свободного конвективного теплообмена, изложенные в предыдущем параграфе, являются результатом экспериментов и теоретических выводов, справедливых для идеальных условий. Опытные исследования проводились в нестесненном пространстве на небольших, тщательно отшлифованных плитах из цветного металла с небольшой излучательной способностью; в условиях опытов исключались побочные явления, усиливающие или тормозящие развитие процесса конвективного теплообмена.

В реальных условиях помещения возможно нарушение идеальной картины свободного конвективного теплообмена вследствие воздействия таких факторов, как замкнутый и ограниченный объем, наличие нескольких холодных и нагретых теплообменивающихся поверхностей и пр.

Для выявления специфических особенностей естественного теплообмена в помещении на кафедре «Отопление и вентиляция» МИСИ построена специальная, хорошо оснащенная измерительными приборами камера, размеры которой близки к размерам реальных помещений. Все ее поверхности собраны из специальных коробчатых элементов; каждый элемент может находиться при определенной температуре. В камере могут устойчиво поддерживаться произвольные температурные условия. Аспирант Д. Рат* провел серию экспериментов по выявлению условий конвективного теплообмена на вертикальных нагретых поверхностях, различно размещенных в камере. Экспериментами было установлено определенное своеобразие конвекции в помещении. Это своеобразие объясняется влиянием пола и потолка, относительным расположением охлажденных и нагретых поверхностей, влиянием лучистого теплообмена, а также неравномерностью распределения температуры в плане и по высоте помещения.

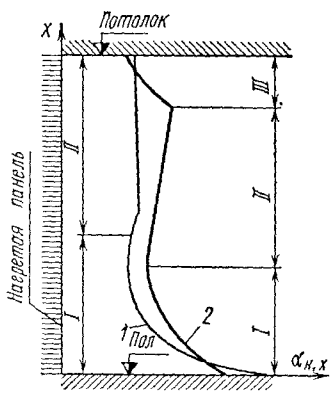


Рис I.21. Качественное сопоставление локальных значений коэффициентов конвективного теплообмена на вертикальной нагретой поверхности, расположенной:

I — свободно (свободная конвекция); *2* — в ограниченном объеме помещения (естественная конвекция); *I* — зона ламинарного теплообмена; *II* — то же, турбулентного, *III* — зона торможения

Рассмотрение данных о тепловом режиме пограничного слоя, полученных в эксперименте, показывает, что качественно и количественно картина

---

* *Рат Д.* Лучисто-конвективный теплообмен в помещении при панельно-лучистом отоплении. Диссертация, МИСИ, 1969.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

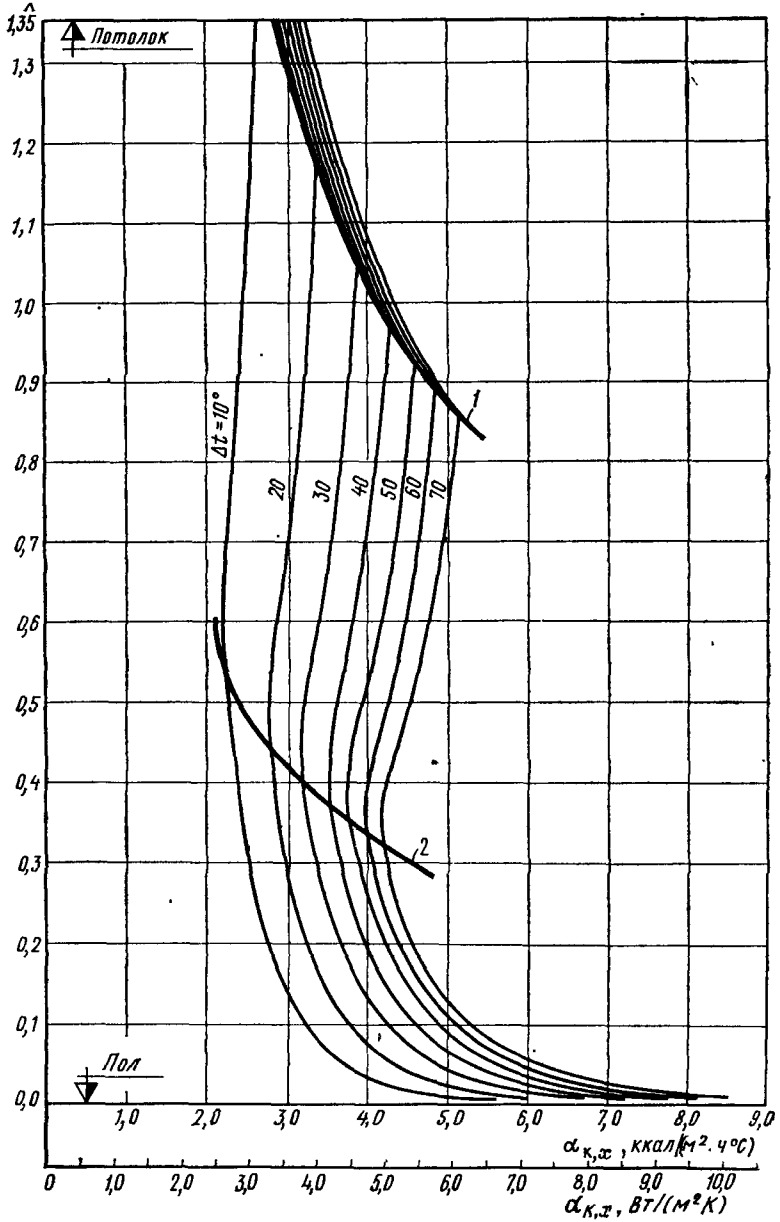


Рис. 1.22. Естественная конвекция на нагретой перегородочной панели, расположенной по всей высоте помещения:

1 — нижняя граница зоны торможения; *2* — верхняя граница ламинарной зоны

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тественного конвективного теплообмена на нагретой вертикальной поверхности в помещении отличается от рассмотренной для свободной поверхности (рис. I.21). Результаты анализа теплового режима пограничного слоя воздуха около нагретой поверхности перегородочной панели, когда узкая нагретая полоса на внутренней перегородке непосредственно примыкает к наружной стене и расположена на всю высоту помещения, показаны на рис. I.22. На этом рисунке приведены кривые изменения локальных значений коэффициентов конвективного теплообмена по высоте панели. На графике четко выделяются три характерные области конвективного теплообмена: развитая область ламинарного режима теплообмена непосредственно над полом, область турбулентного режима в средней части поверхности и область торможения в верхней части под потолком. Эти данные типичны для условий теплообмена в помещении.

В ограниченном пространстве помещения происходит общая интенсификация процесса обтекания поверхности воздухом. Под влиянием пола, вдоль которого воздух подтекает к поверхности под углом 90°, усиливается интенсивность течения и раньше, чем у свободной поверхности, происходит разрушение стабильного ламинарного движения. Верхняя граница ламинарной области соответствует критическому значению $(\mathrm{GrPr})_{кр} = 1{,}7 \cdot 10^8$.

В области ламинарного режима движения воздуха теплообмен в общем больше, чем у свободной поверхности. На верхней границе он превосходит соответствующее значение для свободной поверхности на 25%. Исключение составляет незначительная часть этой области, ограниченная высотой 10 мм от пола, в которой интенсивность теплообмена меньше на 10%.

Для полной высоты ламинарной зоны среднеинтегральное значение критерия Nu равно 68,5, а соответствующий ему коэффициент конвективного теплообмена на 9% больше определенного по формуле (I.61).

В турбулентной области локальный коэффициент конвективного теплообмена увеличивается по направлению движения. Это является отличительной особенностью турбулентного теплообмена в замкнутом пространстве. По сравнению с теплообменом на свободной поверхности $\alpha_к$ оказывается сначала несколько меньше (до 5%), затем больше (до 25%). Наибольшее и среднее значения $\alpha_к$ в турбулентной области растут с увеличением высоты помещения.

Экспериментально установлено наличие около потолка области торможения, высота которой $\Delta h_{тор}$, м, равна

$$\Delta h_{тор} = 1{,}35 - \frac{1450h}{(\mathrm{Gr}_h\mathrm{Pr})^{0{,}33}}, \qquad (I.65)$$

где h — высота помещения, м; Gr_h определен для характерного размера h.

В зоне торможения интенсивность конвективного теплообмена уменьшается. Среднее значение $\alpha_к$ в области торможения можно определить по уравнению

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$Nu_{h-\Delta h_{тор}} = 0{,}02\left(Gr_{h-\Delta h_{тор}}\,Pr\right)^{0{,}416}\frac{h}{\Delta h_{тор}}\ln\frac{h}{h-\Delta h_{тор}}, \qquad (I.66)$$

где $Nu_{h-\Delta h_{тор}}$ и $Gr_{h-\Delta h_{тор}}$ определены для характерного размера $h - \Delta h_{тор}$.

Возникновение зоны торможения является особенностью конвективного теплообмена в замкнутом пространстве помещения. Это явление объясняется влиянием потолка и температурным расслоением воздуха по высоте, следствием чего является уменьшение температурного напора и снижение подвижности воздуха.

Обобщенные зависимости теплообмена для трех характерных областей могут быть использованы для помещений с произвольной высотой h.

Среднее значение коэффициента конвективного теплообмена для перегородочной панели при высоте помещения от 2,5 до 4,2 м можно определить по формуле

$$\alpha_к = 1{,}45\Delta t^{0{,}32+0{,}014h} \,\|\, \alpha_к = 1{,}25\Delta t^{0{,}32+0{,}014h}. \qquad (I.67)$$

В помещении могут быть расположены две перегородочные панели. В этом случае, по данным эксперимента, высота ламинарной области сокращается, а область торможения увеличивается. Общая теплоотдача по сравнению с одной панелью уменьшается. Среднее значение $\alpha_к$ для этого случая

$$\alpha_к = 1{,}45\Delta t^{0{,}29+0{,}014h} \,\|\, \alpha_к = 1{,}25\Delta t^{0{,}29+0{,}014h}. \qquad (I.68)$$

Интенсивность конвективного теплообмена наименьшая при расположении нагретой поверхности в виде ригеля в верхней части перегородки. Температура верхней зоны несколько выше, чем среднеобъемная температура помещения, и рост «тепловой подушки» под потолком помещения с повышением температуры происходит быстрее, чем увеличивается интенсивность конвективного теплообмена. Для этого случая среднее значение $\alpha_к$ при высоте ригельной панели Δh, м, и разности температур поверхности панели и воздуха помещения Δt, °С, находят по формуле

$$\alpha_к = 1{,}21\,(\Delta t/\Delta h)^{0{,}25} \,\|\, \alpha_к = 1{,}04\,(\Delta t/\Delta h)^{0{,}29}. \qquad (I.69)$$

При расположении в помещении двух ригельных панелей интенсивность конвективного теплообмена становится еще меньше. Величина $\alpha_к$ определяется зависимостью (I.69), в которой для этого случая нужно уменьшить значение численного коэффициента до 0,96.

Наиболее сложным оказывается процесс конвективного теплообмена на подоконной нагретой поверхности, расположенной в нижней части наружной стены, когда она с трех сторон ограничена холодными поверхностями (под окном), а ее нижняя граница сопряжена с полом. Пол тормозит развитие конвективного потока. Ниспадающие боковые холодные токи вытесняют теплый воздух снизу. На холодной поверхности возникают ниспадающие токи, которые тормозят движение восходящего потока. Сопоставление локальных значений коэффициента кон-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вективного теплообмена на подоконной панели с данными для развитой ламинарной области на свободной поверхности показывает, что на нижней границе подоконной нагретой поверхности теплообмен снижен до 44%, а на верхней — до 80—87%. Среднее значение $\alpha_к$ в зависимости от высоты подоконной панели Δh и перепада температур между поверхностью и воздухом Δt равно

$$\alpha_к = 1{,}05\,\frac{\Delta t^{0{,}285}}{\Delta h^{0{,}15}} \Big\| \alpha_к = 0{,}9\,\frac{\Delta t^{0{,}285}}{\Delta h^{0{,}15}}. \qquad (I.70)$$

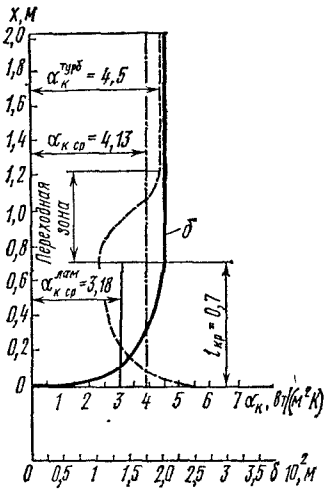


Рис. I.23. К примеру I.2 расчета конвективного теплообмена на свободной поверхности панели

Эксперименты, проведенные в камере, показали заметное отличие $\alpha_к$ на поверхностях в помещении от его значений в условиях свободной конвекции.

Пример I.2. Рассчитать характеристики конвективного теплообмена на нагретой свободно расположенной вертикальной панели высотой 2,5 м (рис. I.23). Температура ее поверхности равна 40° С. Температура воздуха $t_в = 20°$ С.

Решение. Определяем, на какой высоте от низа панели пронзойдет переход от ламинарного к турбулентному режиму теплообмена. По формуле (I.60).

$$l_{кр} = 1{,}89\,\frac{1}{\sqrt[3]{20}} = 0{,}7 \text{ м}.$$

В зоне ламинарного движения толщины пограничного слоя δ и локальные значения $\alpha_{к\,x}$ определяются по формулам (I.55) и (I.58) на расстоянии 0,01 м от низа панели:

$$\delta = 4{,}83 \cdot 10^{-2}\,\sqrt[4]{0{,}01/20} = 0{,}722 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$\alpha_{кx} = 1{,}04\,\sqrt[4]{20/0{,}01} = 6{,}95 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

В зависимости от x значения δ и $\alpha_{к\,x}$ равны:

x, м	0,01	0,1	0,2	0,4	0,7
$\delta \cdot 10^2$, м	0,72	1,28	1,57	1,82	2,09
$\alpha_{кx}$, Вт/(м²·К)	6,95	3,91	3,26	2,77	2,42

Средний коэффициент конвективного теплообмена в зоне ламинарного течения по формуле (I.61)

$$\alpha_к^{лам} = 1{,}17^3\,\sqrt[3]{20} = 3{,}18 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

В зоне турбулентного течения по формуле (I.64)

$$\alpha_к^{турб} = \alpha_{кx} = 1{,}66\,\sqrt[3]{20} = 4{,}5 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Средний коэффициент конвективного теплообмена по всей длине панели

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\alpha_{к.ср} = \frac{\alpha_к^{лам} l_{кр} + \alpha_к^{труб}(l - l_{кр})}{l} = \frac{3{,}18 \cdot 0{,}7 + 4{,}5\,(2{,}5 - 0{,}7)}{2{,}5} =$$

$$= 4{,}13 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Считая, что та же панель установлена в перегородке помещения (по всей его высоте), рассчитаем характеристики естественного конвективного теплообмена, используя рекомендации § 1.7.

Средний коэффициент конвективного теплообмена по всей площади панели по формуле (I.67) равен

$$\alpha_{к.ср} = 1{,}45 \cdot 20^{0{,}32+0{,}014 \cdot 2{,}5} = 4{,}2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Верхняя граница ламинарной области расположена в сечении, для которого $GrPr = 1{,}7 \cdot 10^8$, откуда

$$l_{кр} = \sqrt[3]{\frac{1{,}7 \cdot 10^8 T_в \nu^2}{Pr\ \Delta tg}} = \sqrt[3]{\frac{1{,}7 \cdot 10^8 \cdot 293\,(15{,}06 \cdot 10^{-6})^2}{0{,}709 \cdot 20 \cdot 9{,}81}} = 0{,}43 \text{ м}.$$

Средний коэффициент конвективного теплообмена в ламинарной области определяется при $Nu = 68{,}5$:

$$\alpha_к = \frac{Nu\,\lambda}{l} = \frac{68{,}5 \cdot 0{,}0257}{0{,}43} = 4{,}09 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Зона торможения по формуле (I.65) расположена на

$$\Delta h_{тор} = 1{,}35 - \frac{1450 \cdot 2{,}5}{\left[\frac{20 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}5^3 \cdot 0{,}709}{293\,(15{,}06 \cdot 10^{-6})^2}\right]^{0{,}33}} = 0{,}12 \text{ м}$$

от потолка.

Средний коэффициент конвективного теплообмена в зоне торможения по формуле (I.66)

$$Nu = 0{,}02 \left[\frac{20 \cdot 9{,}81\,(2{,}5 - 0{,}12)^3 \cdot 0{,}709}{293\,(15{,}06 \cdot 10^{-6})^2}\right]^{0{,}416} \frac{2{,}5}{0{,}12} \ln \frac{2{,}5}{2{,}5 - 0{,}12} = 456;$$

$$\alpha_{к.тор} = \frac{456 \cdot 0{,}0257}{2{,}5 - 0{,}12} = 4{,}92 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Как видно, все коэффициенты в случае ограниченного объема помещения оказались выше, чем соответствующие им при свободной конвекции. Даже $\alpha_{к\ тор}$ с учетом понижения интенсивности теплообмена в зоне торможения оказался выше $\alpha_к^{труб}$ при свободной конвекции.

§ I.8. ЕСТЕСТВЕННАЯ КОНВЕКЦИЯ С УЧЕТОМ ОБЩЕЙ ПОДВИЖНОСТИ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ

Усиление свободной конвекции в помещении связано с тем, что на интенсивность движения конвективного потока около поверхности влияет общая подвижность воздуха в помещении. В теплопередаче часто применяют правило Мак-Адамса, согласно которому при совместном действии свободной и вынужденной конвекции (общая подвижность воздуха в помещении относительно поверхности может рассматриваться как вынужденное движение) в расчет следует принимать большее

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

из частных значений коэффициента теплообмена, определенных для свободной и вынужденной конвекции. Этим правилом следует пользоваться, когда имеет место лобовое обтекание поверхности. При направлении вынужденного движения вдоль поверхности можно определить коэффициент конвективного теплообмена, рассчитав скорость воздуха около поверхности сложением общей подвижности воздуха в помещении с его движением, вызванным разностью температур.

За счет разности температур Δt около вертикальной поверхности высотой l возникает естественный конвективный поток, которому сообщается удельная потенциальная энергия гравитационного поля, равная

$$W = l\beta\Delta t, \tag{I.71}$$

где β — коэффициент температурного расширения, 1/К.

Движущийся поток обладает удельной кинетической энергией

$$W_к = \frac{v_м^2}{2g}. \tag{I.72}$$

Потери энергии на трение в потоке считаем пренебрежимо малой **величиной, тогда в соответствии** с законом сохранения энергии

$$v_м^2/2g = l\beta\Delta t, \tag{I.73}$$

откуда максимальная скорость конвективного потока, вызванного разностью температур Δt, равна

$$v_м = \sqrt{2\beta g l \Delta t}. \tag{I.74}$$

В соответствии с этим, наоборот, зная подвижность воздуха вдоль поверхности при вынужденном движении, можно установить разность температур Δt_v, при которой возник бы конвективный поток вдоль поверхности с такой же максимальной скоростью:

$$\Delta t_v = v_м^2/(2\beta g l) \tag{I.75}$$

Теплообмен в потоке свободной конвекции оказывается [12] таким же, как и в вынужденном потоке, скорость которого v равна половине $v_м$, поэтому для воздуха при температуре 20°С

$$\Delta t_v = \frac{293}{2 \cdot 9{,}81} \frac{v_м^2}{l} = 15 \frac{(2v)^2}{l} = 60 \frac{v^2}{l}. \tag{I.76}$$

Пользуясь формулами (I.75) и (I.76), можно смешанную подвижность воздуха вдоль поверхности характеризовать условной разностью температур $\Delta t_{усл}$, величина которой вызовет такую же интенсивность конвективного тока, как при естественной конвекции с учетом и общей подвижности воздуха в помещении:

$$\Delta t_{усл} = \Delta t + \Delta t_v, \tag{I.77}$$

где Δt — разность температур между поверхностью и воздухом;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Δt_v — разность температур, эквивалентная подвижности воздуха v в помещении.

Формула (I.77) может быть использована при расчете теплообмена как на вертикальных, так и горизонтальных поверхностях, так как входящая в нее величина Δt_v учитывает общую циркуляцию воздуха в помещении. В помещении при общей подвижности воздуха естественную конвекцию можно рассчитать по формуле (I.64) для свободной конвекции, пользуясь значением $\Delta t_{усл}$ вместо Δt.

§ I.9. ВЫНУЖДЕННАЯ И СМЕШАННАЯ КОНВЕКЦИИ

Поверхности в помещении могут обдуваться потоками воздуха. Режим обтекания поверхности протяженностью l потоком со скоростью v определяется критерием Рейнольдса $\mathrm{Re} = vl/\nu$. В условиях вынужденной конвекции толщина пограничного слоя (рис. I.24) значительно меньше, чем при свободной конвекции. В начальной области течения вдоль поверхности образуется ламинарный пограничный слой. В области ламинарного режима течения локальное значение $\mathrm{Nu}_x = \alpha_{кx} x/\lambda$ при $\mathrm{Pr} = 0{,}709$ равно

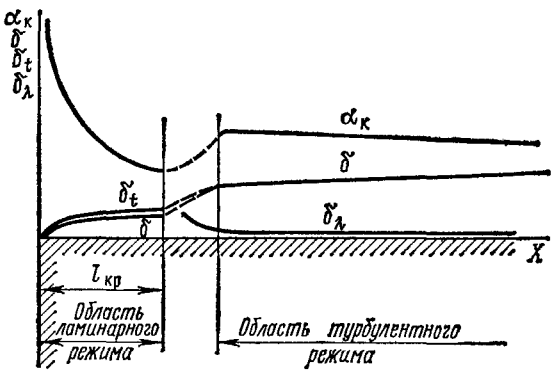


Рис. I.24. Пограничный слой при вынужденной конвекции

$$\mathrm{Nu}_x = 0{,}297\mathrm{Re}_x^{0,5}. \quad (I.78)$$

Уравнение (I.78) после подстановки численных значений физических характеристик воздуха (при 20°С) можно написать относительно локального коэффициента конвективного теплообмена $\alpha_{кx}$ в виде

$$\alpha_{кx} = 1{,}97\,(v/x)^{0,5} \;\|\; \alpha_{кx} = 1{,}69\,(v/x)^{0,5}. \quad (I.79)$$

Среднее значение коэффициента конвективного теплообмена $\alpha_к$ после вычисления, аналогичного (I.59), равно

$$\alpha_к = 2\alpha_{кx} = 3{,}94\,(v/x)^{0,5} \;\|\; \alpha_к = 2\alpha_{кx} = 3{,}38\,(v/x)^{0,5}. \quad (I.80)$$

Переход к турбулентному пограничному слою происходит при числе Рейнольдса, равном около $5 \cdot 10^5$, т. е. значительно большем, чем при свободной конвекции.

Значение $l_{кр}$ для воздуха при $t = 20$°С определим из равенства

$$\mathrm{Re}_{кр} = \frac{vl_{кр}}{15{,}06 \cdot 10^{-6}} = 5 \cdot 10^5,$$

откуда

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$l_{кр} = 7{,}8\,(1/v). \qquad (I.81)$$

В турбулентном пограничном слое около поверхности остается ламинарный подслой δ_λ, передача тепла в котором происходит только теплопроводностью. Локальный теплообмен в области турбулентного режима вынужденной конвекции (при Pr = 0,709) определяется так:

$$Nu_x = \frac{0{,}021\,Re_x^{0,8}}{1 - 0{,}4Re_x^{-0,1}}. \qquad (I.82)$$

Критерий Nu для среднего значения коэффициента конвективного теплообмена получим интегрированием выражения (I.82) по длине плиты из предположения, что течение в пограничном слое имеет турбулентный характер по всей длине:

$$Nu = 0{,}032Re_x^{0,8}. \qquad (I.83)$$

Это выражение относительно среднего коэффициента $\alpha_к$ для воздуха при $t_в = 20°C$ имеет вид

$$\alpha_к = 5{,}95v^{0,8}x^{-0,2} \| \alpha_к = 5{,}12v^{0,8}x^{-0,2}. \qquad (I.84)$$

При средней температуре пограничного слоя, отличной от 20°C, численный коэффициент в этой формуле изменяется незначительно. Изменения соответствуют возрастанию результата приблизительно на 7% при понижении температуры на 20°C.

О. Кришер [7], имея в виду связь между вынужденной и свободной конвекцией [формула (I.75)], предложил общий способ расчета конвективного теплообмена, основанный на том, что условие омывания поверхности при смешанной (свободной и вынужденной) конвекции можно определить условным критерием Рейнольдса $Re_{усл}$, величина которого равна

$$Re_{усл} = Re + \sqrt{Gr/2}, \qquad (I.85)$$

где Re — критерий, определенный для вынужденного потока; Gr — критерий, определенный для условий свободной конвекции.

Формула для определения среднего коэффициента конвективного теплообмена в условиях смешанной конвекции имеет вид

$$Nu = 0{,}46Re_{усл}^{0,5}. \qquad (I.86)$$

На рис. I.25 показаны экспериментальные кривые и построенные по уравнению (I.86).

Все рассмотренные выше положения и формулы конвективного теплообмена строго справедливы для расчета теплообмена на изотермической поверхности Часто температура поверхности по направлению движения потока воздуха меняется или поток воздуха изменяет свою температуру. Э. Р. Эккерт [12] провел подробный анализ и предложил метод расчета такого режима теплообмена Результаты выполненных им расчетов позволяют сделать вывод, важный для практики инженерных решений: температурная предыстория потока значительно

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

больше сказывается при ламинарном режиме, чем при турбулентном Для турбулентного режима ее можно не учитывать и определять локальные значения теплообмена по режиму в данном сечении.

Общий теплообмен по всей площади может быть рассчитан суммированием локальных значений в предположении их ступенчатого из-

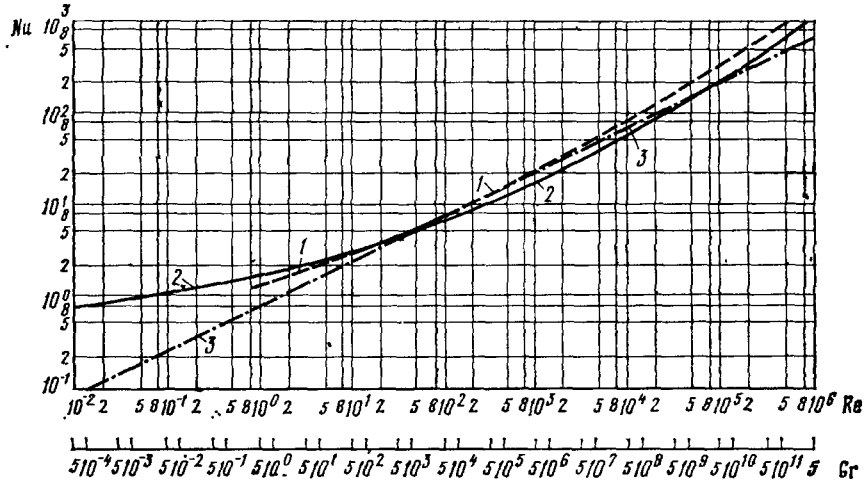


Рис. I.25. Зависимость Nu от Re при вынужденвой коивекцив (*1*), от Gr — при свободной конвекции (*2*) (экспериментальные даиные) в при смешанной конвекции (*3*) по формуле (1.86)

менения по направлению движения. В общем случае, если расчетная разность температур по направлению потока уменьшается, то $\alpha_м$ оказывается меньше, чем при средней температурной разности.

§ I.10. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН И РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ ПЛОСКОЙ СТРУИ, НАСТИЛАЮЩЕЙСЯ НА ГОРИЗОНТАЛЬНУЮ ПОВЕРХНОСТЬ ОГРАЖДЕНИЯ

Рассмотрим случай, когда приточный воздух подается в помещение в виде струй. Если приточные отверстия расположены около ограждений и поток воздуха направлен вдоль поверхности, то струя воздуха «налипает» на поверхность. Такие струи принято называть настилающимися или полуограниченными.

Режим течения в струе является преимущественно турбулентным. Как и при вынужденной конвекции, в настилающейся струе около поверхности образуются ламинарный подслой и пристенный турбулентный пограничный слой (рис. I.26). Толщина этих пограничных слоев невелика по сравнению с размером струйного (внешнего) пограничного слоя.

Для расчета неизотермических струй удобно использовать интегральные уравнения пограничного слоя (см. § 1.6) и задаваться харак-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

терными профилями скорости и температуры воздуха в каждом поперечном сечении струи в виде экспоненты:

$$v = v_м \exp\left[-\frac{l}{2}\left(\frac{y}{cx}\right)^2\right], \tag{I.87}$$

$$\vartheta = \vartheta_м \exp\left[-\frac{\sigma}{2}\left(\frac{y}{cx}\right)^2\right], \tag{I.88}$$

где v и ϑ — скорость и избыточная температура воздуха в произвольной точке струи; $v_к$ и $\vartheta_м$ — максимальная скорость и избыточная

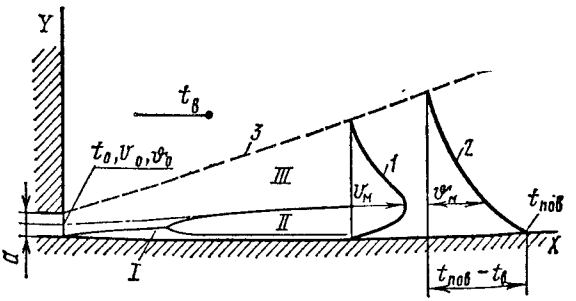


Рис. I.26. Плоская настилающаяся неизотермическая струя:

I — ламинарный пограничный подслой; *II* — турбулентный пограничный слой; *III* — струйный (внешний) и пограничный слой; *1* — профиль скорости; *2* — профиль избыточной температуры; *3* — граница струи

температура воздуха в данном сечении на оси струи; x — расстояние от начала истечения до произвольного поперечного сечения струи; y — расстояние по нормали от плоскости до произвольной точки в сечении струи; c и σ — экспериментальные постоянные.

И. А. Шепелев [I. 22] разработал метод, с помощью которого можно рассчитать струи с учетом действия инерционных и гравитационных сил, пользуясь значениями начального кинематического импульса и начального избыточного теплосодержания. В этом решении не учитывается влияние пристенного пограничного слоя на развитие струйного течения.

Если струя движется вдоль потолка или пола и возникающие в струе гравитационные силы не изменяют кинетической энергии потока в направлении движения, то текущий кинематический импульс струи остается неизменным. Максимальная скорость в основном участке плоской струи при $x/a > 10$ определяется соотношением

$$v_м = 3{,}8\,(E_0/x)^{0{,}5}; \tag{I.89}$$

где $E_0 = v_0^2 a$ — начальный кинематический импульс струи (v_0 — начальная скорость струи, a — ширина приточной щели).

Избыточная температура $\vartheta_м = t_м - t_в$ для сечения x в точке, где скорость равна $v_м$, определяется по формуле

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\vartheta_м = 3{,}48\vartheta_0 (x/a)^{-0,5} \pm 2{,}74 \cdot 10^{-3} q_к (x/E_0)^{0,5} \|$$

$$\vartheta_м = 3{,}48\vartheta_0 (x/a)^{-0,5} \pm 3{,}18 \cdot 10^{-3} q_к (x/E_0)^{0,5}, \qquad (I.90)$$

где $\vartheta_0 = t_0 - t_в$ — начальная избыточная температура струи; $t_в$, t_0 и $t_м$ — температура воздуха соответственно в помещении, в начале струи и в точке с максимальной скоростью; $q_к$ — удельный тепловой поток от струи к стенке, который в данном решении принят неизменным по длине.

Расход воздуха в час на 1 м ширины плоской струи в сечении x равен

$$L_x = 1370 (E_0 x)^{0,5}. \qquad (I.91)$$

Если струя охлажденного воздуха настилается на поверхность потолка или струя теплого — на поверхность пола, то под влиянием гравитационных сил может произойти отрыв струй. В первом случае (рис. I.27, *а*) массы холодного воздуха устремляются вниз, создавая дискомфортные условия в зоне пребывания людей. Расстояние, на котором может произойти отрыв струи, пропорционально критерию Архимеда, отнесенного к условиям истечения струи.

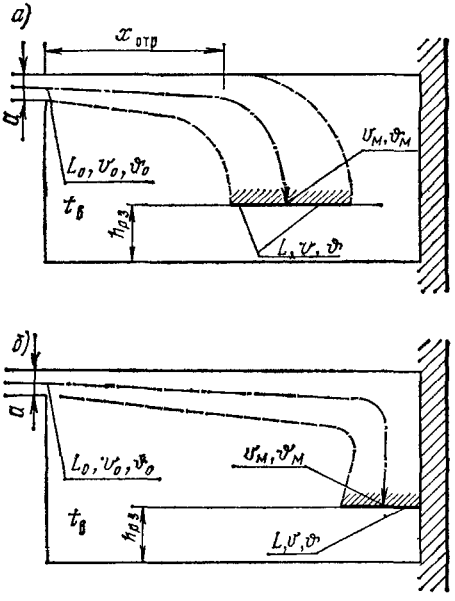


Рис. I.27. Струи, настилающиеся на потолок

В помещении небольших размеров струя, настилаясь, достигает противоположного торца помещения, поворачивает на 90° и продолжает растекаться по торцевой поверхности, имея небольшую избыточную температуру (рис. I.27, *б*). Закономерности развития струи при этом считаются неизменными. Торцевую поверхность можно принимать за продолжение первой поверхности.

Для определения интенсивности теплообмена настилающейся струи нужно знать коэффициенты конвективного теплообмена воздуха струи $\alpha_к$ с поверхностью. Этот вопрос изучен теоретически и экспериментально [1.10]. Локальные значения коэффициента конвективного теплообмена по направлению движения струи для $Pr = 0{,}709$ могут быть определены по критериальному уравнению

$$Nu_x = 0{,}104 Re_x^{0,8} (a/x)^{0,4} \qquad (1.92)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где Nu_x и Re_x — соответствующие критерии, определенные для характерного размера x.

Средний коэффициент конвективного теплообмена $\alpha_к$ в данном случае равен

$$\alpha_к = 2{,}5\alpha_{кх}. \qquad (I.93)$$

Формула (I.92) получена для условий теплообмена неизотермической струи с изотермической поверхностью, но ее можно использовать для случая слабо неизотермической поверхности, как это часто бывает в помещениях.

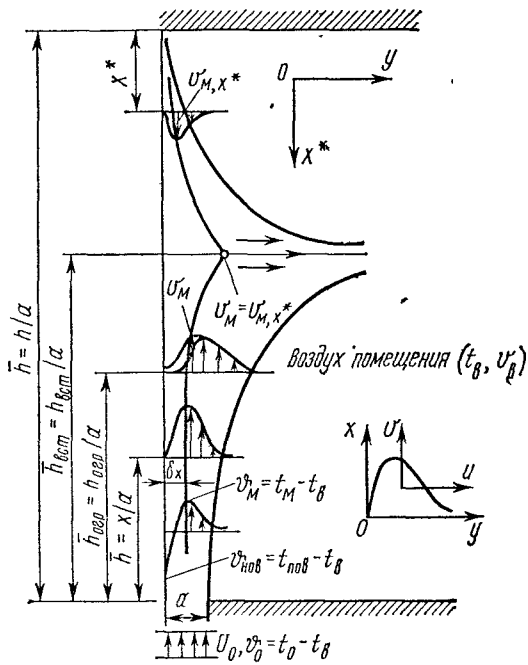


Рис. I.28. Схема развития нагретой струи воздуха вдоль вертикальной охлажденной поверхности ограждения

В данном разделе рассмотрены некоторые закономерности настилающейся струи на примере плоской. Аналогичные сведения для компактных и веерных струй можно найти в [I.22].

§ I.11. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН ПЛОСКОЙ СТРУИ, НАСТИЛАЮЩЕЙСЯ НА ВЕРТИКАЛЬНУЮ ПОВЕРХНОСТЬ ОГРАЖДЕНИЯ

Гидродинамику полуограниченной плоской струи несжимаемой жидкости и теплообмен ее с охлажденной поверхностью и окружающим воздухом (рис. I.28) можно описать системой дифференциальных уравнений движения (I.46) неразрывности (I.47) и температурного поля (I.49) в развернутом виде, которая для двухмерной области пограничного слоя имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} v\frac{\partial v}{\partial x} + u\frac{\partial u}{\partial y} &= g\beta\vartheta + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\mu_{эф}}{\rho}\frac{\partial u}{\partial y}\right); \\ \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} &= 0; \\ v\frac{\partial \vartheta}{\partial x} + u\frac{\partial \vartheta}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial y}\left(a_{эф}\frac{\vartheta}{\partial y}\right). \end{aligned}\right\} \qquad (I.94)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Граничными условиями для решения данной системы являются

$$\left.\begin{array}{l} y=0 \quad v=u=0; \quad \vartheta=\vartheta_{\text{пов}}; \\ y\to\infty \quad v=v_{\text{в}}; \quad u=0; \quad \vartheta=0; \\ x=0 \text{ и } 0\leqslant y\leqslant a \quad v=v_0; \quad \vartheta=\vartheta_0; \\ x=0 \quad y>a \quad v=v_{\text{в}}; \quad u=0; \quad \vartheta=0, \end{array}\right\} \tag{I.95}$$

где $a_{\text{эф}}$ — коэффициент эффективной температуропроводности воздуха: $a_{\text{эф}}=\lambda_{\text{эф}}/c\rho$; v, u — соответственно продольная и поперечная проекции скорости воздуха в струе: ϑ — избыточная температура воздуха в струе, $\vartheta=t-t_{\text{в}}$ (t, $t_{\text{в}}$ — соответственно температура воздуха в любой точке струи и температура окружающего воздуха); $\mu_{\text{эф}}$, $\lambda_{\text{эф}}$ — соответственно эффективные коэффициенты турбулентной вязкости и теплопроводности.

При написании уравнений пренебрегаем: силами давления, так как струя затоплена и давление в любой точке объема помещения практически одинаково; турбулентной вязкостью по оси x, так как она мала; теплопроводностью вдоль струи по оси x, так как она пренебрежимо мала по сравнению с конвективным переносом тепла в этом направлении.

Величина коэффициента эффективной теплопроводности вычисляется по формуле

$$\lambda_{\text{эф}}=\frac{\mu}{\text{Pr}_{\text{л}}}+\frac{\lambda}{\text{Pr}_{\text{т}}}(\mu_{\text{эф}}-\mu), \tag{I.96}$$

где $\text{Pr}_{\text{л}}$, $\text{Pr}_{\text{т}}$ — соответственно ламинарный (молекулярный) и турбулентный критерии Прандтля. Величина $\text{Pr}_{\text{т}}$ зависит от характера движения жидкости. В соответствии с экспериментальными данными для пристеночной ламинарной области $\text{Pr}_{\text{т}}=1$; для струйного пограничного слоя $\text{Pr}_{\text{т}}=0{,}5\div 0{,}7$.

В результате задача сводится к решению системы параболического типа, которое может быть реализовано численными методами на ЭВМ. Для численного расчета требуется конечно-разностная аппроксимация дифференциальных уравнений.

Наряду с численным методом для расчета полей температуры и скорости в полуограниченной струе может быть использован приближенный метод, основанный на интегральных уравнениях пограничного слоя:

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{d}{dx}\displaystyle\int_0^\infty v^2dy=g\beta\int_0^\infty\vartheta dy-\frac{\tau_{\text{пов}}}{\rho}; \\ \dfrac{d}{dx}\displaystyle\int_0^\infty v\vartheta dy=\frac{q_{\text{пов}}}{c\rho}; \\ \dfrac{d}{dx}\displaystyle\int_0^\delta v_{\text{м}}(\vartheta_{\text{м}}-\vartheta)\,dy=\frac{q_{\text{пов}}}{c\rho}, \end{array}\right\} \tag{I.97}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $\tau_{пов}$ и $q_{пов}$ — напряжение трения и тепловой поток на поверхности.

В расчете полуограниченных струй появляется еще одно неизвестное — толщина пристенного пограничного слоя δ. Поэтому система уравнений сохранения количества движения и тепловой энергии дополнена третьим уравнением сохранения тепловой энергии для пристенного пограничного слоя (I.97). В соответствии с общими принципами получения приближенных решений на основе интегральных соотношений необходимо задать функции, определяющие профили температуры и скорости. Для описания профиля скорости и температуры в пристенном пограничном слое может быть использован полином, в струйном — экспонента, которые стыкуются в точке $y = \delta$:

$$y \leqslant \delta \quad v = v_м \left(\frac{y}{\delta}\right)^{1/n};$$

$$y \geqslant \delta \quad v = v_м \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{y-\delta}{ch}\right)^2\right], \qquad (I.98)$$

где n, c — экспериментальные постоянные. Остальные обозначения приведены на рис. I.28.

Таким образом, задача сводится к решению трех дифференциальных уравнений относительно $v_м$, $\vartheta_м$, δ.

С учетом изложенных методов выполнены расчеты параметров полуограниченных струй $v_м$, $\vartheta_м$, $Nu = \alpha_к \delta/\lambda$ при различных значениях $Ar_0 = g\beta\vartheta_0 a/v_0^2$ и $Re_0 = v_0 a/\nu$, позволившие установить основные закономерности полуограниченных настилающихся вертикальных струй [I.15].

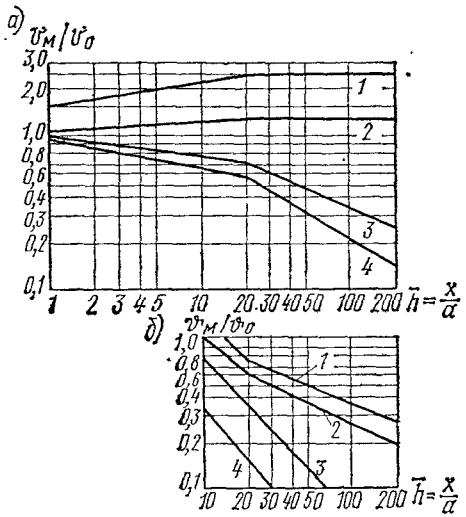


Рис. I.29. Изменение относительной скорости (*а*) и относительной температуры воздуха (*б*) вдоль струи при разных значениях Ar_0:

1 — 1,0; *2* — 0,1; *3* — ±0,001; *4* — —0,01

Существенное влияние на развитие струи оказывает величина критерия Архимеда Ar_0. На рис. I.29 показан характер изменения относительной осевой скорости v и избыточной относительной температуры воздуха ϑ вдоль оси струи при различных значениях Ar_0.

Значение $Ar_0 = 1{,}0$ соответствует условиям работы отопительных приборов; $v_0 = 0{,}5 \div 1$ м/с, $\vartheta_0 = 30°C$; значение $Ar = 0{,}001$ — приточным вентиляционным струям: $v_0 \geqslant 4$ м/с, $\vartheta_0 \approx 10°C$. Из анализа графиков следует, что увеличение значения Ar_0 приводит к качественным изменениям в развитии струи. Если при $Ar_0 \approx 0{,}001$ скорость по оси струи монотон-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

но убывает, то при $Ar_0 = 1$ скорость вблизи истечения возрастает, а затем практически остается постоянной. Это объясняется тем, что архимедовы силы в случае нагретой вертикально направленной струи совпадают с вектором скорости и «разгоняют» струю, т. е. в таких струях появляется разгонный участок. Скорость в конце разгонного участка может увеличиваться в 2 раза по сравнению со скоростью истечения. Осевая температура в струях с большим Ar_0 уменьшается более резко. В результате изменения аэродинамики струи меняется интенсивность ее теплообмена с ограждением. Величина критерия Nu в струях с большим Ar_0 может отличаться в 2 раза по сравнению со струями при малых Ar_0. Таким образом, если $Ar_0 \geqslant (0{,}002 \div 0{,}005)$, при расчете аэродинамики и теплообмена струи необходимо учитывать наличие в ней разгонного участка.

Вторым фактором, влияющим на интенсивность теплоообмена струи с ограждением и условия ее развития, является степень переохлаждения поверхности наружного ограждения. Если температура воздуха в ламинарном подслое ниже температуры воздуха помещения, в этой области возникают отрицательные архимедовы силы, препятствующие движению жидкости. Наблюдается отрыв пограничного пристенного слоя и возникновение застойной зоны. Обобщение экспериментальных данных дает следующую расчетную зависимость для определения координаты точки отрыва:

$$\bar{h}_{\text{отр}} = \frac{h_{\text{отр}}}{a} = 0{,}0326 \frac{\text{Re}_{\text{р}}^{2,2}}{G_{\text{пов}}^{2/3}}, \tag{I.99}$$

где

$$\text{Gr}_{\text{пов}} = \frac{g\beta a^3 (t_{\text{в}} - t_{\text{пов}})}{\nu^2};$$

$$\text{Re}_{\text{р}} = \text{Re}_0 \text{ при } Ar_0 \leqslant 0{,}002;$$

$$\text{Re}_{\text{р}} = \text{Re}_{\bar{h}=2} \text{ при } Ar_0 > 0{,}002,$$

$\text{Re}_{\bar{h}=2}$ — критерий Рейнольдса, определяемый по скорости в сечении $\bar{h} = 2$.

Для области струи до точки отрыва уравнения для расчета осевой скорости и локальных значений Nu_h имеют вид:

$$v_{\text{м}} = \frac{v_{\text{м}}}{v_0} = A\bar{h}^{\text{B}}; \quad \text{Nu}_x = \text{B}\,\text{Re}_0^{0,8}\bar{h}^{-\Gamma}\,\text{Д}, \tag{I.100}$$

где А, Б, В, Г — константы, приведенные в табл. I.4 в зависимости от величины $\bar{h} = x/a$.

В формуле (I. 100) Д — поправка, учитывающая, что при движении струи в предотрывном состоянии наблюдается снижение коэффициента конвективного теплообмена, связанное с деформацией вязкостного подслоя. В инженерных расчетах при значениях температуры поверхности от 3 до 10°С может приниматься приближенное значение коэффициента Д = 0,85.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 1.4

Значения констант

Ar_0	$\overline{h} \leqslant 20$				$\overline{h} > 20$			
	А	Б	В	Г	А	Б	В	Г
0,001	1	—0,1	0,045	—0,3	3,8	—0,5	0,115	—0,6
0,1	1,03	0,04	0,043	—0,2	1,15	0	0,05	—0,25
1	1,45	0,18	0,039	—0,05	2,5	0	0,061	—0,2

Среднее значение критерия $\overline{\mathrm{Nu}}$ для всей безотрывной зоны может быть определено из уравнения

$$\overline{\mathrm{Nu}} = \frac{\mathrm{B}}{1+\Gamma}\,\mathrm{Re}_0^{0,8-\Gamma}\,\overline{h}^{-\Gamma}. \qquad (\mathrm{I}.101)$$

Выше точки отрыва струи развивается ниспадающий конвективный поток.

Для расчета ниспадающего потока воздуха, распространяющегося вдоль охлажденной вертикальной поверхности, могут быть использованы общие формулы неизотермических струй. Режим ниспадающей струи вдоль холодной поверхности полностью зависит от гравитационных сил Если пренебречь потерями на трение, то приращение энергии за счет гравитационных сил полностью переходит в кинетическую энергию потока воздуха. Для естественной конвективной тепловой струи начальный импульс и начальное избыточное теплосодержание равны нулю. В этом случае текущий кинематический импульс равен

$$E_{x^*}^{3/2} = 0{,}252\,\frac{g}{c\rho T_\text{в}}\,q_\text{к}x^{*5/2} = 0{,}252\,\frac{9{,}81}{1005\cdot 1{,}2\cdot 293}\,q_\text{к}x^{*5/2} =$$

$$= 0{,}7\cdot 10^5 q_\text{к}x^{*5/2} \;\Big\|\; E_{x^*}^{3/2} = 10^{-5}\cdot 0{,}81 q_\text{к}x^{*5/2}. \qquad (\mathrm{I}.102)$$

Ширина струи в сечении x^* равна

$$b \approx 0{,}14x^*. \qquad (\mathrm{I}\ 103)$$

Максимальная скорость в сечении x^* равна

$$v_{\text{м}x^*} = 2{,}33\sqrt[4]{\frac{g}{c\rho T_\text{в}}\,q_\text{к}x^*} = 0{,}07\sqrt[3]{q_\text{к}x^*} \;\Big\|\; v_{\text{м},\,x^*} = 0{,}074\sqrt[3]{q_\text{к}x^*} \qquad (\mathrm{I}\ 104)$$

Соответствующая $v_{\text{м}x^*}$ избыточная температура на оси струи равна

$$\vartheta_{\text{м}x^*} = 5{,}5\sqrt[3]{\frac{T_\text{в}}{g\,(c\rho)^2}\,\frac{q_\text{к}^2}{x^*}} = 0{,}151 q_\text{к}^{2/3}x^{*-1/3} \;\Big\|\; \vartheta_{\text{м}x^*} = 0{,}167 q_\text{к}^{2/3}x^{*-1/3}. \qquad (\mathrm{I}.105)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

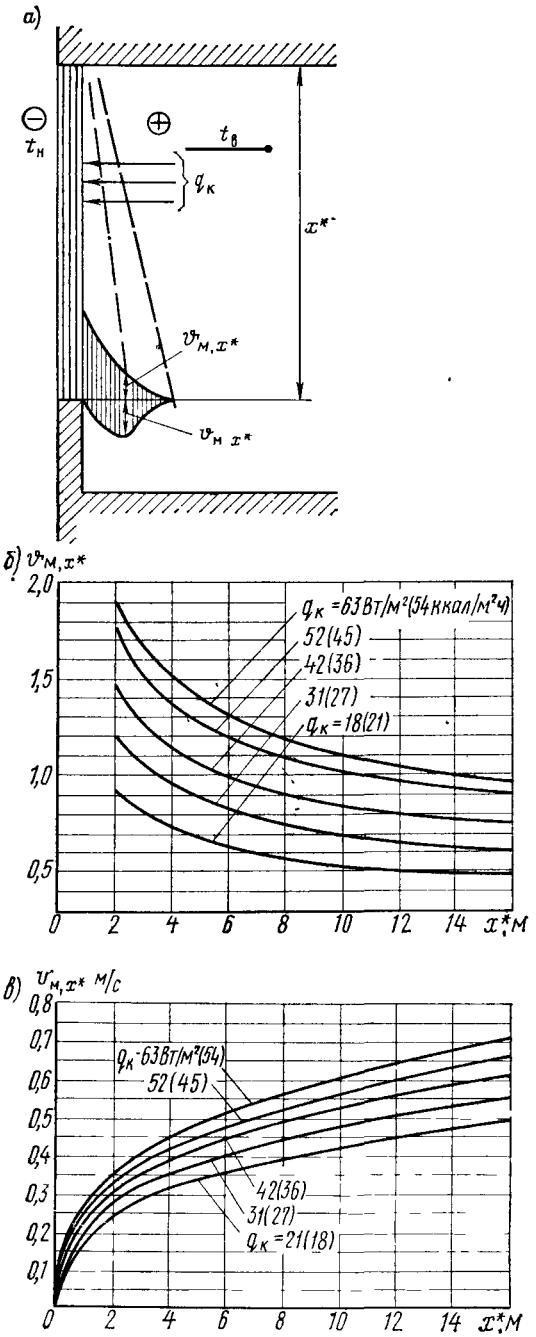


Рис. I.30. Конвективный поток, возникающий на холодной поверхности окна (*а*), температура (*б*) и максимальная скорость (*в*) в струе на нижней границе окна

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Часовой расход воздуха на 1 м ширины струи равен

$$L_{x^*} = 864 \sqrt[3]{\frac{g}{c\rho T_в} q_к x^{*4}} = 26{,}14 q_к^{1/3} x^{*4/3} \Big\|$$

$$L_{x^*} = 27{,}58 q_к^{1/3} x^{*4/3}. \qquad (I.106)$$

В формулах (I.104)—(I.106) последняя запись соответствует воздуху при 20°С. Формулы (I.104) и (I.105) позволяют определить скорость и температуру в ниспадающем потоке воздуха, например, вдоль окна. Графики рис. I.30, на которых приведены значения $v_{мx}$ $\vartheta_{мx^*}$ у подоконника в зависимости от положения окна и значений $q_к$, могут быть использованы для оценки дискомфортных условий около окна.

Данные о ниспадающей конвективной струе необходимы для расчета и в случае, когда вдоль холодной поверхности создается восходящая воздушная струя. Плоская нагретая струя снизу настилается на ограждение. На холодной стене сверху образуется гравитационный поток свободной конвекции. Эти два потока — искусственно созданная нагретая струя снизу и естественный охлажденный ток воздуха сверху — взаимодействуют между собой.

Задача расчета состоит в определении интенсивности теплообмена в зоне струи и в нахождении дальнобойности струи. В данном случае дальнобойность определяет высоту встречи струи с ниспадающим конвективным потоком.

Координата точки встречи струи с ниспадающим конвективным потоком $h_{вст}$ определяется из условия равенства в ней максимальных скоростей струи и конвективного потока:

$$v_м = v_{м\,x^*},$$

где $v_м$ — определяется по формуле (I.100) или графикам рис. I.29, а $v_{мx^*}$ — по формуле (I.104).

Для струй со значением критерия $Ar < 0{,}1$ координата $h_{вст}$ определяется методом последовательных приближений, для струй с критерием $Ar > 0{,}1$ — по формуле

$$h_{вст} = h - \frac{2143 v_м^3}{q_к} \Big\| h_{вст} = h - \frac{2486 v_м^3}{q_к}. \qquad (I.107)$$

Если $h_{вст} \geqslant h$, струя достигает верха ограждения; если $h_{вст} < 0$, ниспадающий конвективный поток достигает низа ограждения; во всех прочих случаях точка встречи струй занимает промежуточное положение.

При слиянии восходящей и ниспадающей струй образуется общий поток воздуха, который может быть направлен как нормально к поверхности ограждения, так и в верхнюю или нижнюю часть помещения. Для того чтобы исключить направление смешанного потока вниз, кинематический импульс струи в точке встречи E_x должен быть больше импульса конвективного ниспадающего потока $E_x \geqslant E_{x^*}$, где

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\left.\begin{aligned} E_x &= 0{,}145 v_м^2 h_{вст}; \\ E_{x^*} &= 0{,}145 v^2_{мх^*}(h - h_{вст}). \end{aligned}\right\} \qquad (I.108)$$

Настилающиеся струи широко используются для защиты крупноразмерных остекленных поверхностей от ниспадающих потоков холодного воздуха. Для расчета температуры внутренней поверхности остекления, а также теплопотерь через них следует использовать приведенные выше формулы. Можно также воспользоваться графиками рис. 1.31 (более подробный графический материал содержится в [I.15]) В соответствии с этими графиками при определении начальных параметров струи, обеспечивающей заданный температурно-влажностный режим внутренней поверхности остекления, исходными являются требуемые избыточные теплопоступления на 1 м щели и температура внутренней поверхности остекления — в соответствии с условиями теплового комфорта или технологическими требованиями. Понятие избыточных теплопоступлений вводится в связи с тем, что в общем случае теплопоступления, вносимые струей приточного воздуха ($Q_{прит}$), должны перекрывать не только теплопотери через обдуваемую часть остекления, но и вообще все теплопотери помещения, т. е.

$$\left.\begin{aligned} Q_{изб} &= Q_{прит} - Q_{ост}; \\ Q_{прит} &= (L\rho)_{пр} c (t_0 - t_в), \end{aligned}\right\} \qquad (I.109)$$

где $Q_{ост}$ — теплопотери через обдуваемую часть остекления.

Избыточные теплопоступления, таким образом, численно равны требуемым теплопоступлениям в помещение, за исключением компенсации теплопотерь через обдуваемую часть наружного ограждения. Если приточная струя компенсирует только теплопотери остекления, то $Q_{изб} = 0$, при поступлении в помещение изотермической струи $Q_{изб} = Q_{ост}$.

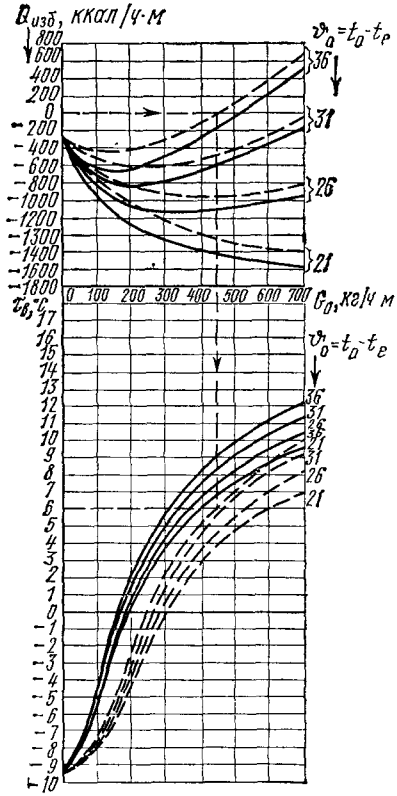


Рис. 1.31. Одинарное остекление высотой $h=3$ м при расчетной температуре наружного воздуха $t_н = -25°$ С:

— — — — при a_0=0,02 м; ——— при a_0=0,01 м

Пример 1.3. Определить начальные параметры струи для обдува одинарного остекления высотой $H = 3$ м. Струя компенсирует только теплопотери через остекление, т. е. $Q_{изб} = 0$.

Решение. По графикам рис. 1.31 (ход решения показан стрелками) для $Q_{изб} = 0$ при ширине щели $a = 0{,}02$ м

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

находим: начальную избыточную температуру воздуха в струе $\vartheta_0 = t_0 - t_в = 36°$ С; расход приточного воздуха $G_0 = 450$ кг/(ч·м); среднюю температуру остекления $\tau_в = 6°$ С.

§ I.12. ОБЩИЙ ТЕПЛООБМЕН НА ПОВЕРХНОСТИ В ПОМЕЩЕНИИ

Количество тепла, которое воспринимает или отдает произвольная поверхность i в результате лучисто-конвективного теплообмена в помещении, равно количеству тепла, которое передается к поверхности или отводится от нее теплопроводностью (I.1).

Теплопроводностью передается количество тепла T_i, которое при средних по всей площади F_i значениях температурного градиента около поверхности $\frac{\partial t_i}{\partial n}$ и коэффициента теплопроводности λ_i составляет

$$T_i = -\lambda_i \frac{\partial t_i}{\partial n} F_i. \qquad (I.110)$$

В стационарных условиях, когда температурный градиент в толще ограждения остается неизменным во времени, уравнение (I.110) удобнее написать в виде

$$T_i = K'_i (\tau_i - t_{ср\,i}) F_i, \qquad (I.111)$$

где K'_i — коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности ограждения до внешней среды, температура которой равна $t_{ср\,i}$.

Общее уравнение теплового баланса (I.1) поверхности i в помещении имеет вид

$$(E_{эф\,i} - E_{под\,i}) E_i + \alpha_{к\,i} (\tau_i - t_в) F_i - \lambda_i \frac{\partial t_i}{\partial n} F_i = 0. \qquad (I.112)$$

Тепловой баланс поверхности в помещении с учетом выражений (I.36), (I.37) и (I.111) можно записать в виде двух уравнений:

$$\sum F_i \varphi_{i-j} C_0 b_{эф\,i-эф\,j} (\tau_{эф\,i} - \tau_{эф\,j}) + \\ + F_i \frac{\varepsilon_i}{1-\varepsilon_i} C_0 b_{эф\,i-i} (\tau_{эф\,i} - \tau_i) = 0; \qquad (I.113)$$

$$F_i \frac{\varepsilon_i}{1-\varepsilon_i} C_0 b_{эф\,i-i} (\tau_{эф\,i} - \tau_i) + \\ + F_i \alpha_{к\,i} (t_в - \tau_i) + F_i K'_i (t_{ср.\,i} - \tau_i) \pm Q_i = 0, \qquad (I.114)$$

где $\alpha_{к\,i}$ — коэффициент конвективного теплообмена, средний по поверхности; Q_i — прочие источники и стоки тепла на поверхности.

Слагаемые в уравнениях (I.113) и (I.114) имеют одинаковую структуру записи. Все составляющие тепловой баланс потоки тепла пропорциональны соответствующим разностям температур (в °С). Такая запись уравнений оказывается удобной для расчета теплообмена при использовании метода электротепловой аналогии (см. § I.17) или ЭВМ.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Как было сказано в § 1.4, учет многократного отражения значительно усложняет расчет теплового баланса поверхности и в то же время не оказывает большого влияния на конечные результаты. В строительной практике обычно ограничиваются учетом только первого отражения. В этом случае тепловой баланс поверхности с учетом выражения (I.38) описывается одним уравнением

$$\sum_{j} C_0 \varepsilon_{i-j} b_{i-j} (\tau_i - \tau_j) \varphi_{i-j} F_i + \alpha_{\text{к}i} (\tau_i - t_{\text{в}}) F_i + \\ + K'_i (\tau_i - t_{\text{ср}\,i}) F_i \pm Q_i = 0. \qquad \text{(I.115)}$$

В соответствии с особенностями теплообмена все поверхности в помещении можно разделить на три характерные группы: охлаждающие, нагревающие и нейтральные.

Охлаждающими помещение поверхностями в зимний период года будут внутренние поверхности наружных ограждений. Таких поверхностей может быть несколько. Особенность написания уравнения (I.115) для наружных ограждений в том, что τ_i заменяют на температуру внутренней поверхности наружного ограждения $\tau_{\text{в}}$, а K'_i — на приведенный коэффициент теплопередачи $K'_{\text{н.о}}$ от внутренней поверхности ограждения к наружному воздуху, отнесенный к площади F_i. Последняя определяется по размерам внутренней поверхности, обращенной в помещение. Температура внешней среды $t_{\text{ср}\,i}$ — это температура наружного воздуха $t_{\text{н}}$.

Для *нагретых* поверхностей (зимой, например, это отопительные панели или другие нагревательные приборы) значения отдельных величин в уравнении (I.115) будут следующими: τ_i — температура панели $\tau_{\text{п}}$; K'_i — коэффициент теплопередачи от поверхности панели к теплоносителю $K'_{\text{н.п}}$; $t_{\text{ср}\,i}$ — средняя температура теплоносителя в трубах панели $t_{\text{тн}}$.

Для *нейтральных* поверхностей внутренних стен и перекрытий в уравнении (I.115) составляющая передачи тепла теплопроводностью T_i (третье слагаемое) равна нулю. Эти поверхности в стационарных условиях не нагреваются и не охлаждаются со стороны ограждений и являются как бы адиабатическими отражателями, так как полученное тепло от помещения они ему же и отдают. Поверхности внутренних стен могут иметь положительный радиационный баланс, получая в результате лучистого теплообмена определенное количество тепла. Такое же количество тепла они будут отдавать конвекцией воздуху помещения.

В теплообмене может участвовать тепло солнечной радиации, проникающее через лучепрозрачные ограждения. Прямые солнечные лучи нагревают отдельные части внутренних ограждений. Диффузно рассеянная радиация распределяется равномерно. В расчете теплообмена допустимо принимать, что вся прямая и рассеянная радиация $Q_{\text{пр}}$, непосредственно проникающая в помещение (см. гл. VII), равномерно распределяется по площади всех внутренних поверхностей. В уравнениях теплового баланса (I.115) всех поверхностей дополнительное

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

слагаемое Q_i равно доле проникающей радиации. Величину Q_i можно определить в виде

$$Q_i = Q_{\text{п р}} F_i / \sum F_i. \qquad \text{(I.116)}$$

В помещении могут быть поверхности, которые омываются струей охлажденного или нагретого воздуха, подаваемого в помещение. Струя воздуха, настилаясь на ограждение, нагревает или охлаждает его. За счет подмешивания воздуха помещения и конвективного теплообмена струя изменяет температуру и постепенно достигает рабочей зоны помещения.

По направлению движения изменяются температура и скорость воздуха в струе, а следовательно, и условия теплообмена. В общей постановке уравнение теплового баланса такой поверхности должно быть записано в интегральной форме, учитывающей изменение условий теплообмена в направлении движения струи. Такая запись осложнит решение и для целей инженерного расчета ее желательно упростить. Поверхность разбивают на элементарные площадки, в пределах которых все параметры принимают осредненными (см. ниже § I.13). Для каждой элементарной площадки поверхности составляют свое уравнение теплового баланса вида (I.115).

§ I.13. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ

Воздух помещения, соприкасаясь с нагретыми и охлажденными поверхностями, нагревается или охлаждается. Кроме того, он получает или отдает тепло в процессе воздухообмена. В небольших помещениях под влиянием конвективных токов и вентиляционных струй воздух достаточно хорошо перемешивается, вследствие чего его температуру при расчете теплообмена можно считать постоянной во всем объеме помещения. Осредненная температура характерных поверхностей также принимается постоянной. Уравнение теплового баланса воздуха в помещении имеет вид

$$\sum \alpha_{\text{к}i} (\tau_i - t_{\text{в}}) F_i \pm Q_{\text{в}} = 0, \qquad \text{(I.117)}$$

где $\alpha_{\text{к}i}$—средние значения коэффициента конвективного теплообмена, на поверхностях; $Q_{\text{в}}$ — количество конвективного тепла, которое непосредственно передается воздуху помещения или забирается из него.

В величину $Q_{\text{в}}$ входит тепло, вносимое приточной вентиляцией и в результате неорганизованного проветривания помещения, а также конвективное тепло, получаемое воздухом от закрытых поверхностей. Это может быть, например, тепло, полученное воздухом в конвективных каналах нагревательных приборов и другого теплового оборудования, т. е. от поверхностей, которые не участвуют в лучистом теплообмене в помещении и не вошли под знак суммы уравнения (I.115).

Если приточный воздух настилается на одну из поверхностей и его температура заметно отличается от температуры воздуха в помещении, как это имеет место при воздушном отоплении или охлаждении помещения, то для воздушной струи необходимо составить самостоятельные уравнения теплового баланса. В направлении движения струю разби-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вают на элементарные объемы в соответствии с разбивкой на элементарные площадки омываемой поверхности.

Уравнение теплового баланса для каждого элементарного объема (рис. I.32) (их границы на рисунке обозначены пунктиром) можно написать в виде

$$L_{n-1}c\rho t_{n-1} + \Delta L_n c\rho t_в - L_n c\rho t_n + \alpha_{кп}(\tau_n - t_n)\Delta F_n = 0, \quad (I.118)$$

где L_{n-1}, L_n — объемные расходы воздуха в струе между элементарными объемами $(n-1)-n$ и $n-(n+1)$; $c\rho$ — объемная теплоем-

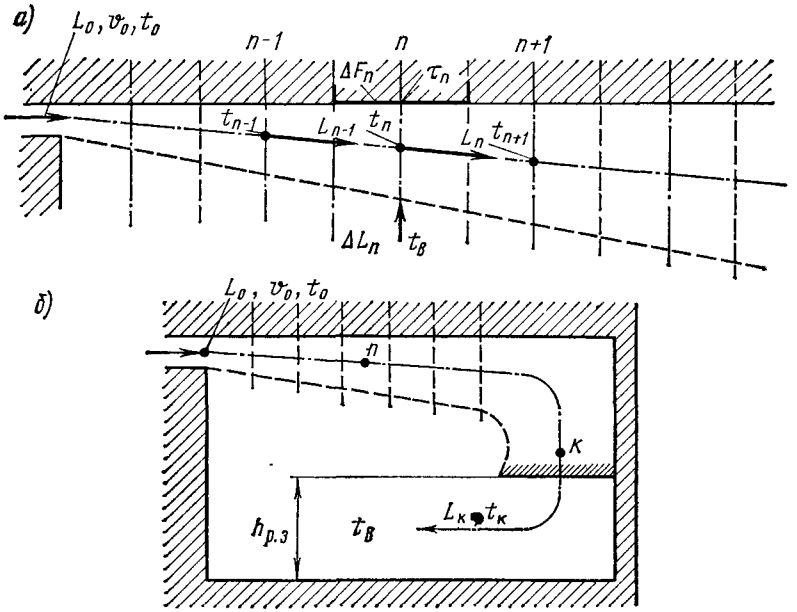


Рис. I.32. Теплообмен настилающейся струи:
а — тепловой баланс элементарного объема воздуха в струе; *б* — тепловой баланс воздуха помещения

кость воздуха; t_{n-1} и t_n — средние температуры в пределах элементарных объемов струи $n-1$ и n; ΔL_n — объемный расход, который подмешивается к струе из помещения с температурой $t_в$ в пределах элементарного объема n; τ_n — средняя температура поверхности в пределах элементарного объема n; $\alpha_{кп}$ — средний коэффициент конвективного теплообмена на поверхности в пределах элементарного объема n.

Так как

$$L_n = L_{n-1} + \Delta L_n, \quad (I.119)$$

то уравнение (I.118) перепишем в виде

$$L_{n-1}c\rho(t_{n-1} - t_n) + \Delta L_n c\rho(t_в - t_n) + \alpha_{кп}(\tau_n - t_n)\Delta F_n = 0. \quad (I.120)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В этом случае, когда составлено отдельное уравнение для настилающейся неизотермической струи, из уравнения теплового баланса воздуха (I.117) нужно исключить составляющую теплообмена с поверхностью, омываемой струей. В то же время в нем необходимо дополнительно учесть тепло, вносимое в конце последнего k-го элементарного объема струи (рис. I.32, *б*) $L_k c\rho t_k$, и тепло, отдаваемое воздухом помещения всем k-элементарным объемам настилающейся струи $\sum_k \Delta L_n c\rho t_в$.

Расход в элементарном объеме k струи равен

$$L_k = \sum \Delta L_n + L_0. \qquad (I.121)$$

В общем случае, когда температура уходящего из помещения воздуха $t_{ух}$ не равна $t_в$,

$$L_k c\rho_k t_k - \sum \Delta L_n c\rho_в t_в = (L_k - L_0)\, c\rho\, (t_k - t_в) + L_0 c\rho\, (t_k - t_{ух}), \qquad (I.122)$$

где L_k и t_k — расход воздуха и температура в конце последнего элементарного объема k на границе с воздухом помещения, где условно заканчивается струя; L_0 — количество приточного воздуха, подаваемого вентиляцией.

Уравнение теплового баланса воздуха помещения в этом случае (I.117) имеет вид

$$\sum_{i=1} \alpha_{кi} (\tau_i - \tau_в) F_i + L_k c\rho\, (t_k - t_в) + L_0 c\rho\, (t_в - t_{ух}) \pm Q_в = 0. \qquad (I.123)$$

В сумму первого слагаемого уравнения (I.123) входят все составляющие конвективного теплообмена, кроме поверхности, омываемой струей. Второе и третье слагаемые учитывают тепло приточной настилающейся струи.

Если приточный воздух подается в помещение свободной не настилающейся струей, то и в этом случае также можно составить отдельно уравнения для элементарных объемов струи и для воздуха помещения. Уравнения для элементарных объемов будут отличаться от (I.120) отсутствием последнего слагаемого конвективного теплообмена с поверхностью.

Для свободной струи в помещении получены [I.22] обобщенные зависимости, с помощью которых можно определить все ее параметры, необходимые для расчета общего теплообмена в помещении. Поэтому при свободных струях обычно не нужно прибегать к разбивке на элементарные объемы.

§ I.14. ПОЛНАЯ СИСТЕМА УРАВНЕНИЙ ОБЩЕГО ТЕПЛООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИИ

В общем теплообмене в помещении участвуют все его поверхности, воздушные струи и воздух помещения. Температурное состояние каждого элемента, участвующего в теплообмене, можно установить решением системы уравнений теплового баланса всех характерных поверхностей, воздуха, а в общем случае и элементарных объемов струй воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рассматривая полную физико-математическую постановку задачи о теплообмене в помещении, примем в качестве основной систему уравнений, состоящую из уравнений теплового баланса поверхностей (I.115), элементарных поверхностей и объемов настилающихся струй (I.120), объемов свободных струй и уравнения теплового баланса воздуха (I.123):

$$\left.\begin{aligned}
&\sum C_{i-j} b_{i-j} (\tau_i - \tau_j) \varphi_{i-j} F_i + \alpha_{\text{к}i} (\tau_i - t_{\text{в}}) F_i + \\
&\quad + K_i' (\tau_i - t_{\text{ср}\,i}) F_i \pm Q_i = 0; \\
&\sum C_{n-j} b_{n-j} (\tau_n - \tau_j) \varphi_{n-j} \Delta F_n + \alpha_{\text{к}n} (\tau_n - \\
&- t_n) \Delta F_n + K_n' (\tau_n - t_{\text{ср}\,n}) \Delta F_n \pm Q_n = 0; \\
&L_{n-1} c\rho (t_{n-1} - t_n) + \Delta L_n c\rho (t_{\text{в}} - t_n) + \\
&\quad + \alpha_{\text{к}n} (\tau_n - t_n) \Delta F_n = 0; \\
&\sum_i \alpha_{\text{к}i} (\tau_i - t_{\text{в}}) F_i + L_k c\rho (t_k - t_{\text{в}}) + \\
&\quad + L_0 c\rho (t_{\text{в}} - t_{\text{ух}}) \pm Q_{\text{в}} = 0.
\end{aligned}\right\} \qquad \text{(I.124)}$$

Граничные условия для решения системы обычно заданы в виде температуры наружного воздуха $t_{\text{ср}i}$ и теплоносителя $t_{\text{ср}.n}$, начальной температуры t_0 и расхода воздуха L_0 приточной струи, температуры уходящего воздуха $t_{\text{ух}}$ и интенсивности источников или стоков тепла Q_n, Q_i и $Q_{\text{в}}$. Искомыми в этом случае будут температуры поверхностей τ_i, элементарных поверхностей τ_n, элементарных объемов воздуха настилающихся и свободных струй t_n и воздуха $t_{\text{в}}$ помещения. В зависимости от задачи расчета могут быть и другие сочетания заданных и искомых величин. Системой уравнений (I.124) можно воспользоваться для решения задачи о теплообмене при значительной неравномерности распределения температуры по высоте и в плане помещения и струйных течениях воздуха, которые являются специфичными для промышленных зданий.

Система (I.124) состоит из большого числа уравнений, что затрудняет ее решение. Кроме того, составляющие коэффициентов теплообмена в уравнениях зависят от искомых температур, что заставляет проводить расчет методом последовательного приближения. Удобно решать полную систему уравнений теплообмена в помещении на электрической аналоговой модели. Методика такого расчета рассмотрена в § I.17. Кроме того, это решение успешно может быть проведено с помощью ЭВМ.

§ I.15. СИСТЕМА ИЗ ДВУХ УРАВНЕНИЙ ОБЩЕГО ТЕПЛООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИИ

Для характеристики общей температурной обстановки в помещении обычно достаточно иметь средние значения температур трех характерных групп поверхностей (нагревающих, охлаждающих и нейтральных) и воздуха (рис. I. 33, *а*). В этом случае, как это было предложено А. М. Листовым и М. И. Киссиным [I.7], для всех поверхностей, отно-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сящихся к одной категории, можно составить одно уравнение теплового баланса. В систему уравнений теплообмена в помещении войдут: уравнение теплового баланса всех обогревающих поверхностей, например зимой для помещения с нагревательными панелями в перекрытии (потолочно-напольное отопление) будет одно уравнение для нагретых поверхностей пола и потолка; уравнение для всех охлаждающих поверхностей наружных ограждений; уравнение для всех поверхностей наружных ограждений; уравнение для всех поверхностей внутренних ограждений и уравнение для воздуха. Обычно при расчете теплообмена в помещении заданы температуры внутренних поверхностей наружных ограждений $\tau_в$ и воздуха $t_в$. В этом случае необходимо решить систему из двух уравнений для получения температуры обогревающей поверхности $\tau_п$ (при известной ее площади $F_п$ и расположении в помещении) и средней температуры поверхностей внутренних ограждений $\tau_{в.п}$. Может быть задана температура нагревающей поверхности $\tau_п$, тогда одним из неизвестных будет ее площадь $F_п$.

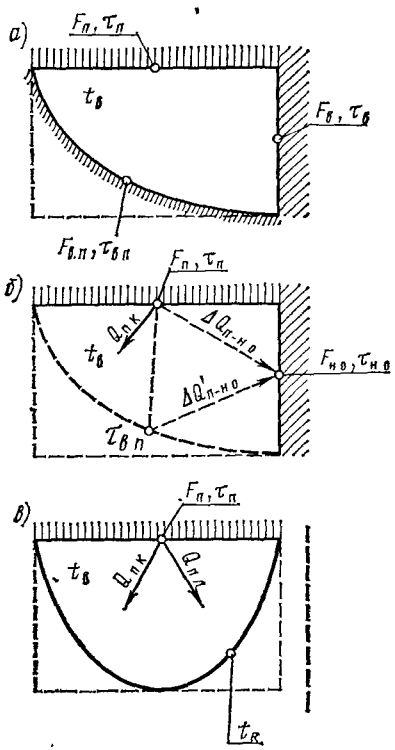


Рис. I.33. Схема теплообмена в помещении:

а — три характерные категории поверхностей; *б* — одно уравнение с учетом коэффициента полной облученности; *в* — одно уравнение с учетом средней температуры условной поверхности

Форма записи уравнений теплового баланса обогревающих и внутренних поверхностей в системе из двух уравнений соответствует (I.124). Особенность их состоит в определении осредненных по всем поверхностям одной категории численных значений коэффициентов и других параметров процесса. Необходимо определять коэффициенты облученности со всех поверхностей одной категории на все поверхности другой категории, находить осредненные значения коэффициентов приведенного излучения, конвективного теплообмена, теплопередачи и т. д. Для определения коэффициентов облученности удобно воспользоваться свойствами замкнутости и взаимности лучистых потоков, которые были рассмотрены выше. Осреднение коэффициента конвективного теплообмена может быть затруднено тем, что поверхности одной категории различно ориентированы в пространстве и имеют разные перепады температур (например, по этим причинам для пола и потолка коэффициенты конвективного теплообмена могут отличаться в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

два раза и более). Такие трудности обычно могут быть преодолены методом последовательного приближения.

Решение системы из двух уравнений, так же как и полной системы неудобно в инженерной практике, поэтому желательно дальнейшее упрощение расчетной схемы.

§ I.16. ОДНО УРАВНЕНИЕ ОБЩЕГО ТЕПЛООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИИ

При расчете теплообмена в помещении обычно задаются значениями температуры на внутренних поверхностях наружных ограждений и воздуха в помещении. Значения этих температур даны в нормах. Температуру внутренних ограждений приближенно можно считать равной температуре воздуха. Поэтому в такой постановке искомой величиной в расчете является только температура или площадь обогревающей помещение поверхности. Необходимость определения только одной неизвестной дает возможность заменить систему уравнений одним уравнением теплообмена в помещении.

Лучистый теплообмен в помещении можно представнть как теплообмен излучением между панелью и наружной поверхностью (рис. I.33, *б*) при наличии внутренних отражающих поверхностей.

В теории теплопередачи известно решение [IV. 3; 11] задачи об интенсивностн излучения через отверстие в толстой стене с учетом отражения от стенок канала, которые в этом случае являются «косвенными» излучателями. При обогреве помещения аналогичные условия могут быть в случае, когда, например, потолок является обогревающей поверхностью, пол — охлаждающей, а все четыре стены — нейтральными отражателями. В помещении обычно бывает более сложное расположение нагретых и охлажденных поверхностей. Для этнх случаев можно воспользоваться принципиальной схемой решения [11] об излучении канала.

Панель в помещенни (см. рис. I. 33, *б*) передает определенное количество тепла поверхности наружного ограждения. Это тепло передается прямым ($\Delta Q_{\text{п-н.о}}$) и косвенным ($\Delta Q'_{\text{п-и.о}}$) (отражением от внутренних поверхностей) излучением. Количество тепла $\Delta Q_{\text{п-н.о}}$ может быть подсчитано по формуле (I.29) с помощью коэффициента прямой облученности с панели (п) на наружное ограждение (н. о) $\varphi_{\text{п-н.о}}$.

Рассматривая косвенное облучение, принимаем, что внутренние поверхности (в. п.), получая определенное количество тепла от нагретой панели $Q_{\text{п-в.п}}$, передают его в том же количестве отражением холодной поверхности наружного ограждения (н. о) $Q_{\text{в.п-н.о}}$. С учетом формулы (I.32) запишем:

$$\left.\begin{aligned} Q_{\text{п-в.п}} &\approx (E_{\text{эф.п}} - E_{\text{эф.в.п}}) F_{\text{п}} \varphi_{\text{п-в.п}}; \\ Q_{\text{в.п-н.о}} &\approx (E_{\text{эф.в.п}} - E_{\text{эф.н.о}}) F_{\text{в.п}} \varphi_{\text{в.п-н.о}}. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(I.125)}$$

Этот же поток тепла выразим в форме уравнения теплообмена между панелью и наружным ограждением $\Delta Q'_{\text{п-н.о}}$ в виде

$$\Delta Q'_{\text{п-н.о}} = (E_{\text{эф.п}} - E_{\text{эф.н.о}}) F_{\text{п}} \varphi'_{\text{п-н.о}}, \qquad \text{(I.126)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $\varphi'_{\text{п-н.о}}$ — коэффициент косвенной облученности с панели на наружное ограждение отражением от внутренних ограждений.

Рассматривая совместно уравнения (I.125) и (I.126), имея в виду, что по условию $Q_{\text{п-в.п}} = Q_{\text{в.п-н.о}} = \Delta Q'_{\text{п-н.о}}$, получим

$$\varphi'_{\text{п-н.о}} = \frac{\varphi_{\text{п-в п}}\varphi_{\text{в.п-н.о}}}{\varphi_{\text{в.п-п}} + \varphi_{\text{в.п-н.о}}}. \qquad \text{(I.127)}$$

Пользуясь свойством взаимности лучистых потоков (I.24), запишем уравнение для $\varphi'_{\text{п-н.о}}$ в виде

$$\varphi'_{\text{п-н.о}} = \frac{(F_{\text{н.о}}/F_{\text{п}} - \varphi_{\text{п-н.о}})(1 - \varphi_{\text{п-н.о}})}{F_{\text{н.о}}/F_{\text{п}} - 2\varphi_{\text{п-н.о}} + 1}, \qquad \text{(I.128)}$$

где $\varphi_{\text{п-н.о}}$ — коэффициент прямой облученности с панели на поверхность наружного ограждения.

С учетом принятых при рассмотрении задачи теплообмена в помещении допущений и обозначений уравнение для определения полного количества тепла $Q_{\text{п.л}}$, передаваемого панелью излучением непосредственно и косвенно поверхности наружных ограждений, можно записать в виде

$$Q_{\text{п.л}} = \Delta Q_{\text{п-н.о}} + \Delta Q'_{\text{п-н.о}} = C\Phi b(\tau_{\text{п}} - \tau_{\text{н.о}})F_{\text{п}}, \qquad \text{(I.129)}$$

где C и b — соответственно приведенный коэффициент излучения и температурный коэффициент для системы «панель — наружное ограждение», Φ — коэффициент полной облученности с панели на поверхность наружных ограждений, равный сумме коэффициентов прямой и косвенной (I.128) облученности:

$$\Phi = \varphi_{\text{п-н.о}} + \varphi'_{\text{п-н о}} = \frac{F_{\text{н.о}}/F_{\text{п}} - \varphi^2}{F_{\text{н.о}}/F_{\text{п}} - 2\varphi + 1}. \qquad \text{(I.130)}$$

У коэффициента прямой облученности ($\varphi_{\text{п-н.о}} = \varphi$) и других в последней формуле и далее индексы опущены.

Полное количество тепла $Q_{\text{п}}$, отдаваемое панелью, равно сумме ее лучистой $Q_{\text{п.л}}$ (I.129) и конвективной $Q_{\text{п.к}}$ составляющих:

$$Q_{\text{п}} = [C\Phi b(\tau_{\text{п}} - \tau_{\text{н.о}}) + \alpha_{\text{к}}(\tau_{\text{п}} - t_{\text{в}})]F_{\text{п}} =$$
$$= [\alpha'_{\text{л}}(\tau_{\text{п}} - \tau_{\text{н.о}}) + \alpha_{\text{к}}(\tau_{\text{п}} - t_{\text{в}})]F_{\text{п}}, \qquad \text{(I.131)}$$

где $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициент конвективного теплообмена на поверхности панели, $\alpha'_{\text{л}}$ — коэффициент лучистого теплообмена на поверхности панели, отнесенный к разности температур $\tau_{\text{п}} - \tau_{\text{н.о}}$.

Формула (I.131) получена в предположении, что конвективный и лучистый теплообмен происходит независимо друг от друга, а общий обмен теплом можно получить их сложением. Однако в действительности конвективный теплообмен несколько изменяет долю лучистого теплового потока, передаваемого отражением от внутренних ограждений.

Зимой при панельно-лучистом отоплении температура поверхностей внутренних ограждений несколько выше температуры воздуха. Если

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

бы отсутствовал конвективный обмен теплом, то температура этих поверхностей в результате только лучистого теплообмена была бы еще более высокой. Конвективный теплообмен, понижая температуру поверхностей внутренних ограждений, несколько снижает косвенный лучистый поток, передаваемый на наружные стены отражением от внутренних стен. Поэтому значения коэффициента Φ, полученные по формуле (I.130), которая была выведена без учета влияния

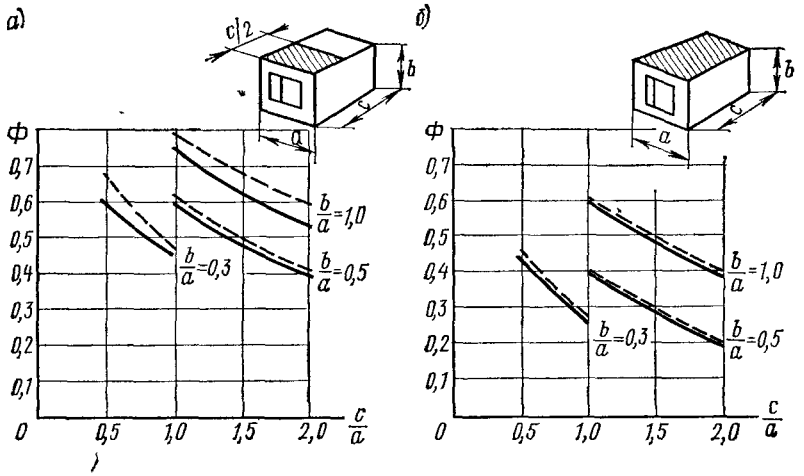


Рис. I.34. Коэффициенты полной облученности для двух (*а*, *б*) вариантов расположения панели в потолке:

—— — данные расчета на электромодели; — — — — расчет по приближенной формуле (I 130)

конвективного обмена теплом, будут несколько завышенными. Аналогичная картина получается при рассмотрении температурного режима помещения при лучистом охлаждении в летнее время. Правильность этого качественного вывода была подтверждена [I.26] расчетами полной системы уравнений на электрической аналоговой модели (см. § I.17). Данные расчетов наряду с этим показали возможность использования для инженерных расчетов формулы (I.130) для определения Φ. Сопоставление расчетов на электромодели с формулой (I.130) для двух случаев расположения охлаждающей панели в потолке приведено на рис. I.34.

Возможен еще один способ замены системы уравнений теплообмена в помещении одним уравнением. Различие состоит в записи лучистой составляющей теплоотдачи панели.

Все поверхности помещения (см. рис. I 33, *в*), с которыми панель обменивается теплом излучением, заменяются одной условной поверхностью, имеющей осредненную радиационную температуру t_R. Такая замена удобна тем, что коэффициент облученности с панели на условную поверхность равен единице (исключение составляют случаи, ког-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

да в помещении несколько нагретых поверхностей панелей). Составляющая отдачи тепла панелью излучением в этом случае равна

$$Q_{\text{п.л}} = Cb\,(\tau_{\text{п}} - t_R)\,F_{\text{п}}. \qquad \text{(I.132)}$$

При использовании уравнения (I.132) сложность состоит в определении температуры t_R, которая равна средневзвешенной по коэффициентам облученности температуре окружающих панель поверхностей:

$$t_R = \frac{\sum \varphi_{\text{п}-i}\, t_i}{\sum \varphi_{\text{п}-i}}, \qquad \text{(I.133)}$$

где $\varphi_{\text{п}-i}$ — коэффициенты облученности с панели на различные поверхности, температуры которых t_i.

Если в помещении одна нагретая панель и поэтому $\Sigma\varphi_{\text{п}-i} = 1$, то

$$t_R = \sum \varphi_{\text{п}-i}\, t_i. \qquad \text{(I.134)}$$

Для упрощения часто принимают температуру внутренних ограждений равной температуре воздуха в помещении, а t_R определяют как средневзвешенную по площадям:

$$t_R = \frac{\sum F_i t_i}{\sum F_i}. \qquad \text{(I.135)}$$

Если в формулах (I.129) и (I.132) коэффициенты C и b считать одинаковыми, то можно записать

$$\Phi \approx \frac{\tau_{\text{п}} - t_R}{\tau_{\text{п}} - \tau_{\text{н.о}}}. \qquad \text{(I.136)}$$

Эта формула показывает логическую связь между коэффициентом полной облученности Φ и средней температурой условной поверхности t_R. Предпочтительнее пользоваться расчетами по формуле (I.131), так как она более полно отражает фактическую картину теплообмена и удобна для расчета.

§ I.17. РАСЧЕТ ЛУЧИСТО-КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АНАЛОГОВОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Аналитический расчет полной системы уравнений (I.134) лучисто-конвективного теплообмена в помещении крайне затруднителен и им практически не пользуются.

Систему уравнений (I.124) удобно решать с помощью метода электротепловой аналогии. Кроме того, этот метод всегда облегчает понимание происходящих процессов теплообмена и делает результаты расчета наглядными. Процессы электропроводности в цепи постоянного тока и теплообмена описываются уравнениями одного вида:

$$I = \Delta U/R_{\text{э}} \quad \text{и} \quad Q = \Delta t/R_{\text{т}}, \qquad \text{(I.137)}$$

где для электрического тока: I — сила тока; U — напряжение; $R_{\text{э}}$ —

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

электрическое сопротивление; для теплообмена; Q — поток тепла; t — температура; $R_т$ — сопротивление теплообмену.

По математическому описанию процессы электропроводности и теплообмена аналогичны между собой. Тепловым величинам соответствуют аналогичные электрические величины (см. табл. III.1).

Электротепловая аналогия может быть использована для создания электрических моделей (цепей), количественно воспроизводящих теплообмен в помещении. Теплообмен в помещении можно представить в виде графической схемы (рис. I.35), лучи которой показывают направления теплообмена и связывают отдельные обменивающиеся теплом элементы. Поток тепла между любыми элементами схемы можно выразить формулой.

$$Q_{i-j} = 1/R_{i-j}(t_i - t_j), \qquad (I.138)$$

где R_{i-j} — сопротивление теплообмену, К/Вт (°С · ч/ккал).

Обмен теплом излучением с учетом многократного отражения [формулы (I.113) и (I.114)] определяется двумя сопротивлениями тепло-

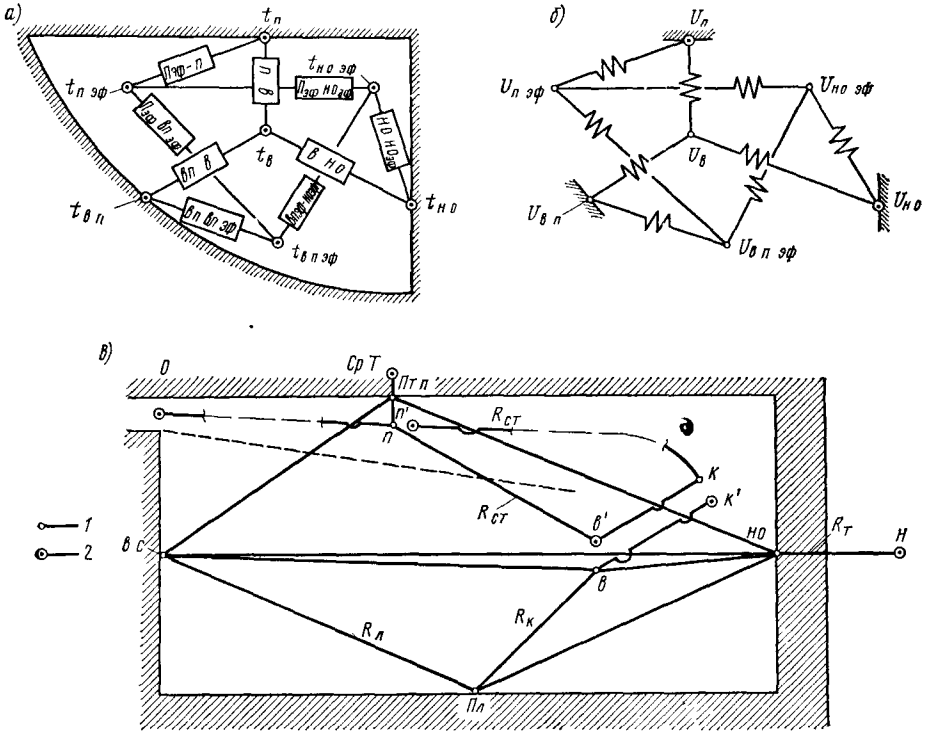


Рис. I.35. Воспроизведение теплообмена в помещении на электрической модели:

а — схема лучисто конвективного теплообмена с учетом многократного отражения, *б* — соответствующая ей электрическая сетка; *в* — схема лучисто конвективного и струйного теплообмена с настилающейся струей. Отмечены точки задания потенциала (*2*) и снятия отсчета (*1*)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

обмену. Сопротивление теплообмену $R_{i\,эф} - j_{эф}$ за счет разности эффективных температур двух поверхностей по формуле (I.113) равно

$$R_{i\,эф-j\,эф} = \frac{1}{C_0 F_i \varphi_{i-j} b_{i\,эф-j\,эф}}. \qquad (I.139)$$

Сопротивление лучистому теплообмену за счет разности эффективной и собственной температур поверхности по формуле (I.114)

$$R_{i\,эф-i} = \frac{1-\varepsilon_i}{C_0 F_i \varepsilon_i b_{i\,эф-i}}. \qquad (I.140)$$

Исходя из уравнения (I.114) сопротивление конвективному теплообмену поверхности с воздухом

$$R_{в-i} = 1/F_i \alpha_{кi}. \qquad (I.141)$$

Сопротивление теплопередаче через толщу ограждения равно

$$R_{i-ср\,i} = \frac{1}{K_i' F_i}. \qquad (I.142)$$

При струйном теплообмене, связанном с перемешиванием масс воздуха [см. уравнения (I.118) и (I.120)], сопротивления $R_{n-1,n}$ и $R_{в-n}$ получим в виде:

$$R_{n-1,\,n} = \frac{1}{L_{n-1} c\rho}; \quad R_{в-n} = \frac{1}{\Delta L_n c\rho}. \qquad (I.143)$$

Обычно в расчете теплообмена на электромодели пользуются уравнением (I.115) без учета многократного отражения излучения. В этом случае вместо двух сопротивлений (I.139) и (I.140) будет одно сопротивление теплообмену излучением

$$R_{i-j} = \frac{1}{C_0 \varepsilon_{i-j} F_i \varphi_{i-j} b_{i-j}}. \qquad (I.144)$$

Пользуясь электротепловой аналогией, можно составить электрическую цепь, аналогичную принятой схеме теплообмена. Узлы электрических соединений в этой цепи соответствуют элементам тепловой схемы, между которыми происходит теплообмен; электрический потенциал в узлах соответствует температурам элементов; электрические сопротивления между узлами — сопротивлениям теплообмену между элементами; сила тока в линиях связи между узлами — потоку тепла между элементами.

На рис I.35, *а* изображена плоская схема лучисто-конвективного теплообмена с учетом многократного отражения в помещении, которое обогревается потолочной панелью (п) и теряет тепло через наружное ограждение (н. о); на рис. I.35, *б* дана соответствующая ей электрическая цепь; на рис I.35, *в* показана схема теплообмена без учета многократного отражения в помещении, которое обогревается настилающейся на потолок струей нагретого воздуха. На схеме выборочно обозначены сопротивления теплообмену излучением $R_л$, конвекцией $R_к$,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

теплопроводностью $R_т$ и сопротивление струйному теплообмену (переносом массы) $R_{ст}$.

Для получения количественных результатов расчета на модели между тепловыми и электрическими величинами должны быть установлены определенные масштабные соотношения. Уравнения вида (I.137) связывают между собой три параметра. Два масштаба для перехода от тепловых величин к электрическим могут быть выбраны произвольно, а третий должен быть определен из условия полного соответствия уравнений (I.137). Удобно произвольно задаваться масштабами сопротивлений, $\frac{К/Вт}{Ом}\left(\frac{°С \cdot ч/ккал}{Ом}\right)$,

$$m_R = R_т/R_э \tag{I.145}$$

и температур, °С/ед. потенц.

$$m_t = t/U. \tag{I.146}$$

Масштаб для теплового потока в этом случае определится как

$$m_Q = Q/I = \frac{\Delta t/R_т}{\Delta U/R_э} = \frac{m_t}{m_R}. \tag{I.147}$$

Величины масштабов выбираются из условия удобства измерения электрических величин, чувствительности приборов, располагаемого набора сопротивлений и требуемой точности расчета.

Граничные условия в электрической цепи должны быть аналогичны граничным условиям теплообмена. Если заданы температуры отдельных элементов, то задаются потенциалы соответствующих узлов; если заданы тепловые потоки — задаются величины электрического тока в соответствующих линиях цепи. При решении некоторых задач удобно производить измерение разности потенциалов в электрической цепи не в абсолютных, а в относительных величинах (ед. потенц.). Для этого применяют специальный прибор — делитель напряжения, который позволяет устанавливать разность потенциалов между узлами электрической цепи в процентах от максимального перепада. Обычно при расчете теплообмена заранее известны «самый горячий» и «самый холодный» элементы схемы. При расчете принимают потенциал на нагретой поверхности за 100%, на холодной — за 0%. Зная значение потенциалов любых двух элементов схемы и измерив с помощью делителя напряжения потенциалы в остальных узлах, можно определить с помощью масштаба температур их температуры. Изложенные принципы электротепловой аналогии позволяют построить электрическую модель, воспроизводящую лучисто-конвективный теплообмен.

Расчеты теплообмена удобно проводить на специальных электрических моделях, например типа ЭМТ-1 [I.26]. Основным элементом модели является панель переменных сопротивлений, из которых при помощи многоштекерных проводников можно собрать различные электрические схемы. Потенциалы в узлах схемы определяются компенсационным способом с использованием встроенного в модель потенциометра. Напряжение в схему подается от специального делителя напря-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

жения. При монтаже модели следует иметь в виду, что между числом узлов m и числом сопротивлений n имеется зависимость

$$m = (n + 1)\, n/2. \qquad (I.148)$$

Расчеты теплообмена в помещении с помощью модели показали, что точность результатов зависит в основном от правильности задания сопротивлений конвективному теплообмену от воздуха к теплотеряющим и теплоотдающим поверхностям. Остальные сопротивления влияют на точность результатов в меньшей степени, поэтому небольшие изменения значений этих сопротивлений в процессе расчета можно не учитывать.

§ I.18. ТЕПЛООБМЕН ЧЕЛОВЕКА С ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДОЙ

Системой обогрева — охлаждения в помещении должна быть создана благоприятная для человека тепловая обстановка. Самочувствие и работоспособность человека зависят от работы физиологической системы терморегуляции организма, которая нормально функционирует при температуре около 36,6°С. Для поддержания постоянной температуры организм человека непрерывно вырабатывает тепло, которое отдается окружающей среде. В зависимости от физиологического и эмоционального состояния человека, его одежды, возраста, вида выполняемой работы и индивидуальных особенностей организма количество тепла, теряемого в окружающую среду, может быть различным.

Общий тепловой (энергетический) баланс человека (Вт) характеризуется следующим уравнением:

$$Q_ч \pm Q_ч^к \pm Q_ч^л - Q_ч^и - Q_ч^р - Q_ч^ф \pm \Delta Q_ч = 0, \qquad (I.149)$$

где $Q_ч$ — теплопродукция организма (общее количество энергии, вырабатываемой организмом); $Q_ч^к$, $Q_ч^л$, $Q_ч^и$ — составляющие теплообмена человека конвекцией, излучением и за счет затрат тепла на испарение влаги; $Q_ч^р$ — расход тепла (энергии) на механическую работу; $Q_ч^ф$ — тепло, затрачиваемое на физиологические процессы (нагрев вдыхаемого воздуха, естественный обмен веществ и пр.); $\Delta Q_ч$ — избыток (накопление) или недостаток тепла в организме.

Общая продукция энергии $Q_ч$ в основном зависит от степени тяжести выполняемой человеком работы. Для взрослого человека ее средняя величина может быть определена по табл. I.5 (для подростков вводится коэффициент 0,8).

Расход тепла $Q_ч^р$ обычно составляет от 5 до 35% от дополнительных тепловыделений, связанных с выполнением физической или умственной работы. Например, для работы средней тяжести, выполняемой стоя ($Q_ч$ = 300 Вт (250 ккал/ч), этот процент равен 20 и $Q_ч^р$ = 0,2 ($Q_ч$ — — 100) = 40, где 100 Вт (85 ккал/ч) —тепловыделение в покое (табл. I.5). Тепло $Q_ч^ф$ не превосходит 11,6 Вт (10 ккал/ч) и в расчетах его можно не учитывать.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 1.5

Теплопродукция организма взрослого человека

Определение работы	Теплопродукция	
	ккал/ч	Вт
Человек в покое:		
лежа	70	80
сидя	75—80	85—90
стоя	85	100
стоя смирно	90—100	105—115
Физическая деятельность:		
работа швеи, ручного наборщика и подобная	100—120	115—140
работа машинистки, инструментальщика и подобная	120—170	140—200
работа литейщика, металлурга и подобная	150—250	170—300
работа землекопа, кузнеца и подобная	250—420	300—500
спортивная езда на велосипеде	До 790	До 920
спортивное плавание	» 870	» 1000
подъем в гору	670—770	780—900
максимальная мышечная работа	1670	1940
Умственная деятельность:		
чтение сидя	100	115
работа на счетной машине	115	135
работа в лаборатории	120—140	140—160
чтение лекций в аудитории	170—270	200—310
Условное деление степени тяжести работы:		
незначительная	До 120	До 140
легкая	120—150	140—170
средняя	150—250	170—290
тяжелая	Более 250	Более 290

Если теплопродукция организма и потери тепла не сбалансированы, то в организме может наблюдаться накопление тепла ($\Delta Q_ч$), связанное с повышением температуры, или его дефицит, приводящий к переохлаждению организма. Система терморегуляции организма позволяет в определенных пределах обеспечивать баланс продуцируемого и теряемого телом тепла. Однако возможности терморегуляции весьма ограничены.

Изменения температуры тела, связанные с появлением избытков или недостатков тепла, могут быть подсчитаны, если принять среднюю массу человека равной 70 кг, а удельную теплоемкость его тела 3,48 кДж/(кг · К) [(0,83 ккал/(кг · °С)]. Допустимые изменения температуры тела находятся в пределах от 0,4 до 1,11° (по разным источникам) [1.30], [1.3]. Тепловое состояние человека в этом случае не оптимальное, а условия, в которых он находится, являются дискомфортными.

Интенсивность отдачи тепла человеком зависит от тепловой обстановки в помещении, которая определяется следующими показателями: температурой $t_в$, подвижностью $v_в$ и относительной влажностью $\varphi_в$ воздуха в помещении, температурами поверхностей τ_i, сбращенных в помещение, расположение (относительно человека) и размеры которых

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

определяют радиационную температуру помещения t_R. Комфортное сочетание этих показателей соответствует таким оптимальным метеорологическим условиям, при которых сохраняется тепловое равновесие, отсутствует напряжение в процессе терморегуляции; в подавляющем большинстве случаев комфортное сочетание этих показателей положительно оценивается находящимися в помещении людьми. Допустимыми считаются такие метеорологические условия, при которых возникает некоторая напряженность процесса терморегуляции и может иметь место небольшая дискомфортность тепловой обстановки.

Для расчета составляющих теплообмена существует много эмпирических формул, составленных врачами-гигиенистами.

Формула для определения лучистой составляющей теплообмена, полученная [I.30] по данным наблюдений за людьми в легкой одежде, имеет вид

$$Q_ч^л = 2{,}51\,(35 - t_R) \parallel Q_ч^л = 2{,}16\,(35 - t_R). \qquad (I.150)$$

Показатель теплообмена в этой формуле 2,51 близок к величине, которую можно получить аналитическим расчетом.

Интенсивность конвективного теплообмена зависит от температуры $t_в$ и подвижности $v_в$ воздуха в помещении:

$$Q_ч^к = 10{,}29\sqrt{v_в}\,(35 - t_в) \parallel Q_ч^к = 8{,}87\sqrt{v_в}\,(35 - t_в). \qquad (I.151)$$

Величины $Q_ч^к$ и $Q_ч^л$ есть составляющие «сухого» или явного теплообмена человека. Их сумма $Q_ч^{л+к}$ может быть определена по графику рис. I.36 или подсчитана по формуле

$$Q_ч^{л+к} = (2{,}51 + 10{,}29\sqrt{v_в})\,(35 - t_п) \parallel$$
$$Q_ч^{л+к} = (2{,}16 + 8{,}87\sqrt{v_в})\,(35 - t_п), \qquad (I.152)$$

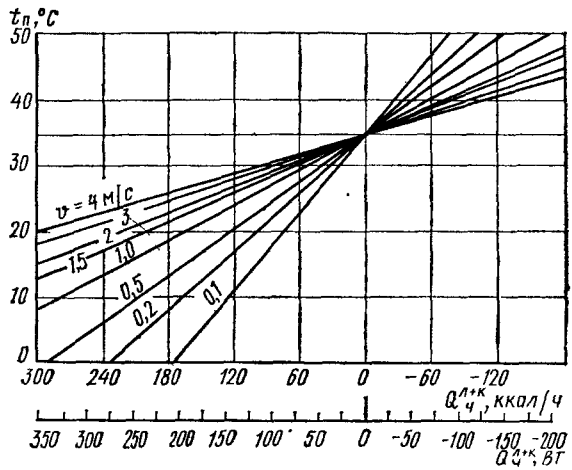


Рис. I.36. Зависимость явной теплоотдачи человека от температуры и подвижности воздуха по формуле (I.152)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $t_п$ — температура помещения, равная

$$t_п = (t_в + t_R)/2. \qquad (I.153)$$

Формула (I.152) справедлива для условий выполнения легкой работы человеком в легкой одежде.

На рис. I.37 приведены данные об изменении полной, скрытой и явной теплоотдачи человеком в зависимости от температуры помеще-

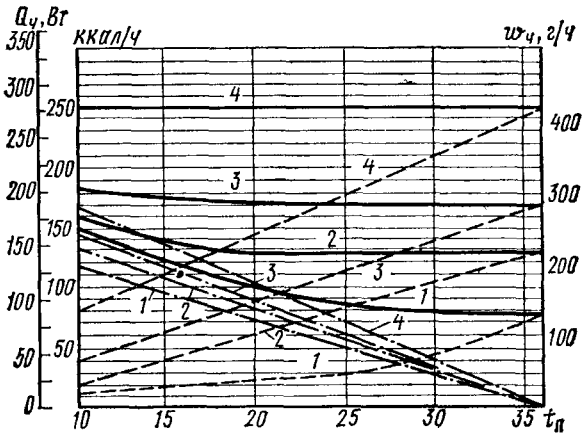


Рис. I.37. График явной, скрытой (испарение влаги) и полной теплоотдачи человеком в зависимости от степени тяжести работы при разной температуре:
——— полное количество тепла; — — — — тепло, идущее на испарение влаги; —·—·— явное количество тепла; *1* — человек в покое; *2* — легкая работа в учреждении; *3* — средняя физическая работа; *4* — тяжелая физическая работа

ния (при малой подвижности воздуха) с учетом степени физической тяжести выполняемой человеком работы.

Явная теплоотдача (рис. I.37) возрастает с увеличением тяжести работы, выполняемой человеком. Это возрастание $Q_ч^{л+к}$ можно учесть, введя в формулу (I.152) поправочный коэффициент β_1, который для работы средней тяжести равен 1,07, а для тяжелой — 1,15.

Влияние различной одежды на величину $Q_ч^{л+к}$ может быть учтено коэффициентом β_2. Его значение будет приблизительно пропорционально отношению сопротивлений теплопередаче через одежду. Для легкой одежды сопротивление теплопередаче от поверхности кожи через одежду к помещению равно [I.19] приблизительно 0,15, для обычной одежды — 0,33, а для утепленной — 0,5 Осредненное значение сопротивления теплообмену на внешней поверхности одежды при неподвижном воздухе равно 0,17. На основе этих данных для обычной (средней утепленности) одежды в формулу (I.152) нужно ввести коэффициент β_2, равный $(0,15 + 0,17)/(0,33 + 0,17) = 0,56$, а для утепленной одежды — 0,42. Для всех возможных случаев выполнения работы различ-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ной тяжести в различной одежде расчет $Q_{ч}^{л+к}$ можно производить с учетом поправочных коэффициентов β_1 и β_2 по формуле

$$Q_{ч}^{л+к} = \beta_1\beta_2(2{,}51 + 10{,}29\sqrt{v_в})(35 - t_п) \parallel$$

$$Q_{ч}^{л+к} = \beta_1\beta_2(2{,}16 + 8{,}87\sqrt{v_в})(35 - t_п). \qquad (I.154)$$

Эта формула может быть использована и для расчета $Q_{ч}^{л+к}$ в особо жарких условиях (при $t_п > 35°$), когда поступление тепла направлено от окружающей среды к телу человека.

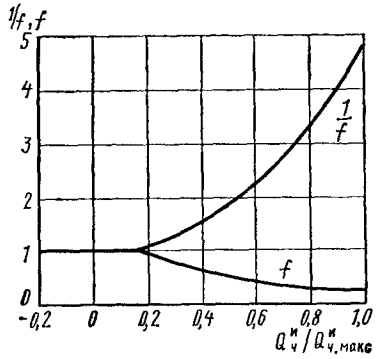


Рис. I.38. Охлаждающая эффективность испарения влаги с кожи человека в зависимости от $Q_{ч}^{и}/Q_{ч.\,макс}^{и}$

Затраты тепла на испарение влаги $Q_{ч}^{и}$ зависят от миогих факторов и их расчет довольно сложен. В то же время многими экспериментами подтверждено, что величина испарения пота при данном выделении тепла и физиологическом состоянии организма должна быть определенной. По данным Г. Х. Шахбозяна, величина потерь массы человека за счет испарения может служить показателем степени тепловой дискомфортности условий. Потери массы (г/ч), соответствующие состоянию комфорта при различных физических нагрузках, следующие:

Физическая нагрузка	*Потери массы человеком*
Незначительная	48— 72
Легкая	90—140
Средняя	150—190
Тяжелая	210—240

У одетого человека при достаточно большом испарении часть пота переходит на одежду. На испарение этой части расходуется не только тепло тела человека, но и тепло окружающей среды. Поэтому количество пота, выделяемое организмом, должно быть больше величины $Q_{ч}^{и}/r$ [где r — скрытая теплота испарения, равная около 2,43 кДж/г (0,58 ккал/г)]. Увеличение фактической потоотдачи определяется коэффициентом охлаждающей эффективности потоотделения $1/f$. Величина этого коэффициента может быть определена по графику (рис. I.38) в зависимости от отношения $Q_{ч}^{и}/Q_{ч.макс}^{и}$. Величина $Q_{ч.макс}^{и}$ соответствует полным затратам тепла на испарение максимального количества влаги с поверхности кожи [упругость водяного пара на поверхности кожи принята 5,59 кПа (42 мм рт. ст.)] в воздух с упругостью $e_в$ (кПа):

$$Q_{ч.\,макс}^{и} = 254{,}5v_в^{0,8}(5{,}59 - e_в) \parallel Q_{ч.\,макс}^{и} = 29{,}1v_в^{0,8}(42 - e_в). \qquad (I.155)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для определения степени теплового напряжения организма предложен тепловой показатель S, который связан с $Q_ч^и$ и $1/f$ зависимостью

$$S = Q_ч^и (1/f). \qquad (I.156)$$

По величине S можно судить о дискомфортности тепловой обстановки в помещении (табл. I.6.)

Таблица 16

Значения S, соответствующие различной дискомфортности условий

Состояние человека	Значения	
	Вт	ккал/ч
Легкое тепловое напряжение	0—175	0—150
Среднее » »	175—350	150—300
Тяжелое » »	350—460	300—400
Очень тяжелое тепловое напряжение	Выше 460	Выше 400
Предельное тепловое напряжение, переносимое лишь крепкими акклиматизированными людьми . . .	750	640

В жарких условиях при $t_п > 35°$ с увеличением подвижности воздуха в помещении усиливается нагрев тела за счет конвективного потока тепла от воздуха. В то же время возрастает отвод тепла, идущего на испарение. В этих условиях определенным температурам и упругостям соответствуют оптимальные скорости, при которых отвод тепла наибольший. В табл. I.7 приведены значения скоростей $v_{опт}$ при разных $e_в$ и $t_в$.

Таблица 1.7

Оптимальные скорости $v_{опт}$ при различных $t_в$ и $e_в$ (при $t_в > 35°$)

Степень трудности работы	$e_в$		$v_{опт}$ при $t_в$, °С		
	кПа	мм рт·ст.	40	45	50
Легкая	1,33	10	0,25	0,20	0,15
	2,66	20	0,30	0,25	0,20
	3,99	30	0,50	0,40	0,35
	4,65	35	0,90	0,50	—
Средняя	1,33	10	0,5	0,35	0,25
	2,66	20	1,0	0,50	0,40
	3,99	30	1,5	1,20	—
	4,65	35	2,5	—	—

В. Н. Тетеревниковым [I. 18] решена задача о необходимом сочетании температуры и скорости воздуха в производственных условиях при применении душирования рабочих мест. На графиках рис. I.39, *а*, *б*, *в* даны сочетания значений температуры и скорости воздуха, соот-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ветствующие комфортным условиям на рабочих местах при разной работе и одежде работающего. На рис. 1.39, *г* приведено сопоставление сочетаний температур и скоростей воздуха при работе средней тяжести в легкой одежде для оптимальных и допустимых условий. Температура воздуха (при равных скоростях) при допустимых условиях может быть только на 1,5°С выше, чем при оптимальных. Дальнейшее повышение

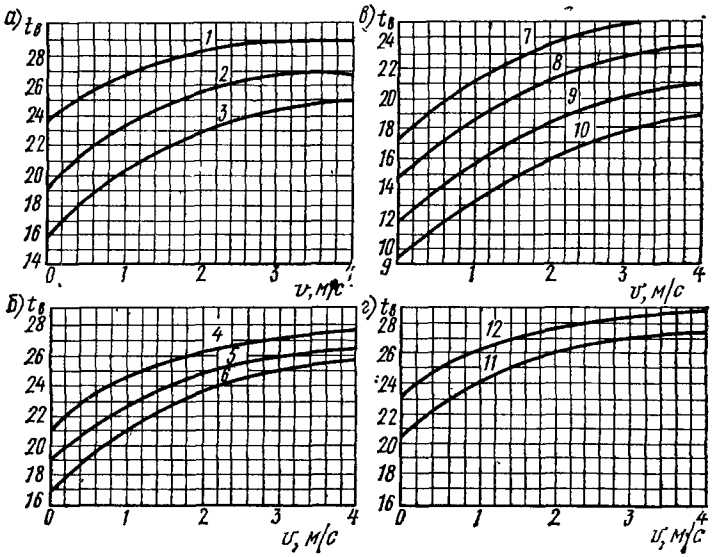


Рис. 1.39. Комфортные сочетания температуры и скорости воздуха при трех видах работы:

а — легкой; *б* — средней тяжести; *в* — тяжелой (при выделении тепла человеком: *1* — 136 Вт; *2* — 181; *3, 4* — 227; *5* — 262; *6, 7* — 291; *8* — 384; *9* — 436; *10* — 488); *г* — сопоставление сочетаний температур и скоростей воздуха (*11* — оптимальных и *12* — допускаемых условий)

температуры приведет к недопустимой дискомфортности тепловой обстановки на рабочем месте. Аналогичные данные для условий наличия теплового облучения работающего даны в [1. 19].

Для восприятия комфортности условий важна климатическая адаптация человека, его привычки. Известно, что например, для американцев комфортной считается температура на 3° выше, чем для англичан и французов [1. 12].

Для человека оказывается полезным изменение температуры в течение дня, что связано с изменением интенсивности обмена веществ и с особенностью деятельности людей. По данным гигиенических наблюдений, в жилых помещениях рекомендуется периодически изменять температуру в течение дня и понижать ее на 2—3°С ночью. В учреждениях в зимнее время считается целесообразным поддерживать с утра температуру 19°С, повышая ее к полудню до 21° и понижая после обеда до 18°С.

Многими исследователями изучалось влияние тепловой обстановки

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

на человека в производственных условиях. Установлено, что тепловое самочувствие заметно влияет на производительность труда; число несчастных случаев резко возрастает при отклонении температуры от оптимальной на 3—5°С.

Кроме общего теплового баланса организма на тепловое самочувствие человека существенно влияют условия, в которых находятся отдельные части тела. Особенно существенно сказываются на ощущение комфортности обстановки тепловые условия, в которых находятся голова и ноги. Голова чувствительна к радиационному перегреву. Радиационный баланс \ее поверхности должен быть отрицательным. Во всех случаях каждая часть поверхности головы должна отдавать тепло излучением, а не воспринимать его. На основании гигиенических исследований, среди которых наиболее полными являются работы А. Е. Малышевой [I.11], Ф. Кренко [I. 29], А. Кольмара, В. Лизе [20], Ф. Миссенара [I. 12], Е. А. Насонова, Д. И. Исмаиловой [I. 13], можно установить, что допустимым при комфортных тепловых условиях приблизительно является радиационный баланс элементарной площадки на поверхности головы от 11,6 Вт/м² [10 ккал/(м²·ч)] при нагреве и до 70—93 Вт/м² [60—80 ккал/(м² · ч)] при охлаждении. Многие гигиенисты считают, что наиболее чувствительной к охлаждению является верхняя часть спины человека, а не его голова при тех же количественных показателях.

Ноги человека чувствительны к переохлаждению и перегреву поверхности пола и к холодным токам воздуха вдоль пола. Эти ощущения зависят также от общей тепловой обстановки помещения, от вида обуви и подвижности людей. В зимних условиях температура пола должна быть не ниже температуры воздуха помещения на 2—2,5°С. Летом охлаждать пол не рекомендуется. Тепловое ощущение человека и потери тепла ногами зависят не только от температуры, но и от теплофизических свойств материала покрытия пола.

Во избежание переохлаждения поглощаемое полом тепло должно соответствовать притоку тепла к ноге при работе системы терморегуляции организма [I.3].

В отапливаемых жилых помещениях с повышенными эксплуатационными требованиями расчетными принимаются условия продолжительности контакта босой ноги с полом не более 2 мин. При этом считается, что температура поверхности ноги при контакте с полом может понизиться от начальной, равной около 33°С, до минимально допустимой $t_{доп} = 27°С$.

Теплотехнические свойства тел при контакте (нога — пол) определяют коэффициентом тепловой активности

$$b = \sqrt{\lambda c \rho} \text{ Вт} \cdot \text{с}^{0,5}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \text{ (ккал/м}^2 \cdot \text{ч}^{0,5} \text{°С}). \qquad (I.157)$$

Коэффициент тепловой активности для ноги $b_ч$ принимается равным 1116,5 (16). Величина $b_{пл}$ для пола по условию о допустимой температуре при контакте может быть определена по формуле

$$b_{пл} = b_ч \frac{t_{ног} - t_{доп}}{t_{доп} - \tau_{пл}} = 1116{,}5 \frac{33 - 27}{27 - 18} = 744 \text{ ||}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$b_{пл} = 16 \cdot \frac{33-27}{27-18} = 10{,}6. \qquad (I.157а)$$

Поэтому в жилых и других подобных помещениях материал покрытия пола толщиной 3—4 мм должен иметь коэффициент тепловой активности не более 697,8 (10). В общественных зданиях и на постоянных рабочих местах промышленных зданий при контакте с полом обутой ноги эквивалентный коэффициент тепловой активности конструкции пола [I.5] должен быть не более 837,4 (12). В помещениях с пониженными эксплуатационными требованиями, а также для помещений с $t_в \geqslant 23°C$ величина $b_{пл}$ не нормируется. Для полов первых этажей с неотапливаемыми подвалами нормируемое значение $b_{пл}$ рекомендуется увеличивать на 10%.

Сложным является вопрос о допустимых температурах обогреваемого пола. Наиболее полно этот вопрос разработан в работах Ф. Миссенара [I. 12] и Р. Манкея [VI. 13], основанных на опросе значительного количества людей. Результаты исследования показали, что допустимая температура поверхности пола $\tau_{пл}$ зависит от температуры воздуха ($t_{в1}$) на высоте 1 м от пола:

$$\tau_{пл} = 55{,}7 - 1{,}63 t_{в1}. \qquad (I.158)$$

Применение формулы (I. 158) ограничено предельными значениями $\tau_{пл}$. Эти ограничения учитывают тип обуви. Предельные значения $\tau_{пл}$ для голой стопы равны 32—33, для обуви с тонкой подошвой — 36—38 и для обуви с толстой подошвой —45—48°С. По формуле (I.158). например, для условий производственного цеха, где температура воздуха 10°, температура поверхности пола может быть 40°С. В подобных расчетах нужно учитывать, что при нагретой поверхности пола температура воздуха на высоте 1,0 м выше расчетной температуры $t_в$ на 1—3°С. Для проходов и переходов, которые не являются местом постоянного пребывания людей, целесообразно повышать температуру пола и снижать на 2—3°С температуру воздуха.

Пример I.4. Определить тепловое состояние человека в обычной одежде, находящегося в помещении с температурой $t_п = 34°$, $e_в = 1{,}33$ кПа. Человек стоя выполняет легкую работу $Q_ч = 120$ Вт. Скорость воздуха $v = 0{,}5$ м/с.

Решение. Суммарное количество тепла, выделяемое человеком за счет конвекции и излучения при легкой работе ($\beta_1 = 1$) и в обычной одежде ($\beta_2 = 0{,}655$), по формуле (I.154)

$$Q_ч^{л+к} = 1 \cdot 0{,}655 \left(2{,}51 + 10{,}29 \sqrt{0{,}5}\right) \cdot (35 - 34) = 6{,}42 \text{ Вт}.$$

Количество тепла, учитываемое в тепловом балансе на выполнение работы,

$$Q_ч^р = 0{,}2\,(120 - 100) = 4 \text{ Вт}.$$

Количество тепла, которое должно быть израсходовано на испарение, по формуле (I.149)

$$Q_ч^и = Q_ч - Q_ч^{л+к} - Q_ч^р = 120 - 6{,}42 - 4 = 109{,}58 \text{ Вт}.$$

Максимальная испаряющая способность среды по формуле (I..155) равна

$$Q_{ч\,макс}^и = 254{,}5 \cdot 0{,}5^{0{,}8}\,(5{,}59 - 1{,}33) = 622 \text{ Вт}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По графику рис. I.38 при $Q^{и}_{ч}/Q^{и}_{ч.макс} = 109{,}58/622 = 0{,}176$, $f = 0{,}95$, $1/f = 1{,}05$

Тепловой показатель S по формуле (I.156) равен

$$S = 109{,}58 \cdot 1{,}05 = 115 \text{ Вт}.$$

Тепловые условия в помещении дискомфортные. По табл. I.6 $S = 115$ Вт соответствует легкому напряжению системы терморегуляции человека.

§ I.19. РАСЧЕТНЫЕ ВНУТРЕННИЕ ТЕПЛОВЫЕ УСЛОВИЯ

Параметры микроклимата помещения должны быть в определенных сочетаниях между собой и не отклоняться от заданных пределов, т. е. находиться в некоторой зоне комфортности тепловой обстановки. Таких зон несколько, они определяются временем года, назначением помещения и видом выполняемой работы, возрастом человека и климатом района строительства. Могут быть зоны оптимальных и допустимых внутренних тепловых условий.

Деятельность человека обычно происходит в определенной части объема помещения. Эту часть называют *обслуживаемой* или *рабочей* зоной. Системы кондиционирования микроклимата совместно с теплозащитой ограждений должны обеспечить расчетные условия в обслуживаемой зоне помещения.

Комфортными можно назвать условия в помещении, при которых человек, находясь в пределах обслуживаемой (рабочей) зоны помещения, не испытывает чувства перегрева или переохлаждения. Тепловые условия в помещении зависят в основном от температуры воздуха и окружающих поверхностей, т. е. определяются его температурной обстановкой. Температурная обстановка в помещении может быть определена двумя условиями температурного комфорта: первое условие температурного комфорта в помещении в целом; второе условие температурного комфорта на границе обслуживаемой зоны в непосредственной близости от нагретых или охлажденных поверхностей.

Первое условие комфортности. Комфортной будет такая общая температурная обстановка в помещении, при которой человек, находясь в середине помещения, будет отдавать все явное тепло, не испытывая перегрева или переохлаждения. На теплоощущения человека в определенной мере влияют радиационная температура t_R, температура $t_в$ воздуха. Температуру t_R следует определять как средневзвешенную по коэффициентам облученности:

$$t_R = \sum \varphi_{ч-i} t_i, \qquad (I.159)$$

где $\varphi_{ч-i}$ — коэффициенты облученности с человека на отдельные поверхности с температурой t_i при положении человека в середине помещения.

Коэффициенты $\varphi_{ч-i}$ могут быть определены по графикам (рис. I.40), полученным И. Шаркаускасом [I.25] методом светового моделирования.

Формула (I.159) оказывается достаточно точной для условий в помещении, когда абсолютные температуры и коэффициенты излучения отдельных поверхностей близки между собой.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Комфортная температурная обстановка в различных помещениях возможна при различных сочетаниях $t_в$ и t_R.

Уравнение лучисто-конвективного теплообмена человека по аналогии с формулой (I.115) имеет вид

$$Q_ч^{л+к} = F_ч^л \sum C_{ч-i}\, \varphi_{ч-i} b_{ч-i} (\tau_ч - \tau_i) + F_ч^к \alpha_к (\tau_ч - t_в), \qquad (I.160)$$

или

$$Q_ч^{л+к} = F_ч^л \alpha_л (\tau_ч - t_R) + F_ч^к \alpha_к (\tau_ч - t_в), \qquad (I.161)$$

где $F_ч^л$ и $F_ч^к$ — теплоотдающие поверхности тела человека соответственно для лучистого и конвективного теплообмена; $\alpha_л$ и $\alpha_к$ — средние по $F_ч^л$ и $F_ч^к$ коэффициенты лучистого и конвективного теплообмена; $\tau_ч$ — здесь средняя температура поверхности одетого человека.

Последнее уравнение можно написать в форме зависимости t_R от $t_в$:

$$t_R = \frac{F_ч^к \alpha_к \tau_ч + F_ч^л \alpha_л \tau_ч - Q_ч^{л+к}}{F_ч^л \alpha_л} - \frac{F_ч^к \alpha_к}{F_ч^л \alpha_л} t_в. \qquad (I.162)$$

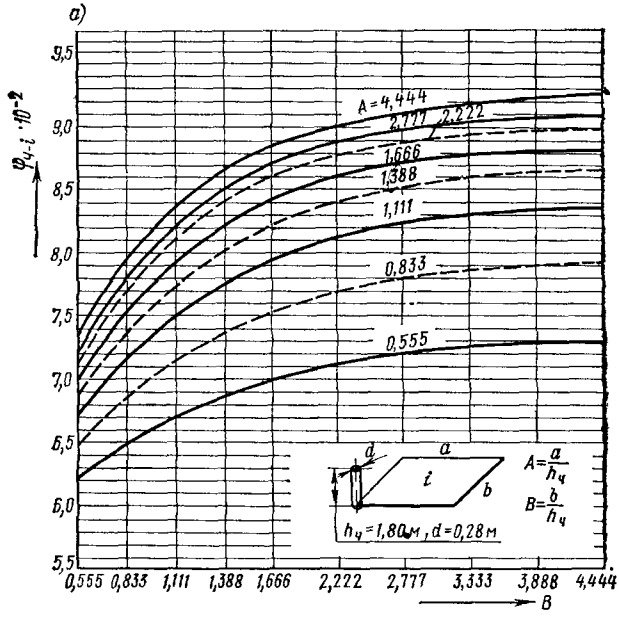


Рис. I.40. Коэффициенты облученности поверхности тела человека:

а — на горизонтальную поверхность в помещении (на пол); *б* — на горизонтальную поверхность в помещении (на потолок); *в* — на вертикальные поверхности в помещении (стены)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

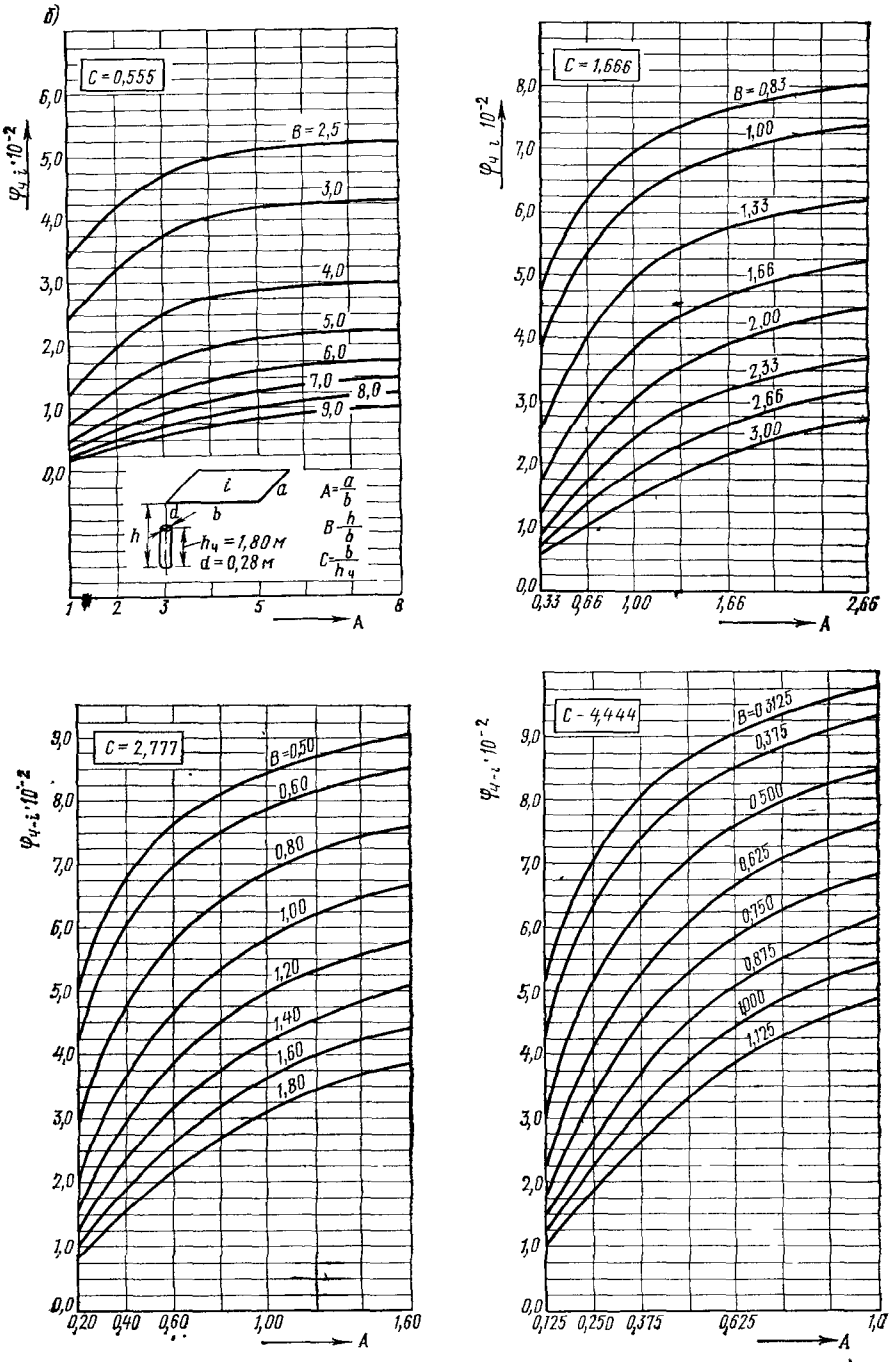


Рис. 1.40. Продолжение

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

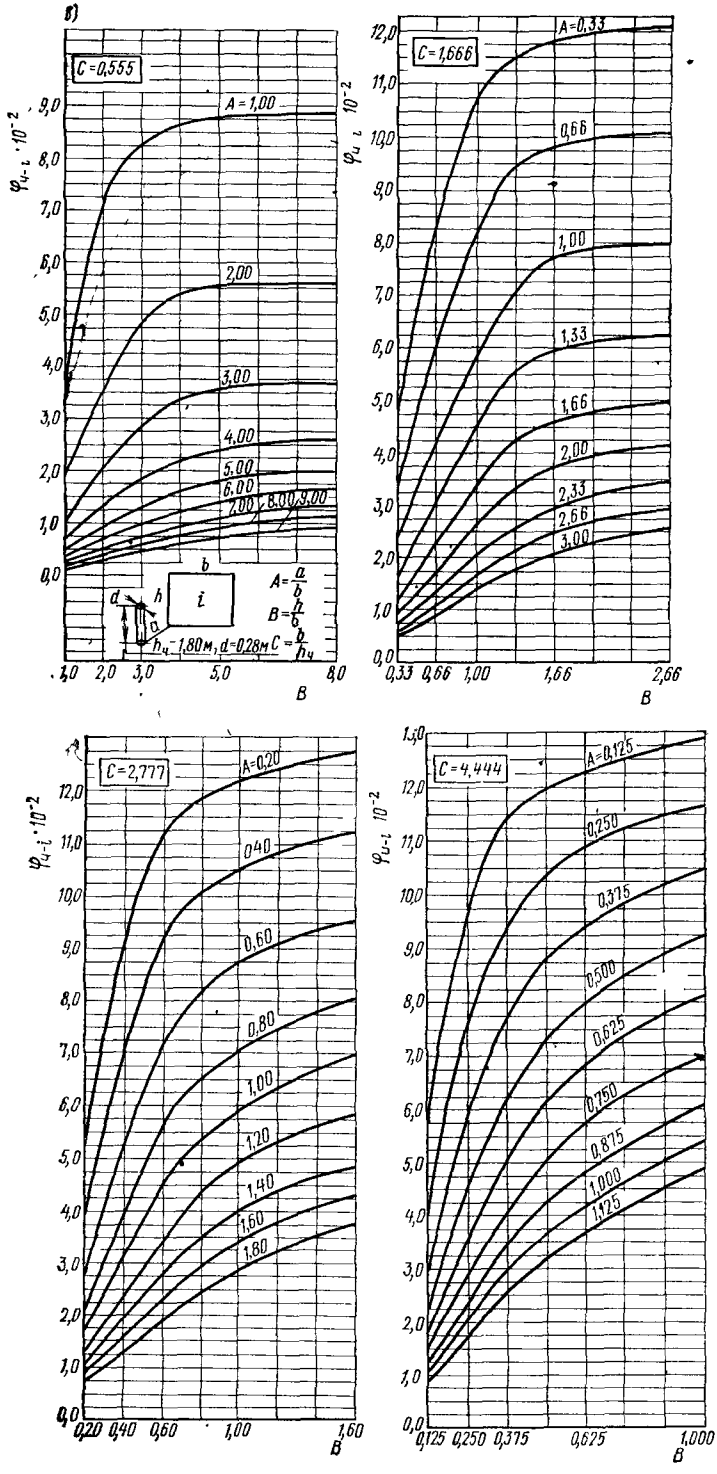


Рис. 1.40. Продолжение

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Зависимость (I. 162) является общим уравнением первого условия комфортности температурной обстановки в помещении.

Для зимнего режима принимают: $\tau_ч = 25°$; $\alpha_к = 2{,}3$, $\alpha_л = 5{,}1$, $F_ч^к = 1{,}9$ и $F_ч^л = 1{,}7$ м². После подстановки этих значений в зависимость (I. 162) получим для зимнего периода

$$t_R = \frac{336 - Q_ч^{л+к}}{8{,}7} - 0{,}57t_в \parallel t_R = \frac{287{,}5 - Q_ч^{л+к}}{7{,}3} - 0{,}57t_в. \quad (I.163)$$

Для большинства помещений жилых и общественных зданий явную теплоотдачу человека $Q_ч^{л+к}$ в холодный период можно принять 87 Вт (75 ккал/ч), поэтому

$$t_R = 29 - 0{,}57t_в. \quad (I.164)$$

Это уравнение, полученное аналитически, полностью согласуется с данными гигиенических испытаний в специальной камере [I. 14]. Испытания показали, что комфортные сочетания $t_в$ и t_R отклоняются от средних значений приблизительно на ± 1,5°С.

В формулу (I.164) можно ввести температуру помещения $t_п$ и записать ее с учетом допустимых отклонений в виде

$$t_R = 1{,}57t_п - 0{,}57t_в \pm 1{,}5. \quad (I.165)$$

По данным о благоприятной эксплуатации помещений, в холодный период года можно принимать $t_п$ при легкой работе 21°С, при умеренной 18,5° и при тяжелой 16°С. Для летнего режима подстановка в основное уравнение (I.162) численных значений входящих величин приводит к уравнению

$$t_R = \frac{385 - Q_ч^{л+к}}{8{,}87} - 0{,}5t_в \parallel t_R = \frac{332 - Q_ч^{л+к}}{7{,}65} - 0{,}5t_в. \quad (I.166)$$

Для жилых и общественных зданий при $Q_ч^{л+к} = 64$ Вт (55 ккал/ч), что соответствует летним условиям $t_п = 24°С$ при легкой работе, уравнение (I.166) приобретает вид

$$t_R = 36 - 0{,}5t_в. \quad (I.167)$$

В это уравнение можно ввести нормируемую для лета величину $t_п$, тогда

$$t_R = 1{,}5t_п - 0{,}5t_в \pm 1{,}5. \quad (I.168)$$

Здесь также принято возможное отклонение от средних значений ± 1,5°С. Для теплого периода года можно принимать величину $t_п$ равной 26°С при легкой работе, 24°С при умеренной и 22°С при тяжелой.

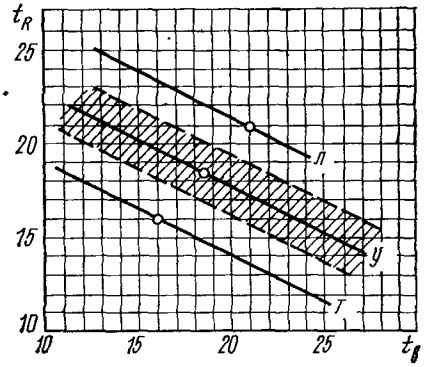


Рис. I.41. Первое условие комфортности для зимы:

т — при тяжелой работе; у — умеренной; л — легкой (только для умеренной работы заштрихована область допустимых отклонений)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

На рис. I.41 приведены графики первого условия комфортности для зимы.

Однако для летних условий недостаточно учитывать только $t_в$ и t_R, так как летом заметно изменяются и существенно влияют на комфортность внутренних условий $\varphi_в$ и особенно подвижность $v_в$ воздуха при проветривании. Поэтому первое условие комфортности в помещении желательно определить относительно различных сочетаний трех факторов $t_в$, t_R и $v_в$. Температура помещения $t_п$, характеризующая общую температурную обстановку в помещении, должна определяться исходя из условия, что сумма теплообмена человека конвекцией, излучением и за счет затрат на испарение при температуре $t_п$ и при температурах t_R, $t_в$ и $v_в$ одинакова.

Из формул (I 150), (I.151), (I.155) получено [VIII. 2] уравнение для определения температуры помещения $t_п$ в виде

$$t_п = K_v t_в + (1 - K_v) t_R, \qquad (I.169)$$

где

$$K_v = \frac{10{,}29 v_в^{0,5} + 2{,}68 \varphi_в v_в^{0,8}}{2{,}51 + 10{,}29 v_в^{0,5} + 2{,}68 \varphi_в v_в^{0,8}}. \qquad (I.170)$$

При выводе формулы (I.170) принято отношение $Q_ч^и / Q_{ч\ макс}^и < 0{,}1$

Значения коэффициента K_v при нормальной влажности воздуха приведены ниже.

$v_в$, м/с	≈0	0,1	0,2	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1
K_v	≈0,5	0,59	0,67	0,73	0,78	0,82	0,84	0,86	0,87	0,88

На рис. I.42 приведены для трех рекомендуемых значений $t_п$ графики зависимости допустимой температуры t_R от $t_в$ и $v_в$ для летнего режима. Из формулы (I.169) и графика рис. I.42 следует, что при определенной температуре воздуха $t_в$, если $t_в < t_п$, подвижность воздуха $v_в$ должна быть тем больше, чем выше допустимая температура t_R, и если $t_в > t_п$, то наоборот.

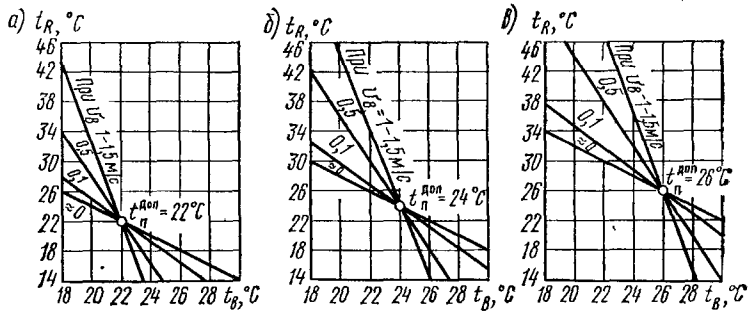


Рис. I.42. Первое условие комфортности для летнего периода с учетом подвижности воздуха в помещении:
а — при тяжелой работе; *б* — умеренной, *в* — легкой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Второе условие комфортности ограничивает интенсивность теплообмена при положении человека около нагретых и охлажденных поверхностей. Определяющей величиной в этом случае является интенсивность лучистого теплообмена (радиационный баланс на наиболее невыгодно расположенной и наиболее чувствительной к излучению части поверхности тела человека). К радиационному нагреву наиболее чувствительной оказывается поверхность головы. Радиационный баланс должен быть таким, чтобы любая элементарная площадка на поверхности головы (см. § I. 18) отдавала излучением окружающим поверхностям не менее 11,6 Вт/м² [10 ккал/(м² · ч)].

При расположении нагретой панели в потолке наиболее невыгодным (а поэтому расчетным) будет положение человека непосредственно под центром панели. При расположении панели в стенах за расчетное принимают положение человека на расстоянии 1 м от нагретой поверхности. Уравнение лучистого теплообмена для элементарной площадки на поверхности человека можно написать в виде

$$q_{ч}^{л} = C\varphi b_{ч-п}(\tau_{ч} - \tau_{п}) + C(1 - \varphi)\, b_{ч-в.п} \times (\tau_{ч} - \tau_{в.п}), \quad (I.171)$$

где C — приведенный коэффициент излучения, принимаемый для этого случая равным 4,65 Вт/(м² · К⁴) [4 ккал/(м² · ч · К⁴)]; φ — коэффициент облученности со стороны элементарной площадки на поверхности человека в сторону панели; b — температурный коэффициент (I. 28), который для зимнего режима при температуре поверхности головы человека $\tau_{ч} = 30°C$, температуре внутренних поверхностей $\tau_{в.п} = 18°C$ и температуре панели около 40°С принимают: $b_{ч-п} = 1{,}15$ и $b_{ч-в\,п} = 1{,}05$.

Подставив в уравнение принятые значения, получим

$$q_{ч}^{л} = 5{,}3\varphi(30 - \tau_{п}) + 58(1 - \varphi) \parallel q_{ч}^{л} = 4{,}6\varphi(30 - \tau_{п}) + 50(1 - \varphi). \quad (I.172)$$

Это уравнение можно написать относительно температуры нагретой поверхности панели $\tau_{п}$ в виде

$$\tau_{п} = 19{,}2 + \frac{58 - q_{ч}^{л}}{5{,}3\varphi_{ч-п}} \parallel \tau_{п} = 19{,}2 + \frac{50 - q_{ч}^{л}}{4{,}6\varphi_{ч-п}} \quad (I.173)$$

При минимально допустимой теплоотдаче излучением (см. § I.18) 11,6 Вт/м² [10 ккал/(м² · ч)] по (I.173) получаем формулу максимально допустимой температуры нагретой поверхности в помещении:

$$\tau_{п}^{доп} \leqslant 19{,}2 + 8{,}7/\varphi_{ч-п}. \quad (I.174)$$

Уравнение комфортности относительно нагретой поверхности (I.174) можно считать одной составляющей второго условия комфортности.

На графике рис. I. 43 приведены данные, рекомендуемые различными авторами. Как видно из рисунка, полученная зависимость (I.174) хорошо согласуется с данными Кренко, Мачкаши, Кольмара — Лизе.

Температура на охлажденных поверхностях для летнего режима

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

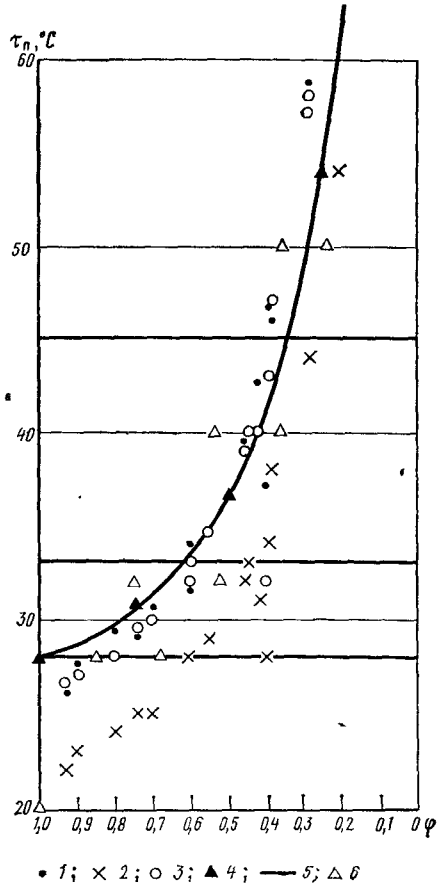
при $\tau_ч = 33°C$, $\tau_{в.п} = 24°C$ ($\tau_п$ около 12—15°C) по уравнению (I.171) равна

$$\tau_п = 23 - \frac{q_ч^л - 46{,}4}{4{,}64\varphi_{ч-п}} \Bigg\| \tau_п = 23 - \frac{q_ч^л - 40}{4\varphi_{ч-п}}. \qquad (I.175)$$

Допустимая теплоотдача излучением в сторону холодной поверхности $q_ч^л$ может быть принята равной 70 Вт/м² [60 ккал/(м² · ч)], тогда

$$\varphi_п^{доп} \geqslant 23 - 5/\varphi_{ч-п}. \qquad (I.176)$$

Уравнение допустимой температуры на холодной поверхности (I.176) в помещении является составляющим второго условия комфортности. На холодной поверхности в помещении обычно недопустима конденсация водяных паров и температура холодной поверхности, кроме условия (I.176), должна быть выше температуры точки росы воздуха в помещении (рис. I.44).



• 1; × 2; ○ 3; ▲ 4; — 5; △ 6

Рис. I.43. Сопоставление данных различных авторов о допустимой температуре на поверхности нагретой панели:

1 — Кренко; 2 — Кольмар-Лязе; 3 — Мяссенар; 4 — по формуле (I.174); 5 — по СНиПу; 6 — Мачкаши

На рис. I.44 графически показаны зависимости (I.174) и (I.176), которые ограничивают область допустимых температур на поверхностях в помещении.

Коэффициент $\varphi_{ч-п}$ в уравнениях для $\tau_п^{доп}$ может быть определен по графику (рис. I.9) в зависимости от размеров панели a и b и расстояния x от человека до нее.

Ориентировочно значение $\varphi_{ч-п}$ равно

$$\varphi_{ч-п} = 1 - 0{,}8\,(x/l), \qquad (I.177)$$

где $l = \sqrt{F_п}$ — характерный размер панели.

Показанное на рис. I. 45 сопоставление значений $\varphi_{ч-п}$, вычисленных по формуле (I. 177) с точной зависимостью, подтверждает допустимость использования этой формулы для инженерных расчетов при φ от 1 до 0,2.

Формулы (I. 174) и (I. 176) неприменимы для определения допустимой температуры на по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

верхности пола. Допустимая температура нагретой поверхности пола может быть принята по формуле (I. 158). Располагать панели систем летнего охлаждения помещений в плоскости пола обычно не рекомендуется.

В действующих нормах допускаются следующие температуры на поверхностях отопительных приборов в зависимости от их размеще-

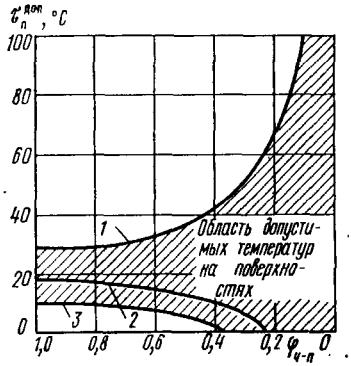


Рис. I.44. Второе условие комфортности. Зависимость допустимых значений температуры на нагретых (*1*), охлажденных (*2*) поверхностях и поверхности окон (*3*) от коэффициента облученности

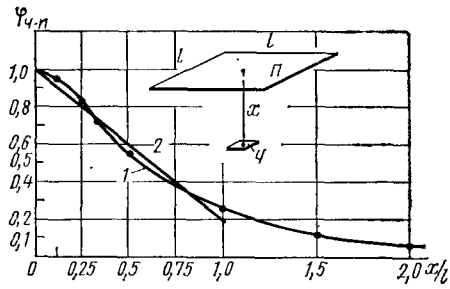


Рис. I.45. Сопоставление значений коэффициента облученности с элементарной площадки на панель по точной формуле (*1*) с данными формулы (I.177) (*2*)

ния в помещении: а) в зоне до 1,0 м от уровня пола + 95°С (в некоторых случаях 105—150°С); в больницах и детских яслях + 85°С; б) в стенах и перегородках выше 1 м до 3,5 м от уровня пола + 45°С; в) в потолке помещения высотой 2,5—2,8 м + 28°С; высотой 2,9—3 м + 30°С; высотой 3,1—3,4 м + 33°С; высотой 3,5—6 м + 36°С; г) в полу помещений с временным пребыванием людей до +30°С; в полу жилых зданий и детских учреждений до + 24°С; в полу производственных помещений предприятий до + 26°С.

Пример I.5. Рассчитать температуру поверхности и площадь нагрева панели системы потолочного отопления (рис. 1.46, *а*). Теплопотери помещения равны 1590 Вт (1370 ккал/ч). Температуры: внутреннего воздуха $t_в$ = 17° С, осредненная внутренних поверхностей наружных ограждений $\tau_в$ = 11,3° С, осредненная поверхностей внутренних ограждений $\tau_{во}$ = 18° С. Помещение имеет размеры: высота 3,3, ширина 3,5, длина 6,6 м. Площади: потолка 23,1, наружных ограждений 11,6, внутренних ограждений 70,1 м²; всех поверхностей помещения 104,8 м². Приведенный коэффициент излучения $C_{пр}$ = 4,9.

Решение. I В а р и а н т $F_п = F_{пт}$ = 23,1 м². Коэффициент полной облученности Φ определяем по формуле (I.30):

$$\Phi = \frac{11{,}6/23 \cdot 1 - 0{,}12^2}{11{,}6/23{,}1 - 2 \cdot 0{,}12 + 1} = 0{,}383.$$

Здесь φ с панели на наружные ограждения по графику рис. I.12 при b/c = 3,3/6,6 = 0,5 и a/c = 3,5/6,6 = 0,53 равен 0,12.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Задаемся ориентировочным значением температуры панели $\tau_п = 28^c$ и определяем коэффициенты b и $\alpha_к$ по формулам (I.28), (I.64) и табл. I.3:

$$b = 0{,}81 + 0{,}01\,\frac{28 + 11{,}3}{2} = 1{,}01; \qquad \alpha_к = 1{,}16\,\sqrt[3]{28 - 17} = 2{,}58.$$

Подставляя заданные и полученные величины в уравнение теплообмена на поверхности панели (I.131)

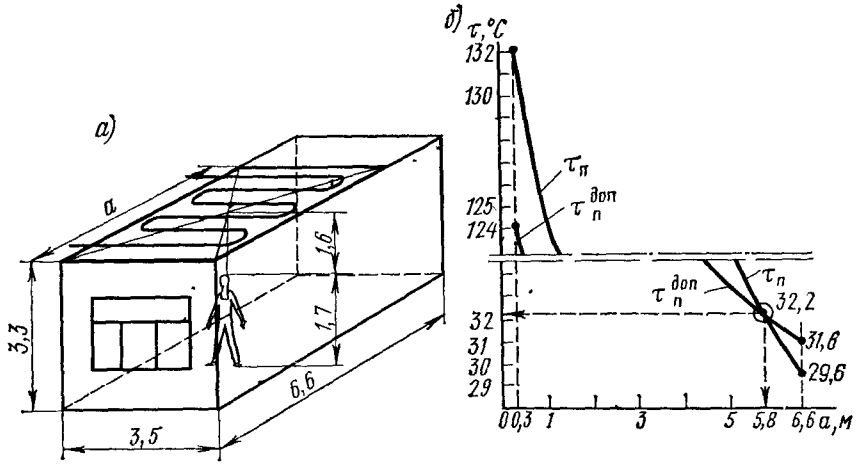


Рис. I.46. К примеру I.5 расчета лучисто-конвективного теплообмена в помещении:

а — помещение с потолочной панелью; *б* — графическое изображение результатов расчета по «предельному состоянию» (вариант II)

$$1590 = 4{,}9 \cdot 0{,}383 \cdot 1{,}01 \cdot 23{,}1\,(\tau_п - 11{,}3) + 2{,}58 \cdot 23{,}1\,(\tau_п - 17)$$

и решая его относительно $\tau_п$, получим $\tau_п = 29{,}6°$ С.

Проверяем, удовлетворяются ли при таком решении условия комфортности. Для проверки 1-го условия подсчитываем среднюю температуру поверхностей в помещении t_R относительно человека, стоящего в центре помещения. По графикам (рис. I.40) определяем коэффициенты облученности в сторону панели $\varphi_{ч-п} = 0{,}20$, наружных ограждений $\varphi_{ч-н.о} = 0{,}10$ и поверхностей внутренних ограждений $\varphi_{ч-в\,о} = 1 - (\varphi_{ч-п} + \varphi_{ч-н\,о}) = 1 - 0{,}2 - 0{,}1 = 0{,}7$.

В результате по формуле (I.159) получаем

$$t_R = 29{,}6 \cdot 0{,}2 + 11{,}3 \cdot 0{,}10 + 18 \cdot 0{,}7 = 19{,}65.$$

$$t_п = \frac{19{,}65 + 17}{2} = 18{,}3.$$

Проверяем, удовлетворяется ли условие (I.164)

$$t_R = 29 - 0{,}57 \cdot 17 \pm 1{,}5 = 19{,}3 \pm 1{,}5;$$

$t_R = 19{,}65 > 19{,}3 - 1{,}5 = 17{,}8$ и $< 19{,}3 + 1{,}5 = 20{,}8$ и, следовательно, 1-е условие комфортности удовлетворяется. При размерах панели $3{,}5 \times 6{,}6$ и расстоянии от головы стоящего человека до центра панели $3{,}3 - 1{,}7 = 1{,}6$ м по графику рис. I.9 при $b/h = 1{,}75/1{,}6$ и $a/h = 3{,}3/1{,}6$ определяем коэффи-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

циент облученности с головы в сторону панели: $\varphi_{ч-п} = 0{,}70$. Проверяем 2-е условие по неравенству (I.174):

$$\tau_п^{доп} = 19{,}2 + 8{,}7/0{,}70 = 31{,}6 > 29{,}6\ °C.$$

Величина допустимой температуры на поверхности потолка значительно выше фактически необходимой для компенсации теплопотерь помещения.

II вариант. Рассчитаем площадь и температуру панели по «предельному состоянию» из условия получения максимально компактной панели с предельно допустимой температурой поверхности. Принимаем, что панель примыкает к наружной стенке и занимает всю ширину потолка. Поэтому искомыми являются длина панели a и $\tau_п$. Величины $F_п$, Φ, b, $\alpha_к$, которые нужно знать для определения $\tau_п$, зависят от a, и эти зависимости определяются сложными графиками и формулами. Решение уравнения удобно провести методом подбора. Рассмотренный I вариант можно принять за первую попытку подбора при $a = 6{,}6$ м. Допустим, что панель занимает узкую полосу вдоль наружной стены $a = 0{,}3$ м. Выполнив расчет в последовательности I варианта, получим, что $\tau_п = 132°$ С, $\tau_п^{доп} = 124°$ С, т. е. картина получилась обратная — требуемая температура значительно больше допустимой. Такое решение принять нельзя.

Продолжая подбор (рис. I.46, *б*), находим, что поставленное условие «предельного состояния» удовлетворяется при $a = 5{,}8$ м. Действительно, в этом случае по уравнению (I.131) получаем требуемую температуру на поверхности панели $\tau_п = 32{,}2°$ С и по 2-му условию комфортности допустимую температуру $\tau_п^{доп} = 32{,}2°$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА II

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ И ВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМ ОГРАЖДЕНИЯ

Наружные ограждения должны предохранять помещения здания от непосредственных атмосферных воздействий. Эти функции ограждений оказываются достаточно важными в общей (с системами кондиционирования микроклимата) задаче создания микроклимата помещений.

На внутреннюю поверхность наружного ограждения излучением и конвекцией передается определенное количество тепла. В холодный период года это тепло теряется через материальные слои ограждения в сторону внешней среды. Основное сопротивление потере тепла оказывают теплозащитные свойства материала ограждения. В стационарных условиях все тепло, воспринятое поверхностью ограждения в помещении, передается наружному воздуху. Такой режим характерен для зимних условий при небольших колебаниях температуры внутри и снаружи здания.

В летний период года ограждения должны защитить помещения от полуденного зноя, воспрепятствовать резкому колебанию температуры в нем под влиянием быстро изменяющихся в течение суток температуры наружного воздуха и солнечной радиации. В процессе нестационарной теплопередачи стены и перекрытия могут аккумулировать часть проходящего через них тепла и в результате тормозить и уменьшать охлаждение или перегрев помещений.

Аналогично рассмотренным тепловым свойствам, ограждающие конструкции выполняют функции защиты и регулирования воздушного и влажностного режимов помещений. Ограждения, как правило, обладают воздухопроницаемостью и сорбирующими свойствами. Через ограждения обычно происходит передача влаги и этот процесс не должен приводить к переувлажнению конструкций.

Значительное повышение влажности материала ограждения связано с потерей их теплозащитных качеств и долговечности. Интенсивность передачи тепла через ограждение влияет на температуру ее внутренней поверхности, определяющей в свою очередь теплообмен в помещении и комфортность условий в помещении.

Основной составляющей процесса передачи тепла через ограждения является теплопроводность через материальные слои толщи ограждения.

§ II.1. УРАВНЕНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ В КОНЕЧНЫХ РАЗНОСТЯХ

Процесс теплопроводности в материальных слоях конструкции подчиняется закону Фурье, уравнение которого в дифференциальной форме рассматривается в курсе теплопередачи. В строительной тепло-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

технике задачи теплопроводности часто решаются инженерными методами, в которых используется конечно-разностная форма записи этого уравнения.

Вывод уравнения теплопроводности в конечных разностях удобно проследить на примере одномерного температурного поля при пере-

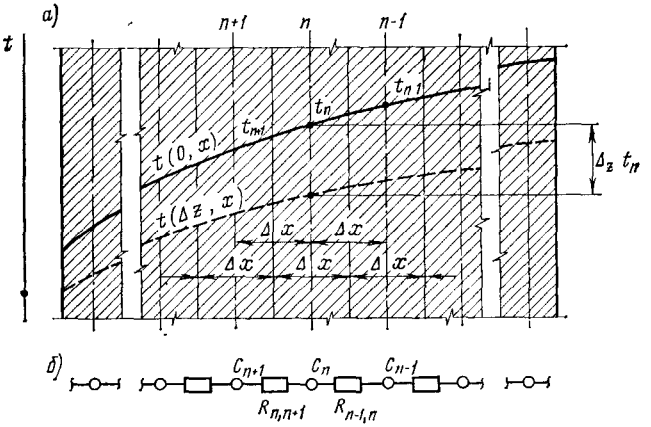


Рис. II.1. К выводу уравнения теплопроводности в конечных разностях

даче тепла через однородную стенку (рис. II.1, *а*). Стенка разбивается на элементарные слои конечного размера Δx; принимается, что равномерно распределенные тепловые свойства материала стены как бы сосредоточены в пределах каждого слоя. Таким путем переходят от поля материала конструкции с равномерно распределенными теплофизическими параметрами к тепловой цепочке с сосредоточенными характеристиками. Принято считать, что тепловая емкость каждого элементарного слоя сосредоточена в его центре, а проводимость тепла материалом между слоями характеризуется сопротивлением теплопроводности между центрами слоев. Полученная тепловая цепочка (рис. II.1, *б*) состоит из тепловых емкостей, соединенных между собой термическими сопротивлениями.

Процесс нестационарной передачи в толще определяется двумя законами: проводимости и аккумуляции тепла. Согласно закону проводимости тепловой поток q пропорционален градиенту температуры $\partial t/\partial x$:

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x}. \qquad (II.1)$$

где λ — коэффициент теплопроводности.

Знак минус показывает, что направление теплового потока противоположно направлению температурного градиента (направлению возрастания температуры). Для участка стены между осями элементарных слоев это уравнение можно написать в виде

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$q = \frac{\lambda}{\Delta x}(t_{n-1} - t_n), \qquad \text{(II.2)}$$

где Δx — расстояние между осями; t_{n-1} и t_n — температуры на осях соседних элементарных слоев $n-1$ и n.

В уравнении (II.2) принято, что температуры в центрах равны средним (интегральным) температурам по толщине элементарных слоев. Такое предположение строго справедливо только для линейного распределения температур в условиях стационарной передачи тепла.

Для нестационарных условий, учитывая криволинейное распределение температуры в слоях, уравнение (II.2) является приближенным.

При переходе к тепловой цепочке уравнение проводимости между ее узлами может быть записано в виде

$$q = \frac{1}{R_{n-1,\,n}}(t_{n-1} - t_n), \qquad \text{(II.3)}$$

где $R_{n-1,\,n} = \Delta x/\lambda$ — сосредоточенное термическое сопротивление между узлами $n-1$ и n; t_{n-1} и t_n—температуры в узлах тепловой цепочки, где сосредоточены теплоемкости.

Уравнение (II.3) для тепловой цепочки справедливо как для стационарных, так и нестационарных, в отличие от (II.2), условий.

Закон аккумуляции тепла устанавливает, что приращение количества тепла dQ, аккумулированного слоем dx, пропорционально приращению во времени его температуры dt:

$$dQ = c\rho dx dt, \qquad \text{(II.4)}$$

где $c\rho$ — объемная теплоемкость материала.

Изменение количества аккумулированного тепла ΔQ для элементарного слоя толщиной Δx при изменении во времени z его средней температуры на $\Delta_z t$ равно

$$\Delta Q = c\rho \Delta x \Delta_z t. \qquad \text{(II.5)}$$

Для тепловой цепочки уравнение аккумуляции тепла может быть записано в виде

$$\Delta Q = C\Delta_z t, \qquad \text{(II.6)}$$

где $C = c\rho\Delta x$ — сосредоточенная тепловая емкость элементарного слоя; $\Delta_z t$ — изменение во времени (z) температуры в центре элементарного слоя в сечении расположения сосредоточенной емкости.

Составим уравнение теплового баланса элементарного слоя n при распределении температур в сечении, отмеченном на рис II.1 $t_{0,x}$. Слой n обменивается теплом с соседними элементарными слоями и согласно закону проводимости за время Δz он получит от слоя $n+1$ количество тепла

$$q_{n+1,n}\Delta z = \frac{\lambda}{\Delta x}(t_{n+1} - t_n)\Delta z \qquad \text{(II.7)}$$

и отдаст слою $n-1$ количество тепла

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$q_{n,\,n-1}\Delta z = \frac{\lambda}{\Delta x}(t_n - t_{n-1})\,\Delta z. \qquad \text{(II.8)}$$

При написании уравнений (II.7) и (II.8) предполагалось, что за небольшой интервал времени Δz разности температур между слоями остаются неизменными.

Разность ΔQ_n между количествами тепла, определенными уравнениями (II.7) и (II.8), будет аккумулирована слоем n и повысит его среднюю температуру (II.5) на $\Delta_z t_n$.

Уравнение теплового баланса слоя n можно написать в виде

$$c\rho\Delta x\Delta_z t_n = \frac{\lambda}{\Delta x}[(t_{n+1} - t_n) - (t_n - t_{n-1})]\,\Delta z, \qquad \text{(II.9)}$$

которое после преобразований может быть записано

$$c\rho\,\frac{\Delta_z t_n}{\Delta z} = \frac{\lambda}{(\Delta x)^2}\Delta_x^2 t_n, \qquad \text{(II.10)}$$

где

$$\Delta_x^2 t_n = \Delta t_{n+1,\,n} - \Delta t_{n,\,n-1} = (t_{n+1} - t_n) - (t_n - t_{n-1}) = \\ = t_{n+1} + t_{n-1} - 2t_n \qquad \text{(II.11)}$$

является второй конечной разностью температур, т. е. разностью разностей температур между элементарными слоями. Индекс x показывает, что изменение температуры в пространстве происходит по координате x.

При переходе к пределу и замене конечных разностей бесконечно малыми приращениями из уравнения (II.10) получаем дифференциальное уравнение Фурье

$$c\rho\,\frac{\partial t}{\partial z} = \lambda\,\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}. \qquad \text{(II.12)}$$

Применительно к тепловой цепочке (см. рис. II.1, *б*) уравнение теплового баланса (II.9) для сосредоточенной тепловой емкости n может быть записано в виде

$$C_n\Delta_z t_n = \frac{1}{R}\Delta_x^2 t_n \Delta z. \qquad \text{(II.13)}$$

Опуская индекс n и проведя некоторые преобразования, (II.13) можно представить в виде уравнения теплопроводности в конечных разностях:

$$\frac{CR}{\Delta z}\Delta_z t = \Delta_x^2 t. \qquad \text{(II.14)}$$

Множитель в виде комплекса величин в левой части этого уравнения является обратной величиной критерия гомохронности (Фурье) процесса, написанного для элементарного слоя Δx и расчетного интервала времени Δz. После подстановки значений этот множитель можно преобразовать и заменить обозначением критерия Фурье:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\frac{CR}{\Delta z} = \frac{c\rho\Delta x\Delta x}{\lambda\Delta z} = \frac{\Delta x^2}{a\Delta z} = \frac{1}{Fo_\Delta}. \qquad (II.15)$$

Тогда уравнение теплопроводности в конечных разностях принимает вид

$$\Delta_z t = Fo_\Delta \Delta_x^2 t. \qquad (II.16)$$

В этой записи уравнения критерий подобия Fo_Δ является обобщенной пространственно-временной координатой процесса, так как его значением определяется изменение температуры и в пространстве, и во времени. Из уравнения (II.16) следует, что отношение изменения температуры во времени $\Delta_z t$ ко второй конечной разности ее изменения в пространстве $\Delta x^2 t$ в данном слое зависит только от критерия Fo_Δ, хотя в каждом частном случае это отношение зависит от n; Δx; z; Δz; λ; $c\rho$.

Приведенный вывод может быть сравнительно просто повторен для более общего случая двух- или трехмерного температурного поля, в том числе неоднородного и с внутренними источниками или стоками тепла.

Уравнение (II.14) используется при расчете температурных полей численными методами сеток, аналогий, с помощью ЭВМ.

§ II.2. ПОЛНАЯ ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКАЯ ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ О НЕСТАЦИОНАРНОЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ ЧЕРЕЗ МНОГОСЛОЙНОЕ ОГРАЖДЕНИЕ

Одним из способов решения задачи нестационарной теплопередачи является аналитический метод. Этот метод позволяет получить наиболее общее решение, с помощью которого можно проанализировать все факторы, влияющие на изучаемое физическое явление. Однако аналитически не удается решить многие сложные практические задачи, для которых приходится использовать инженерные методы. Для того чтобы воспользоваться аналитическими и приближенными методами, инженер должен прежде всего уметь правильно поставить задачу, математически сформулировать и записать ее условия.

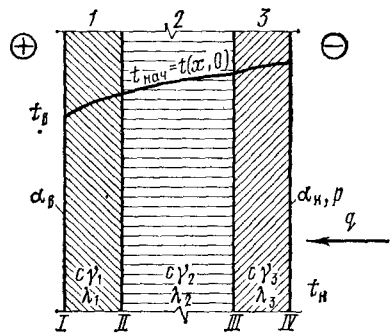


Рис. II.2. Схема ограждения к рассмотрению полной физико-математической постановки задачи о нестационарной теплопередаче в многослойном ограждении

Рассмотрим полную физико-математическую постановку задачи нестационарной теплопередачи через многослойное ограждение. На рис. II.2 показана схема конструкции с обозначением слоев (*1*, *2*, *3*) и характерных границ, соответствующих внутренней *I* и внешней *IV* поверхностям ограждения и стыкам материальных слоев *II*, *III* в его толще.

Задача состоит в отыскании изме-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нения температуры $t(z, x)$ и тепловых потоков $q(z, x)$ во времени z и в пространстве по толщине ограждения x.

Для решения любой задачи нестационарной теплопередачи должны быть заданы: а) начальные условия, определяющие распределение температуры в толще и на границах ограждения в начальный момент времени; б) уравнения теплопроводности, описывающие процесс передачи тепла через толщу конструкции; в) граничные условия, определяющие условия теплообмена на всех характерных поверхностях.

Начальные условия обычно задаются в виде уравнения (таблицы, графика) распределения температуры в момент начала процесса, т. е. при $z = 0$. В общем случае оно записывается в виде

$$t_{\text{нач}} = t\,(x, 0). \tag{II.17}$$

Могут быть задачи без начальных условий, например при периодически повторяющихся условиях теплообмена на границах.

Уравнения теплопроводности в толще ограждения могут быть записаны в двух вариантах.

Вариант А — нелинейное уравнение теплопроводности с переменными коэффициентами

$$c\rho\,(x)\frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left[\lambda\,(x)\frac{\partial t}{\partial x}\right], \tag{II.18}$$

где $c\rho(x)$, $\lambda(x)$ — заданные значения коэффициентов теплоемкости и теплопроводности отдельных материальных слоев в конструкции, ступенчато изменяющиеся от слоя к слою; в общем случае эти коэффициенты могут быть заданы изменяющимися по определенному закону в пределах каждого слоя, переменными во времени, зависящими от температуры.

Вариант Б — система линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами; каждое уравнение записано для отдельного слоя с дополнительными условиями на границах -стыках материальных слоев:

$$\left.\begin{aligned}
&\text{для слоя } 1 \quad c_1\rho_1\frac{\partial t_1}{\partial z} = \lambda_1\frac{\partial^2 t_1}{\partial x^2};\\
&\text{для слоя } 2 \quad c_2\rho_2\frac{\partial t_2}{\partial z} = \lambda_2\frac{\partial^2 t_2}{\partial x^2};\\
&\text{для слоя } 3 \quad c_3\rho_3\frac{\partial t_3}{\partial z} = \lambda_3\frac{\partial^2 t_3}{\partial x^2}.
\end{aligned}\right\} \tag{II.19}$$

На границе II (на стыке между слоями *1* и *2*) задано граничное условие IV рода, которое, как известно, определяется равенством тепловых потоков

$$\lambda_1\frac{\partial t_1}{\partial x}\bigg|_{II} = \lambda_2\frac{\partial t_2}{\partial x}\bigg|_{II} \tag{II.20}$$

и температур

$$t_1|_{II} = t_2|_{II}. \tag{II.21}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Такое же условие на границе *III* (на стыке между слоями *2* и *3*):

$$\lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x}\Big|_{III} = \lambda_3 \frac{dt_3}{dx}\Big|_{III}; \qquad (II.22)$$

$$t_2|_{III} = t_3|_{III}. \qquad (II.23)$$

От предполагаемого метода решения зависит целесообразность использования варианта А или Б для записи уравнений теплопроводности.

Граничные условия частично рассмотрены при записи основных уравнений по варианту Б. Кроме выражений (II.20)—(II.23) должны быть записаны условия теплообмена на внутренней и наружной поверхностях ограждения, соприкасающихся с внутренним $t_в$ и наружным $t_н$ воздухом и окруженных другими поверхностями, имеющими температуру t_R. Конвективный теплообмен определяется коэффициентом $\alpha_к$ и лучистый — $\alpha_л$. Нужно также учитывать, что ограждения могут облучаться сосредоточенными источниками тепла (солнца, нагретая печь в помещении и др.). Количество поглощенного поверхностью лучистого тепла может быть определено так:

$$q_п = pq, \qquad (II.24)$$

где p — коэффициент поглощения поверхности ограждения для данного излучения (см. табл I.1); q — интенсивность падающего на ограждение излучения.

В общем случае на поверхностях ограждений происходит сложный теплообмен, определяемый условиями II (заданная интенсивность теплового потока) и III (заданные условия теплообмена с окружающей средой) рода. На границе I (индекс в) условие имеет вид

$$\alpha_{к.в}(t_в - t_1|_I) + \alpha_{л.в}(t_{Rв} - t_1|_I) + p_в q_в = -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial x}\Big|_I. \qquad (II.25)$$

На границе IV (индекс н)

$$\alpha_{к.н}(t_3|_{IV} - t_н) + \alpha_{л.н}(t_3|_{IV} - t_{Rн}) + p_н q_н = -\lambda_3 \frac{t_3}{\partial x}\Big|_{IV}. \qquad (II.26)$$

Обычно в помещениях условия лучисто-конвективного теплообмена учитываются единым коэффициентом теплообмена $\alpha_в$, отнесенным, например, к температуре воздуха $t_в$. В этом случае запись условия на внутренней границе *I* упрощается и имеет вид

$$\alpha_в(t_в - t_1|_I) = -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial x}\Big|_I. \qquad (II.27)$$

Подобное упрощение с использованием коэффициента теплообмена $\alpha_н$ может быть сделано в записи граничного условия на наружной поверхности для зимних условий. При расчете теплообмена летом необходимо учитывать солнечное излучение, поэтому уравнение условия на границе *IV* [формула (II.26)] для летнего периода обычно записывают в виде

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\alpha_н (t_з|_{IV} - t_н) + p_н q_н = -\lambda_з \frac{\partial t_з}{\partial x}\Big|_{IV}. \quad (II.28)$$

Часто оказывается удобным заменить смешанное граничное условие II и III рода, каким является последнее уравнение, условием III рода с условной температурой наружной среды $t_{усл}$ в виде

$$\alpha_н (t_{усл} - t_з|_{IV}) = -\lambda_з \frac{\partial t_з}{\partial x}\Big|_{IV}. \quad (II.29)$$

Для определения значения температуры $t_{усл}$ приравняем левые части двух последних уравнений:

$$\alpha_н (t_н - t_з|_{IV}) + p_н q_н = \alpha_н (t_{усл} - t_з|_{IV}). \quad (II.30)$$

и получим

$$t_{усл} = t_н + p_н q_н / \alpha_н. \quad (II.31)$$

Граничные условия на внутренней и наружной поверхностях ограждения могут быть заданы уравнением одного из трех приведенных видов. Выбор вида уравнения определяется конкретными условиями задачи и принятыми методами ее решения.

§ II.3. ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Точность теплотехнического расчета при решении инженерной задачи в большой мере зависит от того, насколько правильно выбраны значения теплофизических характеристик строительных материалов конструкции. В расчетах теплопроводности используются два основных показателя: теплопроводность λ, объемная теплоемкость $c\rho$. В случае решения линейного уравнения, когда λ и $c\rho = \text{const}$, удобно ввести коэффициент температуропроводности, который является производным от λ и $c\rho$ и равным

$$a = \lambda/(c\rho).$$

Численные значения этих коэффициентов значительно изменяются в зависимости от состава, структуры и тепловлажностного состояния материалов.

Строительные материалы являются в своем большинстве сложными капиллярно-пористыми телами, поры которых могут быть заполнены влажным воздухом, жидкой влагой и льдом. Особенности строения определяют большую изменчивость теплофизических характеристик строительных материалов.

Теплопроводность λ, Вт/(м · К) [ккал/(м · ч · °С)], характеризует свойство материалов проводить тепло. В толще влажного строительного материала передача тепла происходит несколькими путями. Через твердый скелет, а также пленки жидкой влаги и лед тепло передается посредством теплопроводности. В порах, заполненных влажным воздухом, помимо теплопроводности теплообмен происходит конвекцией

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

и излучением. При влагообмене тепло может переноситься жидкой и парообразной влагой, а также в результате фазовых превращений. Определенное количество тепла переносится фильтрующим через материал воздухом.

Строительные материалы различаются между собой составом и строением их твердой части (скелета). Проводимость тепла скелетом материалов неорганического происхождения значительно выше, чем у органических материалов. Величины теплопроводности твердой части неорганических материалов, Вт/(м · К) [ккал/(м · ч · °С)], равны: при аморфной структуре 0,7—3,5 (0,6 — 3), при кристаллическом строении 4,6—14 (4—12). Твердая часть материалов органического происхождения имеет $\lambda = 0{,}29—0{,}41$ (0,25—0,35), а пластмасс $\lambda = 0{,}16—0{,}35$ (0,14—0,3).

Материалы волокнистой структуры в большинстве случаев анизотропны и имеют значения теплопроводности при направлении теплового потока вдоль волокон в два-три раза больше, чем при направлении потока поперек волокон.

Свойство теплопроводности при прочих равных условиях зависит от крупности пор. В сообщающихся порах могут возникать конвективные токи воздуха, которые повышают проводимость тепла. Увеличение пористости в таких материалах может привести к возрастанию общей теплопроводности.

Всю совокупность сложных явлений, участвующих в передаче тепла в толще материалов, обычно приводят к теплопроводности. Поэтому коэффициент теплопроводности строительного материала есть собирательный эквивалентный коэффициент, учитывающий все физические явления, происходящие в материале и связанные с передачей тепла.

Коэффициенты теплопроводности отдельных видов материалов зависят от их объемной массы, влажности и температуры. В основном эти зависимости определяются соотношением составляющих, которыми может быть заполнен объем материала.

Теплопроводность λ, Вт/(м · К) [ккал/(м · ч · °С)], материала сильно отличается от λ воздуха, равного около 0,023 (0,02). Влага, заполняющая поры, имеет λ около 0,58(0,5), т. е. в 25 раз больше, чем у воздуха. При переходе в лед жидкой влаги теплопроводность ее увеличивается вчетверо, так как λ льда около 2,3 (2,0). С увеличением объемной массы теплопроводность одного и того же материала заметно возрастает. Так, например, пенобетон при $\rho = 400$ кг/м^3 имеет теплопроводность 0,14 (0,12), при $\rho = 600$ она уже 0,21 (0,18), а при $\rho = 1000$ λ достигает величины 0,4 (0,34).

Важной для строительных материалов является зависимость λ от влажности. С увеличением влажности материалов коэффициент теплопроводности возрастает. Характер этой зависимости показан на рис. II.3 на примере газосиликата и кирпича. Увеличение коэффициента связано с замещением воздуха в порах жидкой влагой, имеющей более высокий коэффициент теплопроводности. На стыках между частицами материала пленки воды создают «водяные манжеты», которые увеличивают площадь контакта между частицами и способ-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ствуют теплообмену между ними. Роль таких контактов особенно заметна при небольших влажностях.

При высоких температурах λ с увеличением влажности растет быстрее. Перенос тепла вследствие влагообмена оказывается тем больше, чем выше температура. При отрицательных температурах повышение

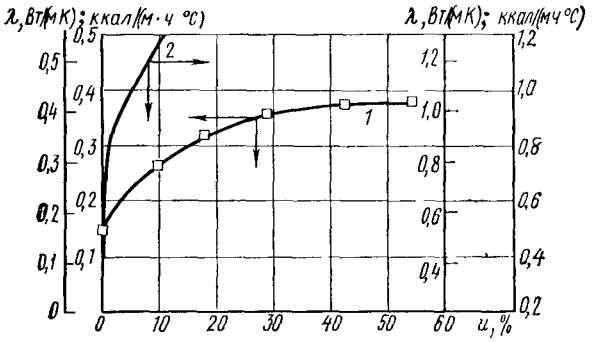


Рис. II.3. Зависимость λ строительных материалов от влагосодержания на примере газосиликата с ρ = 700 кг/м³ (*1*) и красного кирпича (*2*)

влажности при прочих равных условиях также приводит к увеличению λ.

При переходе в зону отрицательных температур не вся влага сразу превращается в лед. Сначала замерзает только свободная, не связанная со скелетом материала влага в крупных порах и капиллярах. По мере понижения температуры количество твердой фазы влаги все более и более увеличивается за счет постепенного замерзания связанной влаги. Такой характер перехода жидкой влаги в лед в меньшей мере проявляется в чисто капиллярно-пористых телах (песок, обожженная керамика), где почти вся масса влаги замерзает уже при температуре—1, —3°С. Значительно сильнее этот эффект проявляется в коллоидных телах, таких, как глина. В некоторых видах глины, например, меньше половины влаги

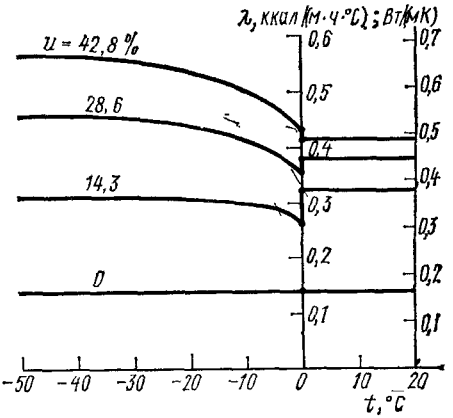


Рис. II.4. Зависимость λ влажных строительных материалов от температуры в зоне положительных и отрицательных температур (пеносиликат с плотностью ρ = 700 кг/м³, по данным Н. А. Тачковой)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

замерзает при $t = -20°C$ и даже при температурах — 70°С имеется заметное количество незамерзающей влаги (см. § II.6).

Теплопроводность мерзлого материала, как правило, заметно выше талого. Но при малых содержаниях льда в сравнительно крупных порах может образовываться рыхлый иней, в результате чего теплопроводность не увеличивается, а уменьшается. Характерная картина изменения λ пеносиликата в зоне отрицательных температур при разных влажностях показана на рис. II.4.

Влажность материала в ограждениях изменяется во времени. В начальный период это связано с внесением к конструкцию «строительной влаги». В процессе эксплуатации (после того как часть влаги испарится) материалы стен и перекрытий входят в некоторый установившийся квазистационарный равновесный влажностный режим. Влажность материала в этот период зависит от положения материала в конструкции, внутренних условий в помещениях здания и климата района постройки.

Значение λ для расчета теплового режима зданий принято устанавливать по так называемой «нормальной влажности» в период эксплуатации. В нормах даются три градации влажностного состояния конструкций, которые связаны с влажностными характеристиками внутреннего и наружного климата. Следует иметь в виду условность такого определения. В § II.8 даны более полные рекомендации по учету влажностного режима в расчетах теплопередачи ограждения.

§ II.4. ВЛАГА ВОЗДУХА ПОМЕЩЕНИЯ

Воздух помещения обычно более влажный, чем наружный. Вследствие разности влажностей и температур внутреннего и наружного воздуха и воздухопроницаемости конструкций происходит перенос влаги через ограждение. В процессе влагопередачи отдельные слои ограждения могут переувлажняться. Это приводит к заметному снижению теплозащитных качеств ограждения. Таким образом, при расчете передачи тепла через наружные ограждения вопрос о влажностном состоянии материалов в конструкциях является одним из основных.

При расчете влагопередачи через ограждения необходимо знать влажностное состояние воздуха в помещении, определяемое выделением влаги и воздухообменом. Источниками влаги в жилых помещениях являются бытовые процессы (приготовление пищи, мытье полов и пр.), в общественных зданиях — находящиеся в них люди, в промышленных зданиях — технологические процессы Воздух может ассимилировать избыточную влагу и при вентиляции помещения удалять ее.

Количество влаги в воздухе определяется его влагосодержанием d, г влаги на 1 кг сухой части влажного воздуха. Кроме того, его влажностное состояние характеризуют упругостью или парциальным давлением водяных паров e, Па (мм рт. ст), или относительной влажностью φ, %.

Воздух обладает определенной влагоудерживающей способностью. Например, при 20° каждый 1 кг сухого воздуха удерживает при пол-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ном насыщении около 15 г водяных паров. При низкой температуре способность воздуха удерживать влагу становится совершенно незначительной (1,5 г при —12°С), с повышением температуры она возрастает (50 г при 40°С).

Чем суше воздух, тем с большей силой удерживается в нем водяной пар, тем больше энергия связи влаги с воздухом. При высокой относительной влажности влага удерживается воздухом слабо, а при его перенасыщении она начинает выпадать, образуя микрокапли воды, которые находятся в воздухе во взвешенном состоянии в виде тумана. При увеличении влажности микрокапли сливаются, образуя крупные капли, осаждающиеся из воздуха. Упругость водяного пара e качественно отражает свободную энергию влаги в воздухе. Величина e возрастает от нуля до максимальной упругости E, соответствующей полному насыщению воздуха и максимальной величине свободной энергии влаги. Упругость e в этой связи можно рассматривать как измеритель энергетического потенциала водяных паров в воздухе. Диффузия влаги происходит в воздухе от мест с большей упругостью водяных паров к местам с меньшей упругостью, т. е. от среды с более высоким потенциалом к среде с низким потенциалом (см. § II. 5).

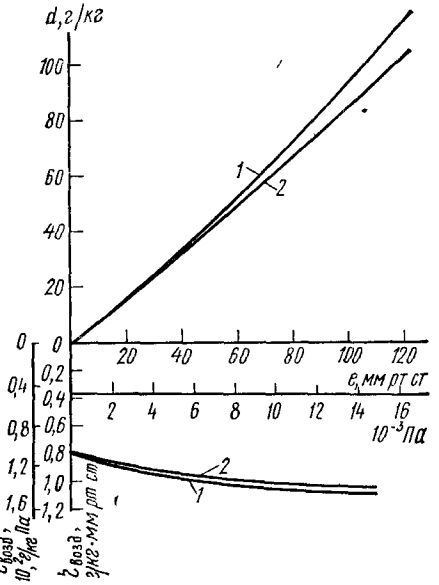


Рис. II.5. Зависимость содержания влаги в воздухе и влагоемкости воздуха от упругости водяного пара на 1 кг сухого (*1*) и влажного (*2*) воздуха

Влагосодержание d возрастает с увеличением упругости водяного пара e воздуха. Изменение d от e определяет (по аналогии с теплоемкостью) влагоемкость воздуха Влагоемкость воздуха $\eta_{возд}$, г/(кг · Па) [г/(кг · мм рт. ст.)], показывает, насколько возрастает влагосодержание воздуха Δd, г/кг, при увеличении упругости Δe на 1 Па (1 мм рт. ст.):

$$\eta_{возд} = \Delta d/\Delta e. \qquad (II.32)$$

На рис. II.5 показана зависимость d от e и кривая локальных значений влагоемкости воздуха.

Упругость полного насыщения воздуха E, Па (мм рт. ст.), зависит от температуры $t_{нас}$. С возрастанием температуры насыщения величина E увеличивается. Приближенную зависимость E, Па (мм рт. ст.), от $t_{нас}$ (при $t_{нас} > 0$) можно найти из выражения

$$E = 476 + (11{,}5 + 1{,}61t_{н})^2 \parallel E = 3{,}58 + (1 + 0{,}14t_{нас})^2. \qquad (II.33)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В расчетах часто необходимо знать температуру $t_{нас}$, которой соответствует то или иное значение E. Эту зависимость можно определить в виде

$$t_{нас} = 37{,}2 - (7 - 0{,}0015E)^2 \parallel t_{нас} = 37{,}2 - (7 - 0{,}2E)^2. \quad (II.34)$$

Уравнение баланса влаги в воздухе помещения имеет вид

$$\sum G_{пр,\,i} d_{пр,\,i} + \sum W_j - \sum G_{ух,\,i} d_{ух,\,i} = 0, \quad (II.35)$$

где G — массовый расход отдельных составляющих (по притоку «пр» и вытяжке «ух») воздухообмена, кг/ч; $d_{пр}$ и $d_{ух}$ — влагосодержание приточного и уходящего воздуха; W — интенсивность отдельных влаговыделений, кг/ч.

Принимая $d_{ух} \approx d_в$ и $\Sigma G_{пр} = \Sigma G_{ух} = \Sigma G$, получим формулу для определения влагосодержания $d_в$, г/кг, воздуха в помещении

$$d_в = \frac{\sum G d_{пр} + \sum W}{\sum G}. \quad (II.36)$$

В результате конвективного перемешивания воздух имеет приблизительно одинаковую влажность в объеме помещения.

Величина $d_в$ изменяется в течение суток и года. Поверхности строительных конструкций, обращенные в помещение, обладают способностью воспринимать и отдавать влагу соответственно при повышении и понижении влажности воздуха. При суточных и сезонных изменениях влажности воздуха поглощение и выделение влаги поверхностями ограждений можно учесть в уравнении (II.35) в форме дополнительных источников и стоков влаги. Водяной пар передается во влажном неподвижном воздухе к поверхностям посредством диффузии. Если поверхность сорбирует водяной пар, то в слое воздуха около поверхности концентрация водяного пара уменьшается. За счет разности концентраций происходит диффузия водяного пара. Коэффициент диффузии водяного пара в воздухе D, м^2/ч, равен

$$D = D_0 \frac{0{,}101}{P} \left(\frac{T}{273}\right)^{1{,}81} \Big\| D = D_0 \frac{760}{P} \left(\frac{T}{273}\right)^{1{,}81}, \quad (II.37)$$

где $D_0 = 0{,}08$ — коэффициент диффузии при $T = 273°$ и $P = 0{,}101$ МПа (760 мм рт. ст.).

Диффузию водяных паров в воздухе удобнее определять в зависимости от градиента упругости водяных паров. Миграцию влаги под влиянием перепада упругостей называют паропроницаемостью. Коэффициент паропроницаемости μ, г/(м · ч · МПа) [г (м · ч · мм рт. ст.)], аналогичен коэффициенту теплопроводности и равен массе влаги, г, проникающей через м^2 сечения воздуха в час при перепаде упругости водяных паров в воздухе в 1 МПа на 1 м (или в 1 мм рт. ст. на 1 м). Величина μ связана с D следующей зависимостью:

$$\mu = 231 D/T. \quad (II.38)$$

Поток пара, проходящий через пограничный слой воздуха около поверхности, соответствует интенсивности i, г/(м^2·ч), влагообмена по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

верхности с воздухом, которую в инженерных расчетах принято определять в виде

$$i = \beta_e (e_в - e_п), \qquad (II.39)$$

где β_e — коэффициент влагообмена на поверхности, г/(м²·ч · МПа) [г/(м² · ч · мм рт. ст.)]; $e_в$ и $e_п$ — упругость водяных паров в воздухе объема помещения и на поверхности, МПа (мм рт. ст.).

Величина β_e зависит от температуры, влажности, подвижности воздуха в помещении и температуры поверхности. В условиях естественной конвекции β_e может быть рассчитан по формуле

$$\beta_e = 42{,}9\Delta t^{1/3}\Delta e^{2/5} \,||\, \beta_e = 3{,}0\Delta t^{1/3}\Delta e^{2/5}, \qquad (II.40)$$

где Δt и Δe — разности температур и упругостей водяных паров в воздухе и на поверхности.

Рассмотренные свойства влажного воздуха связаны с ассимиляцией и перемещением влаги. Остальные сведения о влажном воздухе и о тепло- и массообмене между воздухом и водой излагаются в курсе «Вентиляция» [13].

§ II.5. ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИКИ ВЛАЖНОГО МАТЕРИАЛА

Влага, поглощенная строительным материалом, удерживается силами взаимодействия молекул воды с молекулами материала на поверхности его твердой части и силами поверхностного натяжения воды. Энергия связи влаги с твердым скелетом зависит от количества влаги. Наиболее прочно удерживается в материале влага, содержащаяся в нем в малых количествах. В сильно увлажненном материале влага слабо связана и сравнительно свободно перемещается.

Наиболее полная и законченная методика энергетической оценки форм влаги и система энергетической классификации связи влаги с материалом была предложена П. А. Ребиндером [II.10], согласно которой все формы связи влаги делятся на три вида. Наиболее прочной является *химическая форма связи*. Это вода молекулярных соединений типа кристаллогидратов, которая практически не участвует во влагообменных процессах и поэтому при рассмотрении влагопередачи в ограждениях ее можно не учитывать.

Вода, расположенная непосредственно на поверхности зерен и связанная силами молекулярного взаимодействия, называется адсорбционной. Осмотической или структурной называется влага, поглощенная материалом зерен. Адсорбционную и осмотическую влагу относят к *физико-химической форме связи*.

Основной объем жидкой влаги находится в порах и капиллярах материала вне сферы действия сил физико-химической формы связи и удерживается силами поверхностного натяжения воды и силами смачивания материала. Эту форму связи называют *физико-механической*. К ней относится влага макро- и частично микрокапилляров, стыковая и пленочная.

Процесс влагопередачи слагается из многих частных явлений, которые мало изучены. В расчете влажностного режима конструкций

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

желательно воспользоваться наиболее общим методом, который позволил бы без анализа частных закономерностей и микроявлений получить общую картину влагообмена и его закономерности. Таким методом является термодинамический.

Влажный материал в строительных конструкциях по термодинамической терминологии [II.6] можно считать открытой гетерогенной системой, состоящей из нескольких компонентов: скелета материала (геометрия, состав и химические свойства которого в процессе влагопередачи остаются практически неизменными), воздуха и влаги.

Влага в строительных материалах находится в виде нескольких фаз. Кроме известных нам твердой, жидкой и парообразной дополнительно должны быть выделены фазы поверхностных слоев влаги. Выделение влаги поверхностных слоев в самостоятельную фазу связано со своеобразием физических свойств поверхностных слоев, которые значительно отличаются от свойств внутри массы. Фазы влаги в материале находятся в контакте между собой и между ними может происходить тепло- и массообмен.

После разделения влажного материала на однородные части — компоненты и фазы — его можно полностью термодинамически описать.

Однако влажный материал в конструкции находится в неравновесном состоянии, так как через ограждение проходят тепло и влага. Неравновесные системы являются предметом рассмотрения термодинамики необратимых процессов, основное положение которой состоит в утверждении возможности использования термодинамического метода для описания вещества, отклонение которого от равновесного состояния невелико. Это позволяет рассматривать неравновесные системы, определяя их локальным (в пространстве и во времени) состоянием вещества. Тело, находящееся в неравновесном состоянии, делят на все более мелкие части, степень неоднородности и отклонения от равновесного состояния в которых постепенно уменьшается. Части тела в то же время должны оставаться достаточно большими, чтобы сохранять макросвойства системы в целом. Локальное описание состояния означает возможность условного дробления и выделения на небольшие отрезки времени небольших объемов вещества, в которых состояние неотличимо от равновесного, а размеры достаточно велики для макроанализа. Отклонение влажностиого состояния материала в ограждениях обычно невелико от равновесного, поэтому при решении задач строительной теплофизики возможно использовать теоретические построения термодинамики необратимых процессов.

Компоненты и фазы имеют определенную энергию, энтальпию, энтропию, температуру и т. д. Определение этих термодинамических функций состояния возможно с помощью независимых переменных: массы m, геометрического параметра (например, объема) v_i и энтропии s_i или температуры T_i каждой части. Все остальные свойства части могут быть найдены с помощью этих трех независимых переменных. В термодинамике принят целый ряд характеристических функций, определяющих состояние отдельных фаз и компонентов, с помощью которых могут быть в явной форме выражены все их термодинамические свойства. В качестве этих функций, определяющих состояние данной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

части системы, могут быть взяты (в зависимости от выбора независимых переменных) внутренняя энергия, энтальпия, свободная энергия, потенциал Гиббса. Выбор этих функций определяется конкретными условиями.

Применительно к условиям рассматриваемой задачи состояние влажного материала удобно оценивать изменением свободной энергии F, приняв в качестве независимых переменных массу m, объем V и температуру T. Тогда изменение свободной энергии F_i фазы i равно

$$dF_i = \frac{\partial F_i}{\partial T_i}\, dT_i + \frac{\partial F_i}{\partial V_i}\, dV_i + \frac{\partial F_i}{\partial m_i}\, dm_i \qquad (II.41)$$

где $\partial F_i/\partial T_i = -s_i$ — энтропия; $\partial F_i/\partial V_i = -p_i$ — давление; $\partial F_i/\partial m_i = \mu_i$ — химический потенциал фазы.

Величины приращения свободной энергии dF_i и ее составляющие в уравнении (II.41) приняты в виде удельных значений, отнесенных к единице массы. С учетом принятых обозначений уравнение (II.41) для dF_i можно переписать в виде зависимости

$$dF_i = -s_i dT_i - p_i dV_i + \mu_i dm_i, \qquad (II.42)$$

которая является одной из форм записи основного термодинамического уравнения Гиббса для открытой системы при принятых независимых переменных. Уравнение (II.42) показывает, как изменяется свободная энергия F_i однородной массы при изменении T_i, V_i, m_i.

Изменение свободной энергии всей системы (влажного материала) будет равно сумме изменений свободной энергии каждой составляющей компоненты и фазы:

$$dF = \sum dF_i. \qquad (II.43)$$

Для скелета материала, объем, состав и масса которого остаются неизменными, уравнение (II.42) может быть записано в виде

$$dF_c = -s_c dT_c. \qquad (II.44)$$

Свободной энергией сухой части воздуха можно пренебречь в связи с ее малой величиной. Для каждой фазы влаги уравнение (II.42) будет иметь свое написание. Для парообразного состояния, так же как и для льда, характерно отсутствие примесей в фазе, поэтому изменение свободной энергии для пара и льда будет равно:

$$dF_п = -s_п dT_п - p_п dV_п + \mu_п dm_п; \qquad (II.45)$$

$$dF_л = -s_л dT_л - p_л dV_л + \mu_л dm_л. \qquad (II.46)$$

В фазе жидкой влаги могут быть растворенные примеси, поэтому для нее $dF_ж$ равно

$$dF_ж = -s_ж dT_ж - p_ж dV_ж + \mu_ж\, dm_ж + \sum \mu_{жj} dm_{ж}, \qquad (II.47)$$

где $\mu_{жj}$ — химический потенциал жидкой влаги, вызванный наличием в ней растворенного вещества j.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Применительно к влажному материалу в ограждениях, в которых сравнительно медленно происходят процессы тепло- и массообмена, систему уравнений можно упростить. Так, в любой точке пористой среды температура является общей для жидкой влаги, влажного воздуха, льда и скелета материала, поэтому в записанных уравнениях индексы у T можно опустить.

Влага в материале может находиться в поле действия гравитационных, электрических и других сил. Дополнительное изменение удельной свободной энергии фазы в условиях влияния этих силовых полей может быть определено в виде суммы произведений потенциалов соответствующих силовых полей в рассматриваемой системе на приращение массы фазы. В строительных конструкциях часто необходимо учитывать действие на жидкую влагу гравитационного поля с потенциалом $\Theta_г$ и вводить в равенство (II.47) дополнительное слагаемое:

$$dF_ж = -s_ж dT - p_ж dV_ж + \mu_ж dm_ж + \sum \mu_{жj} dm_ж + \theta_г dm_ж. \quad (II.48)$$

Плотность жидкой влаги $\rho_ж$ можно считать практически неизменной, поэтому второй член правой части уравнения (II.48) можно преобразовать, умножив и разделив его на $\rho_ж$, и привести (II.48) к виду

$$dF_ж = -s_ж dT + \left(-\frac{p_ж}{\rho_ж} + \mu_ж + \sum \mu_{жj} + \Theta_г\right) dm_ж. \quad (II.49)$$

Из уравнения (II.49) следует, что перенос вещества фазы происходит под влиянием величины, обозначенной скобками во втором слагаемом правой части уравнения. Эта величина по физическому смыслу является полным термодинамическим потенциалом $\Theta_ж$ [в уравнении (II.49) жидкой влаги]:

$$\Theta_ж = -p_ж/\rho_ж + \mu_ж + \sum \mu_{жj} + \Theta_г. \quad (II.50)$$

Из уравнения (II.49) также следует, что перенос массы жидкой фазы будет происходить от области с более высоким потенциалом к области с более низким потенциалом ($d\Theta_ж < 0$).

Фазы в системе влажного материала являются открытыми в том смысле, что между ними происходит обмен энергией и веществом.

Как уже было сказано, во влажных строительных материалах движение влаги (жидкой и парообразной) протекает весьма медленно. Поэтому обычно считают, что внутри пор материала достигается термодинамическое равновесие между фазами влаги, т. е. наряду с равенством температур имеет место равенство потенциалов фаз влаги.

Равенство потенциалов в отдельных точках влажного тела позволяет отказаться от рассмотрения состояния и расчета движения отдельных фаз влаги, так как по показателям интенсивности (P, T, μ, Θ) они равны, а их показатели емкости (V, m, F, S, Φ) имеют аддитивный характер, т. е. их можно суммировать. Термодинамическое равновесие в точке, а также право суммирования емкостных показателей позволяет вместо системы уравнений состояния гетерогенной системы, каждое из которых определяет состояние отдельной фазы влаги или компонента системы, написать одно уравнение состояния в виде

$$dF = -SdT + \Theta dp, \quad (II.51)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где S — удельная энтропия влажного материала (всей системы); Θ — полный потенциал состояния в материале влаги (потенциал влажности) независимо от ее фазового состава.

Запись уравнения состояния для влажного материала (II.51) удобна тем, что в ней выделены в самостоятельные слагаемые факторы, определяющие явный теплообмен (первое слагаемое), и факторы, определяющие влагообмен (второе слагаемое).

Потенциал Θ зависит от величины химического потенциала, давления и других факторов, измерить которые непосредственно в опыте нельзя. Поэтому потенциал влажности не может быть определен непосредственным измерением параметров интенсивности в эксперименте. Это обстоятельство имеет значение с точки зрения практического приложения рассмотренных термодинамических построений. Они важны как теоретическая основа, качественно определяющая явления влагообмена в материалах.

Для измерения потенциала Θ необходимо введение специальной шкалы потенциала влажности. Такая шкала может быть установлена с учетом рассмотренной теоретической основы состояния влаги в материале. Потенциал влажности в процессе переноса влаги играет такую же роль, как температура, которая является потенциалом в процессе переноса тепла. Этой аналогией широко пользуются в расчетах тепло- и массообмена. В данном случае удобно воспользоваться хорошо разработанной в термодинамике методикой понятия температуры для введения потенциала влажности и шкалы этого потенциала.

Введем постулат, который логически вытекает из сделанного термодинамического анализа. *Два влажных тела, находящиеся во влажностном равновесии с третьим, находятся во влажностном равновесии и друг с другом.* Из принятого постулата, который подтвержден многочисленными опытами, следует, что условие взаимного влажностного равновесия тел состоит в равенстве некоторой однозначной функции состояния влаги в этих телах. Такой функцией, как это следует из (II.51), может быть только потенциал влажности Θ. Из определения потенциала влажности следует, что в качестве измерителя потенциала влажности можно выбрать любое влажное тело. Имеется свобода и в выборе численных значений Θ (т. е. его численной шкалы). Потенциал влажности, измеренный таким образом, будет экспериментальным потенциалом в отличие от теоретического, который может быть определен только через термодинамические функции.

Потенциал влажности является функцией степени влажности, вида материала, давления, температуры и потенциалов гравитационного, осмотического и других силовых полей. Пользуясь правом произвольного выбора шкалы, величину Θ можно также измерять шкалой влажности, давления, потенциала гравитационного поля и с помощью других показателей. Однако необходимым условием является исключение влияния (в процессе этого измерения) изменений других, кроме выбранного, факторов, от которых зависит величина Θ. В настоящее время существуют теоретические построения процесса влагообмена, в которых за основу приняты различные шкалы потенциала переноса влаги: упругость водяных паров, капиллярное давление, влагосодер-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

жание и др. Однако принятая методика измерения с помощью этих шкал не исключает влияния прочих факторов на величину Θ.

Потенциал влажности можно измерить, определяя равновесную влажность определенного материала. Чтобы исключить влияние вида материала, измерения надо проводить с помощью одного материала принятого за эталонный. Влияние изменения температуры может быть исключено переводом (с помощью специальной методики) результатов измерений при произвольной температуре к условиям при некоторой определенной эталонной температуре. При измерении равновесных влажностей в эксперименте необходимо исключить также действие гравитационного, осмотического и других силовых полей.

В настоящее время считается [8], что наиболее удобно измерять величину Θ влажного тела равновесной влажностью фильтровальной бумаги, находящейся с ним в состоянии влажностного равиовесия. Установлена зависимость равновесной влажности фильтровальной бумаги от Θ при разных температурах. Этой зависимостью следует пользоваться для приведения результатов измерения в неизотермических условиях к единой шкале равновесной влажности при эталонной температуре.

Обычно за эталонную принимают температуру $+20°C$. Потенциал влажности измеряют в градусах влажности (°В). Равновесную весовую влажность фильтровальной бумаги, соответствующую максимальной гигроскопической влажности при эталонной температуре, принимают за 100°В; сухой бумаге соответствует 0°В. Изменение равновесной влажности фильтровальной бумаги на 1/100 величины ее максимальной гигроскопической влажности при эталонной температуре равно 1°В.

На рис. II.6 приведен график зависимости между потенциалом влажности Θ и влажностью фильтровальной бумаги при различных температурах, полученный Е. И. Тертичником. Результаты опытов по определению равновесных влажностей фильтровальной бумаги с другими материалами, имеющими произвольные влажность и температуру, могут быть представлены в шкале потенциала влажности с помощью графика рис. II.6. На рис. II.6, *а* приведен пример зависимости влагосодержания u, температуры t и потенциала влажности Θ для пенобетона.

По аналогии с относительной влажностью воздуха φ в теорию потенциала влажности введен показатель — относительный потенциал влажности φ_Θ. Подобно тому как φ является отношением упругости водяного пара в воздухе данного состояния к его упругости в состоянии полного насыщения, относительный потенциал влажности определяется общей зависимостью

$$\varphi_\Theta = \frac{f_1(\Theta)}{f_2(\Theta_{м.с})}, \qquad (II.52)$$

которая отражает физический смысл φ_Θ, как отношение некоторых функций потенциала влажности Θ при данном состоянии материала и потенциала влажности $\Theta_{м.с}$, соответствующего максимальной сорбционной влажности материала, равновесной насыщенному состоянию воздуха при эталонной температуре 20°С.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

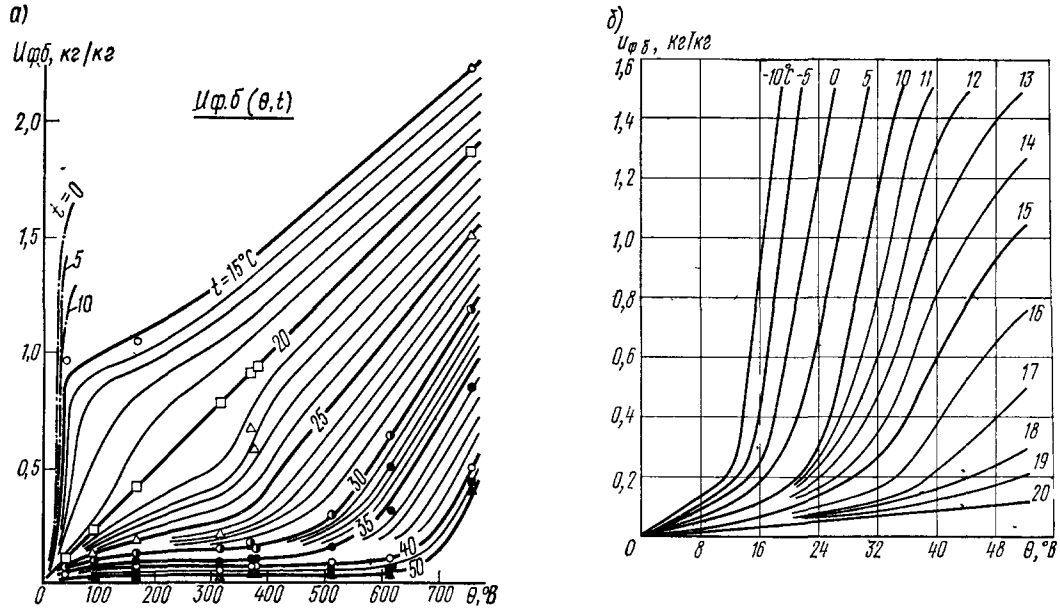


Рис. II.6. Шкала потенциала влажности — зависимость (*а*) между потенциалом влажности и влажностью фильтровальной бумаги при разных температурах, (*б*) — то же, в диапазоне 0—50° В, включая область отрицательных температур

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

Для выбора численных значений шкалы φ_θ, так же как и шкалы φ, никаких физических ограничений нет, поэтому необходимо учесть только требование удобства ее практического использования. Удобно принять, чтобы между φ_θ и влажностью фильтровальной бумаги $u_{ф.б}$ имелась однозначная зависимость $\varphi_\theta\ (u_{ф.б})$. В пределах сорбционной влажности принято, что $\varphi_\theta = \varphi$ и для построения зависимости $\varphi_\theta\ (u_{ф.б})$ взята изотерма сорбции фильтровальной бумаги при

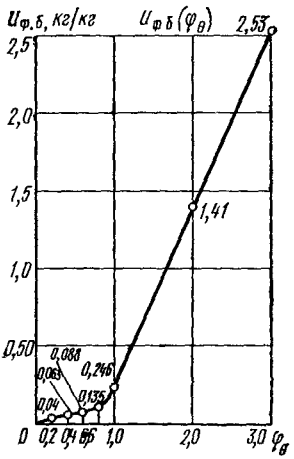


Рис. II.7. Шкала относительного потенциала влажности—зависимость равновесного влагосодержания фильтрованной бумаги от относительного потенциала влажности

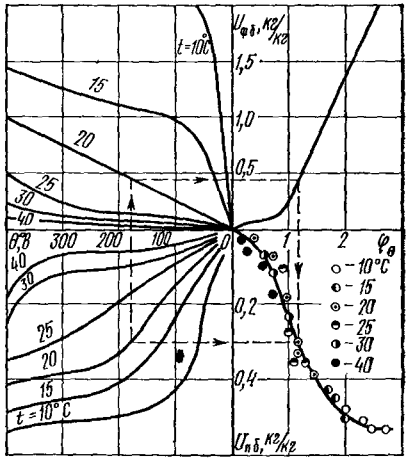


Рис. II.8. Связь между равновесными влагосодержаниями пенобетоиа ($U_{п.б}$), фильтровальиой бумаги ($U_{ф.б}$) и потенциалом влажности (Θ), относительным потенциалом влажности (φ_θ) при разных температурах (t)

эталонной температуре. Максимальной сорбционной влажности фильтровальной бумаги, равной при $t_в = 20°C$, $u_{ф.б} = 0{,}246$ кг/кг соответствует $\varphi_\theta = \varphi = 1{,}0$. При сверхсорбционной влажности, от $u_{ф.б} = 0{,}246$ до состояния полного насыщения фильтровальной бумаги влагой $u_{ф.б} = 2{,}53$ кг/кг, зависимость φ_θ от $u_{ф.б}$ принята по прямой линии; при этом φ_θ изменяется от 1 до 3, а $u_{ф.б}$ — от 0,246 до 2,53. Принятая зависимость равновесной влажности фильтровальной бумаги от относительного потенциала влажности в виде графика показана на рис. II.7.

Относительный потенциал влажности является обобщающим показателем состояния влаги, удобным для оценки влажностного состояния материалов, влажностного воздействия окружающих ограждения сред (см. § II.8) и т. д. Он позволяет распространить зависимость, подобную изотерме сорбции (см. § II.6) на сверхгигроскопическую влажность материалов. В результате сложные зависимости равновесных влажностей материалов от потенциала влажности и температуры,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица II.1

Равновесные весовые влагосодержаиия $u \cdot 10^{-2}$ (кг/кг) строительных материалов, соответствующие различным зиачениям относительного потенциала влажности φ_Θ

Матернал	ρ кг/м³	Значения $u \cdot 10^{-2}$ кг/кг прн φ_Θ, равном														
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
Фильтровальная бумага марки Ф-1	380	5,0	8,0	10	12	24,6	45	72	92	120	138	160	182	212	230	253
Пенопласт полистирольный	30	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Пенопласт ФРП-1	50	3	4	5	8	19	44	73	105	150	196	242	296	350	402	450
Газосиликат	350	1	1,4	1,9	2,8	15	42	65	88	110	132	154	176	198	220	243
»	390	1,2	1,8	2,4	3,7	19	47	68	91	103	121	138	156	173	190	208
Пенобетон	700	2,5	4,3	4,9	7,4	15	34	41	—	—	—	—	—	—	—	—
Газозолосиликат	700	2,6	5,0	6,4	11	23	48	58	65	72	—	—	—	—	—	—
Газобетон	700	2,3	4,5	6	8	11	12	15	16	21	24	43	—	—	—	—
Фибролит	800	5,6	7,8	10	17	25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Пенозолобетон	900	4	6	8	13	29	45	54	—	—	—	—	—	—	—	—
Поризованный керамзитобетон	900	1,4	2,4	2,6	3,9	6,3	13	17	20,7	23,4	26	—	—	—	—	—
Керамзитоперлитобетон	1000	2,4	3,9	4,5	6	13	21	25	28	31	—	—	—	—	—	—
Шунгезитобетон	1150	1,7	2	2,2	2,9	4,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Керамзитобетон	1150	1,8	2,6	3,5	5,3	10	17	21	24	28	31	35	38	41	45	49
Шлакобетон	1650	1,8	2,5	2,7	3,3	7	7,8	8,2	8,4	8,5	8,9	9,3	—	—	—	—
Раствор известковый	1650	0,3	0,4	0,6	0,9	2,2	5	6,8	9	10	13	16	18	20	22	24
» »	1700	0,2	0,4	0,8	1,1	1,7	8,5	11	13	14	14	14	15	—	—	—
Раствор цементо-известковый 1:1:3	1700	0,8	1,2	1,6	2,4	4	6	7,8	9,7	11	13	15	17	18,6	20	22
Кирпич красный	1800	0,3	0,5	0,7	0,9	1,3	2,5	7,5	12	14	—	—	—	—	—	—
Раствор цементный 1:2	1980	1,1	1,5	2,1	3,1	4,4	7	8	9,1	10	11	13	14	15	16	18
Бетон	2050	0,5	0,7	0,9	1,4	2,2	3	4,2	5	5,7	6,4	7	8	8,6	9	10

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

$u(\Theta, t)$ (см. рис. II 8), которые иногда затрудняют применение теории потенциала, значительно упрощаются и принимают вид $u(\varphi_\Theta)$, как это показано на примере пенобетона (рис. II.8).

В табл II.1 приведены данные экспериментов по определению равновесных влажностей материалов. Равновесные влажности материалов даны в шкале относительного потенциала влажности.

Процесс влагообмена в толще материала подчиняется двум закономерностям: поглощения влаги и влагопроводности. Поглощение вла-

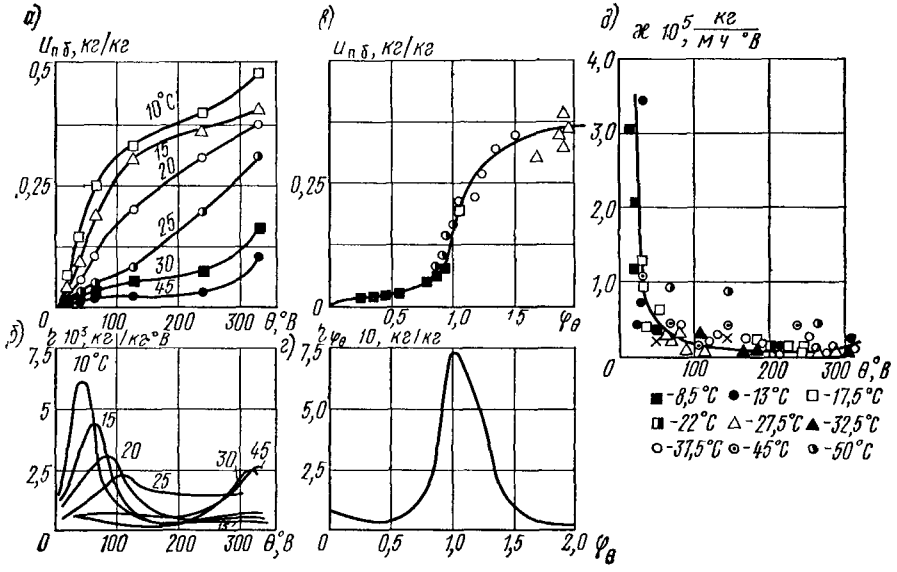


Рис. II.9. Результаты опытов по определению влажностных характеристик пенобетона методом неизотермической разрезной колонки:
$а - U_{п\,б}(\Theta, t)$; $б - \eta(\Theta, t)$; $в - U_{п\,б}(\varphi_\Theta)$, $г - \eta_{\varphi_\Theta}(\varphi_\Theta)$, $д - \varkappa(\Theta, t)$

ги связано со *свойством влагоемкости материала* η (рис. II.9), величина которой определяет изменение влагосодержания материала u с изменением его потенциала влажности Θ; η зависит от потенциала влажности и температуры и равна частной производной влагосодержания по потенциалу влажности или тангенсу угла наклона касательной к изотерме зависимости влажности u от потенциала Θ:

$$\eta = \partial u / \partial \Theta. \qquad (II.53)$$

На рис. II.9, *б* приведена зависимость $\eta = f(\Theta, t)$ для пенобетона, построенная графическим дифференцированием кривой $u = f(\Theta, t)$ на рис. II.9, *а*.

Как видно из рисунка, зависимость η от Θ и t оказывается довольно сложной. В связи с этим удобно прибегнуть к шкале относительного потенциала влажности и определять относительную влагоемкость материала в виде

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\eta_{\varphi_\Theta} = \partial u / \partial \varphi_\Theta . \qquad (II.54)$$

На рис. II.9, *г* приведена кривая $\eta_{\varphi\Theta}$ для пенобетона, полученная по данным рис. II.9, *в*. Зависимость $\eta_{\varphi\Theta}(\varphi_\Theta)$ значительно проще, чем $\eta(\Theta, t)$. Она является обобщающим показателем свойства влагоемкости материала.

Влагопроводность определяет интенсивность переноса влаги. По аналогии с теплопроводностью и на основе экспериментальных наблюдений принимают, что поток влаги i, кг/(м² · ч), пропорционален градиенту потенциала влажности $\nabla\Theta$, °В/м:

$$i = -\varkappa \nabla\Theta, \qquad (II.55)$$

где $\varkappa$— коэффициент влагопроводности, кг/(м · °В · ч).

Экспериментальная зависимость $\varkappa$ от Θ для пенобетона приведена на рис. II.9, *д*.

Процесс влагопроводности в толще материала описывается уравнением поля потенциала влажности. Оно может быть получено из рассмотрения баланса влаги для элементарного слоя материала на основе закона сохранения массы вещества в виде

$$\eta(\Theta, t)\,\rho \frac{\partial\Theta}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left[\varkappa(\Theta, t)\frac{\partial\Theta}{\partial x}\right], \qquad (II.56)$$

где ρ — плотность (объемная масса) абсолютно сухого материала, кг/м³.

Потенциал влажности зависит от температуры. Перемещение влаги, связанное с переносом тепла, в свою очередь изменяет температурное поле. Процессы тепло- и влагообмена в толще материала взаимосвязаны, поэтому в общем случае для расчета влажностного и теплового режимов требуется рассмотрение системы уравнений теплопроводности и влагопроводности. Такой расчет оказывается весьма сложным. Обычно температурное поле рассчитывают отдельно, при этом влажностный режим учитывают только при выборе тепловых характеристик процесса. При расчете влажностного режима температурное поле учитывается как заданное и при определении влажностных характеристик, и при расчете поля потенциала влажности.

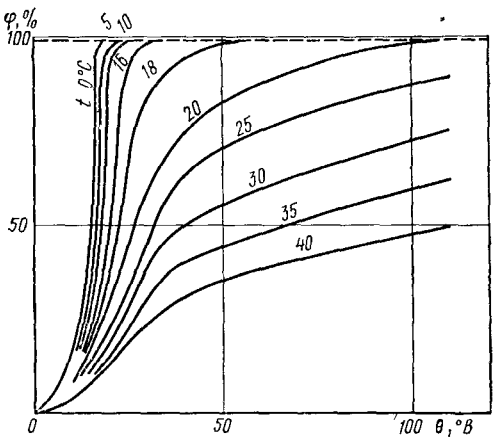


Рис. II.10. Зависимость относительной влажности воздуха от потенциала влажности при разных температурах

Для определения *влагообмена на поверхности* ограждения с воздухом возникает необходимость выразить состояние влажного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

воздуха при разных температурах в шкале потенциала влажности. Построение такой зависимости для воздуха полностью аналогично построениям для других влажных тел. Графическим перестроением можно получить искомую зависимость с помощью изотерм сорбции фильтровальной бумаги (кривых равновесных влажностей воздуха и фильтровальной бумаги) и шкалы потенциала влажности (см. рис. II.6). На рис. II.10 приведен график функции относительной влажности $\varphi_в$ и температуры $t_в$ воздуха от потенциала влажности Θ.

Граничное условие влагообмена поверхности с воздухом (условие III рода) можно записать в виде

$$\beta(\Theta|_{пов} - \Theta_в) = -\varkappa \left.\frac{\partial\Theta}{\partial x}\right|_{пов}, \qquad (II.57)$$

где $\Theta|_{пов}$ и $\left.\frac{\partial\Theta}{\partial x}\right|_{пов}$ — потенциал влажности и градиент потенциала влажности в материале на поверхности конструкции; $\Theta_в$ — потенциал влажности воздуха; β — коэффициент влагообмена, кг/(м² · ч · °В).

В многослойных конструкциях, по аналогии с теплопередачей (см. вариант Б, § II.2), на стыке между слоями материала должно быть задано условие (IV рода) в виде равенства потенциалов и потоков влаги:

$$\varkappa_1 \left.\frac{\partial\Theta_1}{\partial x}\right|_{пов} = \varkappa_2 \left.\frac{\partial\Theta_2}{\partial x}\right|_{пов}; \qquad (II.58)$$

$$\Theta_1|_{пов} = \Theta_2|_{пов},$$

где индексы «1» и «2» соответствуют слоям материала на стыке поверхностей (пов).

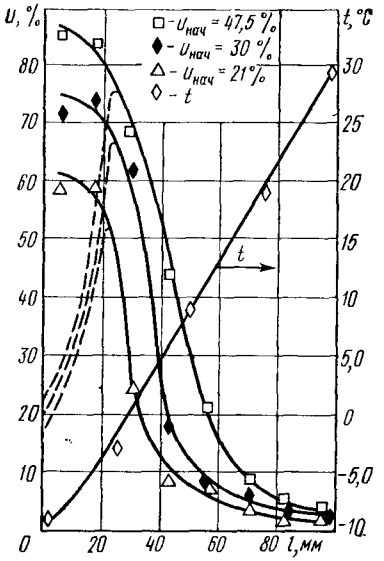


Рис. II.11. Распределение общего влагосодержания (—) содержания незамерзшей воды (— — —) и температуры по длине колонки из газобетона в состоянии неизотермического влажностного равновесия при низких температурах и различных начальных влагосодержаниях

В записи (II.58) особенно ярко проявляются преимущества рассмотрения процесса влагопередачи относительно потенциала влажности, которые состоят в возможности установить равновесное влажностное состояние материалов на стыке поверхностей во всем диапазоне влажности от нуля до полного насыщения и при любой температуре.

Для расчета влагопередачи ограждающих конструкций зданий на основе потенциала влажности, таким образом, необходимо иметь характеристики состояния и переноса влаги для разных строительных материалов и значения коэффициентов влагообмена на поверхностях огражде-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ния. Характеристиками состояния влаги в материалах являются: влагосодержание u, потенциал влажности Θ, относительный потенциал влажности φ_Θ, влагоемкость η и относительная влагоемкость $\eta_{\varphi\Theta}$. Для каждого материала достаточно получить из эксперимента только одну кривую его равновесных влагосодержаний с влагосодержанием фильтровальной бумаги $u(u_{ф.б})$. Сведений о $u(u_{ф.б})$ при наличии шкалы потенциала влажности $u_{ф.б}(\Theta, t)$ и относительного потенциала влажности $u_{ф.б}(\varphi_\Theta)$ достаточно для получения всех характеристик состояния влаги в материале при произвольных влажности и температуре. Характеристиками переноса влаги являются показатели влагопроводности $\varkappa$ строительных материалов, а также коэффициенты влагообмена β на поверхностях ограждений. Последние являются аналогами коэффициентов конвективного теплообмена и для их определения качественно справедливы установленные в § I.6 зависимости.

Разработан комплексный метод так называемой «разрезной неизотермической колонки», с помощью которого из одной серии опытов на одном образце могут быть достаточно быстро и точно определены все необходимые для расчета влажностные характеристики материала (см. рис. II.9). Этот метод состоит в определении и анализе переменного во времени влажностного поля в разрезанной на пластины колонке из исследуемого материала, которое возникает под влиянием перепада температур в термостатах, где между ними помещают колонку.

Все положения о потенциале влажности остаются справедливыми и в области отрицательных температур. В мерзлых материалах часть влаги превращается в лед, но между фазами воды сохраняется равенство потенциалов влажности. Количество незамерзшей воды в мерзлом влажном материале $u_{н.в}$ зависит от температуры и вида материала. Во влажном материале определенной отрицательной температуре соответствует приблизительно одинаковое количество незамерзшей

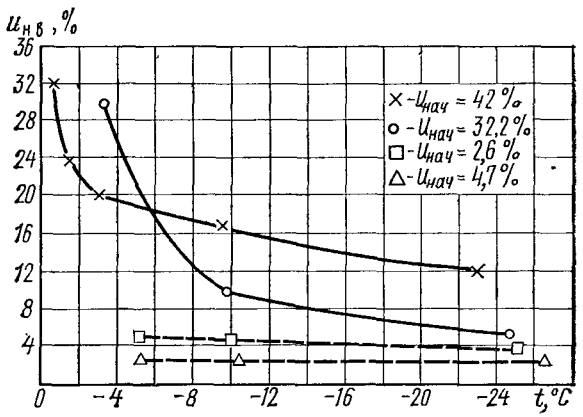


Рис. II.12. Кривые содержания незамерзшей влаги в газосиликате (————) и красном кирпиче (— — —) при разных отрицательных температурах (по данным Т. А. Литвиновой)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

воды [II.9, II.14]. В последнее время Т. А. Литвинова [II.7]. экспериментально показала (рис. II.12), что для строительных материалов $u_{н.в}$ несколько увеличивается с возрастанием начальной влажности. Это явление объясняется адсорбцией жидкой влаги на поверхности льда, образующегося в порах материала, и другими явлениями.

Особенности фазового равновесия и поведения влаги в мерзлом материале хорошо согласуются с состоянием влаги, объясняемым с позиций потенциала влажности [II.11].

В качестве примера на рис. II.11 приведены равновесные влагосодержания газобетона $\rho = 800$ кг/м^3, полученные способом разрезной неизотермической колонки, в диапазоне температур от —10 до +30°С. Сплошные кривые $u = f(l)$ по длине колонки выражают общее влагосодержание. Штриховые линии характеризуют распределение по длине колонки незамерзшей воды.

Постановка задачи о нестационарной влагопередаче, основанная на потенциале влажности, обладает рядом достоинств (возможность расчета многослойных конструкций в произвольном диапазоне влажности и температуры при сложных граничных условиях).

Однако в практике строительного проектирования и в нормативных методах в настоящее время используются теории диффузии пара в сорбирующей среде и влагопроводности. Для них в справочных пособиях имеются необходимые характеристики материалов и другие данные. Удается в определенной мере обходить известные недостатки этих теорий (ограниченность областей допустимого их применения). Разработаны расчетные приемы, которые дают удовлетворительное совпадение с наблюдениями и удобны в инженерной практике. Ниже дано краткое описание этих теорий.

§ II.6. ДИФФУЗИЯ ВОДЯНОГО ПАРА В СОРБИРУЮЩЕЙ СРЕДЕ

Теория диффузии пара в сорбирующей среде рассматривает [II.13] процессы влагопередачи только при гигроскопической влажности строительных материалов. Предполагается, что перемещение влаги происходит посредством диффузии под влиянием градиента упругости водяного пара во влажном воздухе, заполняющем поры материала. За потенциал влажности в этой теории принимают упругость водяных паров, предполагая, что сорбированная материалом влага прочно связана с ним и в жидком состоянии неподвижна.

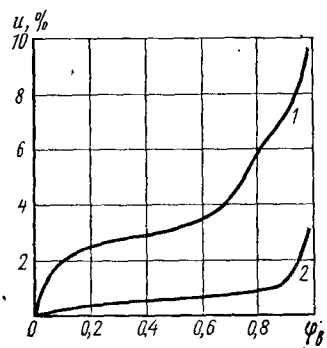


Рис. II.13. Изотермы сорбции пенобетона (*1*) и красного кирпича (*2*)

Поток влаги i; г/(м^2 · ч), в произвольном сечении материала принимают равным

$$i = -\mu \nabla e, \qquad (II.59)$$

где μ — коэффициент паропроницаемости кг/(м · ч · Па) [г/(м · мм рт. ст.)]; ∇e — градиент упругости водяных паров, Па/м (мм рт. ст./м).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Процесс паропроницания осложнен поглощением (сорбцией) влаги материалом при увеличении упругости водяных паров в порах материала и отдачей (десорбцией) влаги при уменьшении упругости. На рис. II.13 приведены изотермы сорбции для пенобетона и красного кирпича [II.7].

Предполагается, что изменение влажности материала происходит мгновенно следом за изменением упругости пара в его порах (равенство потенциалов пара и воды) и зависимость между ними полностью определяется соответствующими изотермами сорбции и десорбции.

С увеличением упругости водяного пара на величину Δe влажность материала увеличивается на Δu, т. е.

$$\Delta u = \xi e, \tag{II.60}$$

где Δu — изменение влажности в произвольном сечении материала, г/кг; ξ — удельная пароемкость материала, равная тангенсу угла наклона касательной к изотерме сорбции (или десорбции), построенной относительно упругости водяных паров, г/ (кг · Па) [г/(кг · мм рт. ст.)]; Δe — изменение парциального давления водяного пара в этом сечении, Па (мм рт. ст.).

Уравнения (II.59) и (II.60) полностью аналогичны основным двум закономерностям процесса теплопроводности (II.1) и (II.4), и дифференциальное уравнение диффузии пара в сорбирующей среде имеет вид

$$\xi\rho \frac{\partial e}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial e}{\partial x}\right). \tag{II.61}$$

Удельная пароемкость значительно зависит от изменений температуры и влажности, что затрудняет решение уравнения аналитическими методами. Поэтому для получения численных решений обычно используют расчетные приемы, основанные на применении конечных разностей (численный метод, метод аналогии, расчеты на ЭВМ). Обычно при расчете условно принимают стационарное распределение температуры. Решая уравнение (II.61), определяют значения упругости водяного пара в различных сечениях конструкции на некоторые моменты времени и, пользуясь изотермами сорбции (десорбции), переводят их в соответствующие равновесные влажности.

В процессе расчета может оказаться, что к некоторому моменту времени в отдельных сечениях ограждения упругость водяного пара достигает значений, соответствующих максимальным при температуре в этих сечениях. Это определяет начало выпадения конденсата. Расчетом по уравнению (II.61) можно установить количество выпадающего конденсата в предположении, что жидкая влага остается неподвижной. Для расчета перемещения влаги при сверхгигроскопической влажности обычно пользуются уравнениями теории влагопроводности.

§ II.7. ВЛАГОПРОВОДНОСТЬ

В теории влагопроводности [II.8] в качестве потенциала влажности принимают влагосодержание материала. В общем случае в изотермических условиях считают, что поток влаги i, кг/(м² · ч), при любом

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

соотношении между парообразным и жидкостным перемещениями пропорционален градиенту влагосодержания ∇u, кг влаги на 1 кг сухого материала, т. е.

$$i_u = -k\rho\nabla u, \tag{II.62}$$

где k — коэффициент проводимости влаги в материале, м²/ч; ρ — объемная масса абсолютно сухого материала, кг/м³.

В неизотермических условиях во влажном материале предполагают поток влаги i_t, вызванный градиентом температуры. Это явление называют термовлагопроводностью. Поток влаги i_t пропорционален градиенту температуры и равен

$$i_t = -k\rho_0\delta\nabla t. \tag{II.63}$$

Из уравнений (II.62) и (II.63) следует, что в сечении, где поток i_u равен и противоположен по знаку потоку i_t, коэффициент термовлагопроводности δ определится зависимостью

$$\delta = \frac{\nabla u}{\nabla t}. \tag{II.64}$$

Дифференциальное уравнение термовлагопроводности имеет вид

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(k\delta\frac{\partial t}{\partial x}\right). \tag{II.65}$$

Область применения уравнения (II.65) ограничена однородными однослойными конструкциями и потому уравнение (II.65) сравнительно редко используется для расчета влажностного режима строительных конструкций. Им пользуются только для расчета перемещения жидкой влаги при сверхгигроскопической влажности. Температурный градиент в конструкциях обычно небольшой, поэтому уравнение влажностного поля при сверхгигроскопической влажности принимают в виде

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial u}{\partial x}\right). \tag{II.66}$$

Влияние температуры на интенсивность перемещения влаги учитывают, принимая численные значения коэффициента k в зависимости не только от влажности материала, но и от температуры. Расчеты по этому уравнению обычно проводят [10] так же, как и при решении уравнения (II.61), методами, основанными на применении конечных разностей.

§ II.8. РАСЧЕТ ВЛАГОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЕ НА ОСНОВЕ ПОТЕНЦИАЛА ВЛАЖНОСТИ

В настоящее время имеется ряд методов расчета влагопередачи через ограждение, основанных на теории диффузии пара и влагопроводности. Однако они имеют недостатки, отмеченные в § II.6 и II.7, которые затрудняют их использование для расчета многослойных

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

конструкций при сверхсорбционной влажности в области положительной и отрицательной температуры при сложных граничных условиях. Использование потенциала влажности позволяет производить расчет влажностного режима ограждений во всех этих случаях как в стационарных, так и в нестационарных условиях влагопередачи.

Стационарная влагопередача. Сложность расчета влагопередачи состоит в нелинейности основных уравнений. Так, в условиях стационарной влагопередачи расчет затруднен существенной зависимостью влагопроводности материала $\varkappa$ от потенциала влажности. В силу этого при проведении расчета удобно воспользоваться способом последовательного приближения.

Сечение ограждения делится на элементарные слои δ_i. В многослойных ограждениях границы элементарных слоев должны совпадать с границами материальных слоев в ограждении.

Задаются приближенным, например линейным, распределением потенциала влажности по сечению ограждения. В пределах каждого слоя значение влагопроводности $\varkappa_i$ принимается постоянным, соответствующим потенциалу влажности слоя Θ_i. Исходя из принятых значений $\varkappa_i$ определяются общее сопротивление влагопередаче ограждения

$$R_{\Theta,\,0} = \sum \frac{\delta_i}{\varkappa_i} \qquad \text{(II.67)}$$

(сопротивления влагообмена на поверхностях ограждения обычно пренебрежимо малы) и соответствующая ему величина потока влаги

$$i = \frac{(\Theta_в - \Theta_н)}{R_{\Theta,\,0}}. \qquad \text{(II.68)}$$

После этого расчет ведут «змейкой» от слоя к слою, начиная с первого слоя, граничащего с внутренней поверхностью. Приняв $\varkappa_1$ этого слоя по потенциалу влажности внутренней поверхности ограждения (в общем случае по Θ и t поверхности, когда $\varkappa$ является функцией Θ и t), вычисляют значение Θ_2 на противоположной границе слоя, на границе со вторым слоем

$$\Theta_2 = \Theta_1 - i\frac{\delta_1}{\varkappa_1}. \qquad \text{(II.69)}$$

Полученное значение Θ_2 на границе между первым и вторым блоками является исходным для определения $\varkappa_2$ в пределах второго слоя. Расчет продолжают до последнего элементарного слоя k на границе с наружной поверхностью ограждения. Полученное для наружной поверхности значение Θ_k может отличаться от заданного в расчете значения $\Theta_н$. В этом случае в предварительно принятую величину потока влаги i вводится поправка и расчет повторяется до тех пор, пока вычисленное значение Θ_k не будет достаточно близко к $\Theta_н$. Необходимой точности расчета этим способом удается достичь с одной-двух попыток.

Пример II.1. Построить стационарное поле влагосодержания материалов в ограждающей конструкции из красного кирпича толщиной 0,25 м, утеплен-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ной изнутри слоем пенобетона толщиной 0,2 м. Район строительства — Москва; $t_н = -9{,}4°$ С. Потенциал влажности наружного климата в зимний период $\Theta_н = 9{,}1°$ В. Условия в помещении: $t_в = 20°$ С, $\varphi_в = 45\%$, $\Theta_в = 20{,}5°$ В. Характеристики материалов $\rho_к = 1700$ кг/м³, $\rho_{пб} = 680$ кг/м³, $\lambda_к = 0{,}812$ Вт/(м·°С); $\lambda_{пб} = 0{,}255$ Вт/(м·°С).

Решение. Рассчитываем стационарное температурное поле (см. гл. III) в ограждении, разбив его на элементарные слои, делением слоя кирпича и пенобетона пополам.

Общее термическое сопротивление ограждения

$$R_0 = R_в + R_{п.б} + R_{кк} + R_н = 0{,}115 + 0{,}2/0{,}255 + $$

$$+ 0{,}25/0{,}812 + 0{,}04 = 1{,}25 \text{ м}^2 \cdot °\text{С/Вт}.$$

Распределение температуры по сечению ограждения, °С:

$$\tau_в = 20 - \frac{0{,}115\,(20 + 9 \cdot 4)}{1{,}25} = 17{,}3;$$

$$t_{x=0,1} = 20 - \frac{(0{,}115 + 0{,}1/0{,}255)\,(20 + 9{,}4)}{1{,}25} = 8{,}0;$$

$$t_{x=0,2} = 20 - \frac{(0{,}115 + 0{,}2/0{,}255)\,(20 + 9{,}4)}{1{,}25} = -1{,}2;$$

$$t_{x=0,325} = 20 - \frac{(0{,}115 + 0{,}2/0{,}255 + 0{,}125/0{,}812)\,(20 + 9{,}4)}{1{,}25} = -4{,}8;$$

$$\tau_н = 20 - \frac{(0{,}115 + 0{,}2/0{,}255 + 0{,}25/0{,}812)\,(20 + 9{,}4)}{1{,}25} = -8{,}4.$$

Наносим температурное поле на разрез ограждающей конструкции (рис. II.14, *а*).

Расчет поля потенциала влажности. Оставляем принятую разбивку пенобетона и кирпича на слои. Определяем коэффициенты влагопроводности и температуры на границах блоков. Задаемся по данным расчета ориентировочной величиной потока влаги $i = 0{,}0002$ кг/(м²·ч).

Слой 1. Со стороны помещения на поверхности слоя 1 $\Theta = 20{,}5°$ В; $t = 17{,}3°$ С; по рис. II.14, *г* $\varkappa = 1{,}9 \cdot 10^{-5}$

$$\Theta_{x=0,1} = \Theta_{x=0} - i\,\frac{\delta_1}{\varkappa_1} = 20{,}5 - 0{,}0002 \cdot 0{,}1/1{,}9 \cdot 10^{-5} = 19{,}4 \text{ °В}.$$

Слой 2. По $\Theta = 19{,}4°$ В и $t = 8{,}0°$ С определяем $\varkappa = 1{,}2 \cdot 10^{-5}$

$$\Theta_{x=0,2} = 19{,}4 - 0{,}0002 \cdot 0{,}1/1{,}2 \cdot 10^{-5} = 17{,}7 \text{ °В}.$$

Слой 3. По $\Theta = 17{,}7°$ В и $t = -1{,}2°$ С; $\varkappa = 0{,}65 \cdot 10^{-5}$

$$\Theta_{x=0,325} = 17{,}7 - 0{,}0002 \cdot 0{,}125/0{,}65 \cdot 10^{-5} = 17{,}7 - 3{,}8 = 13{,}9 \text{ °В}.$$

Слой 4. По $\Theta = 13{,}9°$ В и $t = -4{,}8°$ С; $\varkappa = 0{,}5 \cdot 10^{-5}$

$$\Theta_{x=0,45} = 13{,}9 - 0{,}0002 \cdot 0{,}125/0{,}5 \cdot 10^{-5} = 13{,}9 - 5 = 8{,}9 \text{ °С}.$$

Распределение Θ по сечению ограждения показано на рис. II.14, *а*.

По условиям задачи потенциал влажности снаружи $\Theta_н = 9{,}1°$ В, что близко к полученному. При необходимости уточнения значения $\Theta_{x=0,45}$ и приближения его к заданному $\Theta_н$ расчет следует повторить, увеличив (в данном случае) несколько принимаемое значение потока влаги i.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По известным температурному полю и полю потенциала влажности (рис. II.14, *а*), применяя рис. II.6 и II.7, находим значения φ_Θ в отдельных сечениях ограждения (рис. II.14, *а*). По полученным величинам φ_{Θ_i} с помощью зависимостей графика на рис. II.14, *в* определяем влагосодержание материалов в каждом сечении ограждения (рис. II.14, *б*).

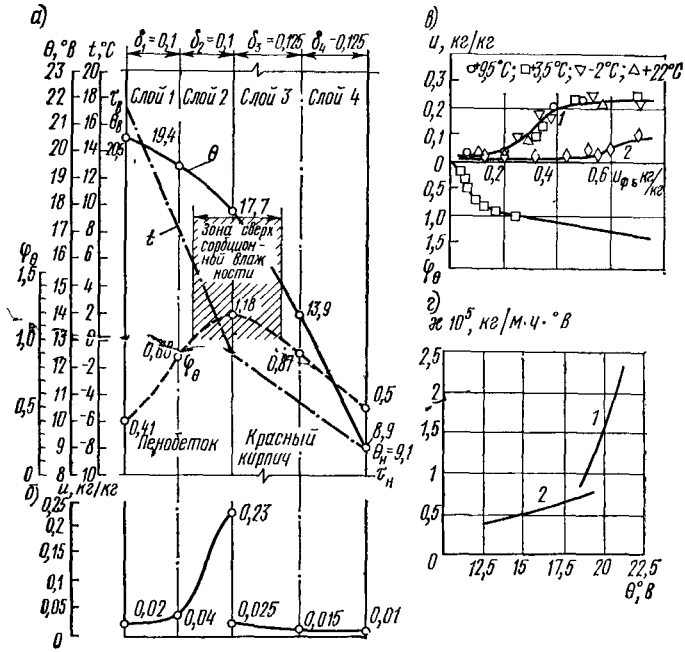


Рис. II.14. К примеру II.1 расчета стационарной влагопередачи через конструкцию:

а — построение распределения температуры *t*, потенциала влажности Θ и относительного потенциала влажности φ_Θ; *б* — построение распределения влагосодержания материалов; *в* — кривые зависимости равновесной влажности пенобетона (п.б.) и красного кирпича (к.к.) от влажности фильтровальной бумаги и относительного потенциала влажности; *г* — принятая зависимость влагопроводности от потенциала влажности для пенобетона (*1*) и кирпича (*2*)

Нестационарная влагопередача. Для наружных ограждений зданий характерными являются два режима нестационарной влагопередачи. Один — переходный влажностный процесс от одного стационарного состояния к другому при изменении потенциала влажности на одной поверхности. Он типичен при переходе от теплого к холодному периоду года и наоборот. Это связано со стабильностью потенциала наружного климата [II.3] $\Theta_н$ (см. § II.9) в теплый и холодный периоды и их большой продолжительностью (см. рис. II.17). Второй — также переходный процесс вхождения ограждения с высокой начальной влажностью в равновесное влажностное состояние с окружающими внутренней и наружной средами в условиях регулярной эксплуатации здания.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Переходный влажностный процесс при изменении потенциала влажности на одной поверхности. Потенциал влажности на внутренней поверхности ограждения считаем неизменным и равным среднегодовому значению для условий в помещении $\Theta_в$. Потенциал влажности на наружной поверхности изменяется от среднего значения потенциала наружного климата $\Theta_{н,л}$ для теплого периода года до среднего значения $\Theta_{н,з}$ для холодного периода. Таким образом, расчет сводим к рассмотрению переходного процесса от одного стационарного состояния к другому под влиянием изменения условий на одной из поверхностей. Воспользуемся решением для аналогичной задачи теплопередачи, которая рассмотрена в § IV. 2 и приведена на рис. IV.8. Особенность влагопередачи по сравнению с теплопередачей состоит в существенной изменчивости свойств влагопроводности и влагоемкости материалов с изменением потенциала влажности. Поэтому, применяя указанное выше решение, воспользуемся приемом разбивки рассматриваемой области процесса на пространственно-временные блоки. Пространство сечения ограждения разбиваем на элементарные блоки Δx_i, а развитие процесса во времени — на расчетные интервалы времени Δz_j. В пределах каждого пространственно-временно́го интервала свойства влагопроводности и влагоемкости материала считаем неизменными и соотетствующими начальным значениям (для этого интервала и блока) потенциала влажности Θ_{ij} и температуры t_{ij}.

Расчет на каждом временно́м интервале Δz_j производим в несколько этапов. На первом этапе все сечение ограждения приводим к однородному по значению $\varkappa_{1,1}/(\eta\rho)_{11}$ первого (к наружной поверхности) элементарного блока в первый расчетный интервал времени. Для этого вычисляем приведенные толщины $\Delta x_{i,1}$ всех остальных элементарных блоков из условия равенства критериев Фурье при одинаковом расчетном интервале времени:

$$\mathrm{Fo}_{j,\,1} = \mathrm{Fo}_{1,1}; \quad \frac{\varkappa_{1,1}\,\Delta z_1}{(\rho\eta)_{1,1}\,\Delta x_1^2} = \frac{\varkappa_{i,\,1}\,\Delta z_1}{(\eta\rho)_{i,\,1}\Delta x_{i,\,1}^2}, \qquad \text{(II.70)}$$

откуда приведенные толщины слоев равны

$$\Delta x_{i,\,1} = \sqrt{\frac{\varkappa_{i,\,1}\,(\eta\rho)_{1,1}}{\varkappa_{1,1}\,(\eta\rho)_{i,\,1}}}\,\Delta x_1. \qquad \text{(II.71)}$$

В уравнениях (II.70), (II.71) и далее подстрочные индексы у Fo, $\varkappa$, $(\eta\rho)$ и Δx нужно читать, например, так: $\mathrm{Fo}_{i,1}$ — критерий Фурье для i-го элементарного блока, приведенный к Fo для первого блока в первый расчетный интервал времени; $\varkappa_{i,1}$ — влагопроводность слоя i, соответствующая потенциалу влажности этого блока $\Theta_{i,1}$ в начале первого расчетного интервала времени.

Приведенную толщину ограждения для первого интервала времени определяем как сумму толщин всех элементарных блоков

$$l_1 = \Delta x_1 + \sum \Delta x_{i,\,1}. \qquad \text{(II.72)}$$

Значение Fo_1 для всего ограждения, соответствующее первому расчетному интервалу времени, равно

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\mathrm{Fo}_1 = \frac{\varkappa_{1,1}\,\Delta z_1}{(\eta\rho)_{1,1}\,l_1^2}. \qquad (\mathrm{II}.73)$$

Далее по графику (см. рис. IV.8 по шкале θ) определяем распределение относительного избыточного потенциала влажности

$$\theta = \frac{\Theta_{1,1} - \Theta_{1,0}}{\Theta_н - \Theta_в}$$

в пределах первого элементарного слоя $\Delta x_1/l_1$, спустя Δz_1 (Fo_1). На втором этапе расчета ограждение приводим к однородному относительно $\mathrm{Fo}_{2,1}$ по $\varkappa_{2,1}/(\eta\rho)_{2,1}$ второго слоя, и т. д. для третьего, i-го и, наконец, последнего элементарных слоев. Таким образом получим распределение потенциала влажности во всем сечении ограждения в конце первого Δz_1 интервала времени. Затем также в несколько этапов (по числу элементарных слоев) проводим расчет для второго интервала времени Δz_2. Показатели $\varkappa_{2,i}$ и $(\eta\rho)_{2,i}$ при этом принимаем с учетом полученных значений $\Theta_{1,i}$ в слоях в конце первого интервала времени. Расчет продолжаем таким образом для третьего, четвертого, j-го интервалов времени и т. д. до стабилизации процесса. Поле влажности строится по полю $\Theta(x, z)$ и известным зависимостям $u(\Theta, t)$ для материалов ограждения.

В инженерной практике расчет влажностного режима часто может быть приближенным. В этом случае отпадает необходимость в разбивке на большое число слоев и интервалов времени и расчет значительно упрощается. При прикидочном расчете вообще отпадает необходимость в разбивке и учете изменчивости характеристик материалов и тогда он оказывается таким же простым, как и для температурного поля (см. § IV.2), с той лишь разницей, что необходимо правильно выбрать осредненные (по сечению ограждения и во времени) значения влагопроводности и влагоемкости материала.

Аналогичным образом можно провести расчет влажностного режима многослойного ограждения. Разбивку на элементарные слои в этом случае лучше проводить так, чтобы в пределах каждого материального слоя располагалось кратное число элементарных слоев. В остальном расчет будет соответствовать описанному.

Переходный влажностный процесс при двусторонней сушке. Ограждения устанавливают при монтаже здания обычно с высокой начальной влажностью u_0, Θ_0. Потенциалы влажности на поверхностях после начала эксплуатации здания соответствуют среднегодовым значениям $\Theta_в$ и $\Theta_н$. В результате возникает необходимость рассчитать переходный процесс высушивания ограждения под влиянием заданных, постоянных во времени условий на его обеих поверхностях.

В данном случае можно применнть метод суперпозиции (наложения частных решений) и использовать решение, принятое в предыдущем разделе. Для этого расчет производят в такой последовательности. Рассматривают две частные задачи. В первой частной задаче принимают потенциал влажности на наружной поверхности ограждения неизменным и равным начальному $\Theta'_н = \Theta_0$ и рассчитывают перемен-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ное поле потенциала влажности под влиянием изменения условий только на внутренней поверхности $\Theta_в$. Во второй частной задаче, наоборот, считают, что условия неизменны на внутренней поверхности $\Theta_в = \Theta_0$ и измененне поля потенциала влажности происходит только под влиянием изменившихся условий на наружной поверхности $\Theta_н$. Методика решения первой и второй частной задач соответствует рассмотренной в предыдущем разделе. Определенные двумя частными решениями поля складывают и получают искомое поле потенциала влажности в сечении ограждения.

При расчете высушивания ограждения в начале эксплуатации здания достаточно определить изменение его средней по сечению влажности во времени. Для этого можно воспользоваться приближенным аналитическим решением [III.7] в виде

$$\theta = \frac{\overline{\Theta}_z - \Theta_\infty}{\overline{\Theta}_0 - \overline{\Theta}_\infty} = \frac{8}{\pi^2} \exp\left(-\frac{\pi^2}{4} \mathrm{Fo}\right), \qquad (II.74)$$

где θ — относительное избыточное значение среднего по сечению потенциала влажности Θ_z материала в ограждении; Fo — критерий Фурье, определенный для осредненного по сечению ограждения и во времени значения $\left(\frac{\overline{\lambda}}{\gamma \rho_0}\right)$, м²/ч; $\overline{\Theta}_0$, $\overline{\Theta}_\infty$ — средние по сечению потенциалы влажности материала в ограждении соответственно в начальный момент времени при Fo $= 0$ и в установившемся равновесном состоянии в конце процесса, когда Fo $\to \infty$. В последнем случае

$$\overline{\Theta}_\infty = \frac{\Theta_в + \Theta_н}{2}. \qquad (II.75)$$

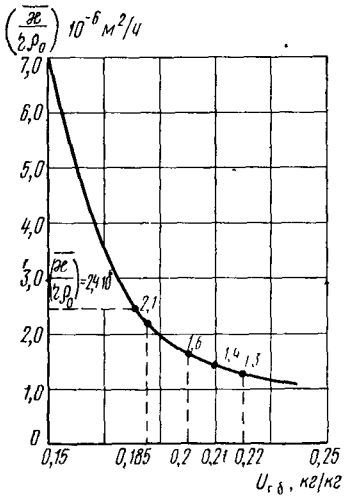


Рис. II.15. Теплофизические свойства газобетона к примеру расчета II.2

При малых интервалах времени, для которых Fo $< 0{,}1$, решение (II.74) можно упростить

$$\theta = 1 - 2\sqrt{\frac{\mathrm{Fo}}{\pi}}. \qquad (II.76)$$

Форма записи решения в виде (II.76) удобна для постадийного расчета, при котором можно учесть изменение осредненного значения отношения $\left(\frac{\lambda}{\gamma\rho_0}\right)$ по мере изменения потенциала влажности материала $\overline{\Theta}_z$ во времени.

Пример II.2. В качестве примера рассчитаем режим высыхания (вхождения в равновесное состояние с окружающими средами) конструкции покрытия из газобетона объемной массой $\rho = 700$ кг/м³ и толщиной $l = 24$ см. Приведем выборочно необходимые сведения для расчета: средние в течение года условия в помещении $t_в = 22°$ С; $\varphi_в = 70\%$;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

режим помещения влажный. Географический район — Москва, $t_{н\ ср.год} = 4{,}8°C$, нормальная влажностная зона строительства $\varphi_{\Theta_н} = 2{,}0$.

Данные о зависимости $\varkappa/\eta\rho_0$ от влагосодержания газобетона приведены на рис. II.15. Начальная влажность газобетона в плите равна $u_{г.б} = 0{,}22$ кг/кг.

Решение. Вариант А. Вначале проводим расчет, принимая осредненное значение теплофизических характеристик во всем диапазоне высушивания ограждения. Условия со стороны помещения для $t_в = 22°$ С и $\varphi_в = 70\%$ по рис. II.10 $\Theta_в = 43{,}0°$ В.

Внешние условия при $\psi_{\Theta_н} = 2{,}0$ по табл. II.1 $u_{ф.б} = 1{,}38$ кг/кг, с учетом $t_н = 4{,}8°$ С по рис. II.6 $\Theta_н = 31°$ В. В равновесном состоянии $\overline{\Theta}_\infty$ будет равно

$$\overline{\Theta}_\infty = (\Theta_в + \Theta_н)/2 = (43 + 31)/2 = 37\ °В$$

и температура ограждения

$$t_\infty = (t_в + t_н)/2 = (22 + 4{,}8)/2 = 13{,}4\ °С.$$

При $\overline{\Theta}_\infty = 37°$ В и $t_\infty = 13{,}4°$ С по рис. II.6 $u_{ф.б} = 0{,}80$ кг/кг и по табл. II.1 $u_{г.б\,\infty} = 0{,}15$ кг/кг. Следовательно, возможное изменение средней влажности покрытия от 0,22 до 0,15 кг/кг. По рис. II.15 для этого диапазона влажностей среднее значение $(\varkappa/\eta\rho_0) = 2{,}4 \cdot 10^{-6}$ м²/ч. Начальный потенциал влажности при $\overline{t}_\infty = 13{,}4°$ С и $u_{г.б\,\infty} = 0{,}22$ кг/кг по табл. II.1 и рис. II.6 равен $\Theta_0 = 108°$ В. Определяем изменение θ во времени по формуле (II.74). спустя 30 сут = 720 ч

$$Fo = \frac{(\varkappa/\rho_0\eta)\,z}{l^2} = \frac{2{,}4 \cdot 10^{-6} \cdot 720}{0{,}24^2} = 3{,}0 \cdot 10^{-2};$$

$$\theta = \frac{8}{\pi^2} \exp\left(-\frac{\pi^2}{4} Fo\right) = \frac{8}{\pi^2} \exp\left(-\frac{\pi^2}{4} 3{,}0 \cdot 10^{-2}\right) = 0{,}753,$$

$$\overline{\Theta}_z = \theta\ (\overline{\Theta}_0 - \overline{\Theta}_\infty) + \overline{\Theta}_\infty = 0{,}753\,(108 - 37) + 37 = 90{,}48\ °В$$

и т. д. спустя 60, 90, 120 сут до равновесного влажностного состояния, которое наступит приблизительно при $Fo \cong 1{,}5$ (отклонение около 1%), в данном случае через

$$z = \frac{Fo\, l^2}{(\varkappa/\eta\rho_0)} = \frac{1{,}5\,(0{,}24)^2}{2{,}4 \cdot 10^{-6}} = 28{,}8 \cdot 10^3\ ч,\ или\ 1200\ сут.$$

Данные полного расчета сводим в табл. II.2, вариант А.

Таблица II.2

Данные расчета к примеру II.2

Время, ч	Вариант А			Вариант Б		
	$\frac{\varkappa}{\eta\rho_0} 10^6$, м²/ч	θ, °В	u, кг/кг	$\frac{\varkappa}{\eta\rho_0} 10^6$	θ, °В	u, кг/кг
720	2,4	90,5	0,192	1,3	97,8	0,21
1440	2,4	86,7	0,183	1,4	92,0	0,2
2160	2,4	83,7	0,181	1,6	88,4	0,185
2880	2,4	79,8	0,177	2,1	82,0	0,18

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Вариант Б. Проведем постадийный расчет с учетом изменения теплофизических характеристик материала в процессе высыхания ограждения. При этом теплофизические характеристики материала для каждого нового расчетного интервала будем принимать по средней влажности газобетона в конце предыдущего расчетного интервала. Расчетные интервалы времени $\Delta z = 30$ сут $= 720$ ч. Первый расчетный интервал. Определяем по рис. II.15 для $u_{г.б} = 0{,}22$ $(\varkappa/\eta\rho_0) = 1{,}3 \cdot 10^{-6}$ и $\mathrm{Fo} = \dfrac{1{,}3 \cdot 10^{-6} \cdot 720}{0{,}24^2} = 1{,}62 \cdot 10^{-2}$.

Определяем θ по формуле (II.76), так как $\mathrm{Fo} < 0{,}1$. Имеем

$$\theta = 1 - 2\sqrt{\frac{\mathrm{Fo}}{\pi}} = 1 - 2\sqrt{\frac{1{,}62 \cdot 10^{-2}}{\pi}} = 0{,}856;$$

$$\overline{\theta}_z = \theta\left(\overline{\theta}_0 - \overline{\theta}_\infty\right) + \overline{\theta}_\infty = 0{,}856\,(108 - 37) + 37 = 97{,}8\,^\circ\mathrm{B}.$$

По рис. II.6 для $\Theta = 97{,}8$, $t_\infty = 13{,}4$ определяем $u_{ф\,б}$, которому по рис. II.7 соответствует $\varphi_\Theta = 1{,}8$. Далее по табл. II.1 $u_{г.б,\,\Delta z_1} = 0{,}21$ кг/кг. По этому значению $u_{г\,б,\,\Delta z_1}$ определяем теплофизические характеристики газобетона для второго расчетного интервала и т. д. производим расчет для последующих интервалов, данные которого заносим в табл. II.2, вариант Б.

§ II.9. УЧЕТ ВЛАЖНОСТНОГО РЕЖИМА ПРИ РАСЧЕТЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ

Влажностное состояние ограждения может быть условно разделено на эксплуатационное, соответствующее основному периоду продолжительной и регулярной эксплуатации зданий, и начальное, соответствующее первым годам после заселения здания (рис. II.16).

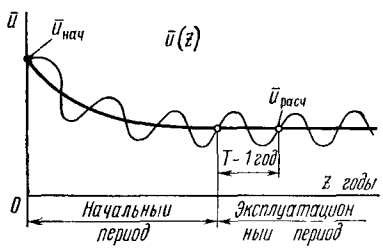


Рис. II.16. Схема изменения средней влажности материалов в ограждении с начала эксплуатации здания

Эксплуатационное влажностное состояние ограждения наступает, когда влагосодержание материалов приближается к некоторому стабильному состоянию, равновесному относительно воздействующих на ограждение внутренней и наружной сред. Влагосодержание в этот период циклически изменяется в течение года, возрастая к концу зимы и снижаясь к концу лета. В середине зимы (декабрь — январь) значения влажности близки к средним за год. Теплотехнический расчет ограждений и подсчет теплопотерь помещениями производится для этого периода, поэтому выбор теплофизических характеристик материалов конструкций должен проводиться, исходя из данных о среднегодовой влажности материалов в ограждении.

Наиболее полно влажностное состояние может быть описано с помощью потенциала влажности Θ и относительного потенциала φ_Θ. Пользуясь Θ и φ_Θ, можно оценить влажностное состояние внутренней среды помещения, материалов в конструкции ограждения и ком-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

плексное влажностное воздействие на ограждение наружной среды. Материал, подвергаясь тепловлажностному воздействию окружающей среды, приобретает некоторую равновесную этой среде влажность; она соответствует определенным значениям Θ, t и φ_Θ.

Следовательно, влажностное воздействие среды любой сложности может быть определено по равновесной влажности, которую приобретает в этих условиях материал, и измерено с помощью Θ и φ_Θ В условиях стационарной влагопередачи ограждение имеет некоторое равновесное совместному действию внутренней и наружной сред влажностное состояние. В однослойном ограждении, если принять коэффициент влагопроводности материала неизменным и коэффициенты влагообмена на поверхностях одинаковыми, то среднее значение потенциала влажности толщи ограждения $\Theta_т$ равно

$$\Theta_т = (\Theta_в + \Theta_н)/2, \qquad (II.77)$$

где $\Theta_в$ и $\Theta_н$— потенциалы влажности соответственно внутренней и наружной сред.

Для расчета средних за годовой период условий достаточно рассмотрение стационарной влагопередачи Эксплуатационная влажность материалов ограждений, необходимая для расчета, равна среднегодовому значению в условиях установившихся периодических изменений воздействий окружающих сред. Зависимость (II.77) можно использовать для определения наиболее сложной характеристики — среднегодового значения потенциала $\Theta_н$ наружной среды

$$\Theta_н = 2\Theta_т - \Theta_в. \qquad (II 78)$$

Комплексное тепловлажностное воздействие наружного климата на ограждение, которое названо и определено как потенциал влажности наружного климата $\Theta_н$, определяется следующими параметрами климата: температурой $t_н$ и влажностью воздуха $\varphi_н$, интенсивностью и продолжительностью осадков $i_н$, направлением и скоростью ветра $v_н$, интенсивностью и продолжительностью солнечной радиации q. В настоящее время делаются попытки [II.3] найти зависимость

$$\Theta_н = f(t_н,\ \varphi_н,\ i_н,\ v_н,\ q). \qquad (II.79)$$

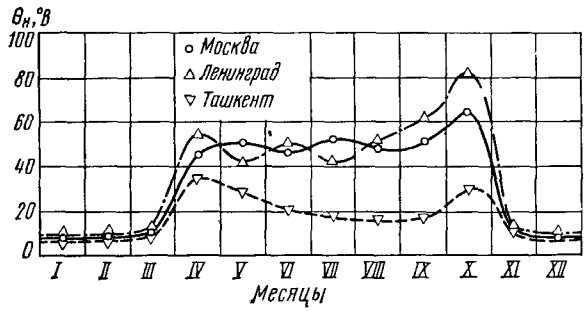


Рис. II.17 Годовой ход потенциала влажности наружного климата $\Theta_н$, полученный расчетом по данным метеорологических наблюдений

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

На рис. II.17 приведены результаты подобных расчетов для Москвы, Ленинграда, Ташкента. Но такие методы расчета еще недостаточно опробированы, поэтому необходимые для расчета ограждений среднегодовые значения $\Theta_н$ в настоящее время наиболее надежно могут быть определены с помощью зависимости (II.77) по данным наблюдений за $\Theta_т$.

Величину $\Theta_в$ в (II.77) для помещений общего значения достаточно точно можно принять равной среднему за год значению потенциала влажности внутреннего воздуха (см. рис. II.10).

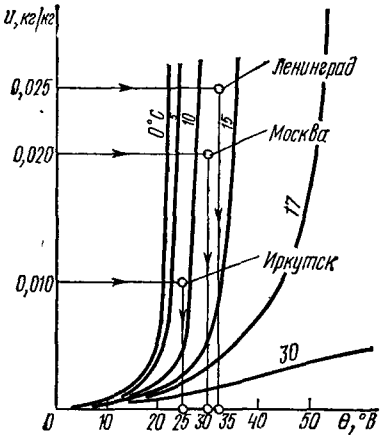


Рис. II.18. Зависимость $u(\Theta, t)$ для красного кирпича с нанесенными на нее значениями многолетних, среднегодовых влажностей кирпичных стен

Для многих географических пунктов имеются данные натурных наблюдений за влажностью однослойных кирпичных и шлакобетонных стен зданий, эксплуатируемых длительное время. Потенциал $\Theta_т$ в (II.77) можно определить по этим данным с помощью зависимости $u(\Theta, t)$, зная среднегодовые значения температуры и влажности материала толщи ограждения.

Воспользуемся предложенным В. М. Ильинским [4] делением территории Советского Союза на характерные влажностно-климатические зоны. Карта трех основных влажностных зон приведена в нормах. Для каждой зоны характерен один общий для всей зоны уровень влажностного воздействия. Он может быть определен для всей территории зоны по отдельному географическому пункту, расположенному в этой зоне. Примем в качестве таких опорных пунктов Ленинград, Москву и Иркутск. Для этих городов в работе Б. Ф. Васильева [3] приведены среднегодовые влажности кирпичных стен для зданий, длительное время находившихся в эксплуатации. На рис. II.18 показана зависимость $u(\Theta, t)$ для красного кирпича, с помощью которой, зная среднегодовые значения влажности u_t и температуры $t_т$ кирпичных стен зданий, можно найти $\Theta_т$. В табл. II.3 приведены данные, по которым были рассчитаны $\Theta_в$, $\Theta_т$ и $\Theta_н$.

К зонам с одинаковым увлажнением ограждений относятся районы с резко отличными температурными условиями. В связи с этим потенциал влажности $\Theta_н$ заметно изменяется внутри зоны. Учитывая это обстоятельство, для оценки уровня воздействия на ограждения климата отдельных влажностных зон удобно воспользоваться шкалой относительного потенциала влажности. Если измерить уровень влажностного воздействия в шкале φ_Θ для отдельного географического пункта, расположенного в определенной влажностной зоне, то это значение $\varphi_{\Theta,н}$ можно распространить на всю зону. В табл. II.3 приведены

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

величины $\varphi_{\Theta,н}$ трех влажностно-климатических зон и использованные для этого данные о $\Theta_н$ и $t_н$ в Ленинграде, Москве и Иркутске.

Таблица II.3

Относительный потенциал влажности наружной среды различных влажностных зон

Город	Влажностная зона по СНиПу	Характеристики тепловлажностного состояния								
		внутреннего микроклимата			толщи ограждения			наружного климата		
		$t_в$	$\varphi_в$	$\theta_в$	$t_т$	$u_т$	$\theta_т$	$t^{ср}_{год}$	$\theta_н$	$\varphi_{\theta,н}$
Ленинград	Влажная	18,7	59,1	29,0	11,5	0,025	32,0	4,2	35,0	2,1
Москва	Нормальная	18,8	59,1	30,0	11,2	0,020	30,0	3,6	30,0	2,0
Иркутск	Сухая	18,7	59,0	29,0	8,8	0,010	25,0	—1,2	21,0	1,5

Относительный потенциал $\varphi_{\Theta,н}$ влажностного воздействия на ограждение наружного климата является сложным показателем. Он учитывает среднее за год суммарное действие на ограждение не только температуры и влажности наружного воздуха, но всех характеристик наружной среды, влияющих на влажностное состояние ограждений. Потенциал влажности $\Theta_н$ для любого района внутри зоны можно вычислить по $\varphi_{\Theta,н}$ и среднегодовой температуре наружного воздуха в данном районе, пользуясь зависимостями $\varphi_\Theta(u_{ф.б})$ и $u_{ф.б}(\Theta,t)$, приведенными на рис. II.6 и II.7.

Следует, однако, отметить, что исследованиями последнего времени, особенно экспериментальными наблюдениями за фактической влажностью материалов ограждений зданий районов Крайнего Севера (Норильска, Якутска, Магадана) [II.4], установлена недостаточность зонирования, принятого в СНиПе. Так, в Норильске, который по карте СНиПа относится к зоне с нормальным климатом, относительный потенциал влажности $\varphi_{\Theta,н}$ более чем в два раза выше, чем в Москве, хотя по карте СНиПа они относятся к одной влажностной зоне.

В табл. II.3 потенциал $\Theta_в$ был приближенно определен для жилых помещений. В общем случае влажностное состояние в помещении следует также оценивать в шкале относительного потенциала влажности. Средние за год параметры внутреннего воздуха в помещениях одного назначения зависят от места постройки здания. Оценивая влажностный режим различных помещений величиной $\varphi_{\Theta,в}$, можно по фактическим данным о $t_в$ определить потенциал влажности $\Theta_в$ внутренней среды. В табл. II.4 приведены значения $\varphi_{\Theta,в}$, полученные расчетом для помещений четырех градаций влажностного режима, принятых в нормах.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица II.4

Относительный потенциал влажности внутренней среды помещений с различным влажностным режимом

Помещения	Среднегодовые условия в помещении				Предлагаемые градации	
	$t_в$	$\varphi_в$	$\theta_в$	$\varphi_{\theta в}$	Влажностный режим помещения	$\varphi_{\theta,в}$
Проектное бюро, чертежный зал, библиотека	19	45	23	0,44	Сухой . . .	До 0,45
Жилой дом, поликлиника, детский сад, ясли	19	50	24,5	0,51	Нормальный .	» 0,53
Душевые и раздевальни при них . . .	25	59—75	37—61	0,47—0,67	Влажный . .	» 0,66
Бани, прачечные .	30	75	110	0,66	Мокрый . .	> 0,66

Имея значения $\Theta_в$ и $\Theta_н$, можно определить среднегодовое, эксплуатационное влажностное состояние произвольного слоя материала многослойного ограждения. Потенциал влажности $\Theta_{сл}$ слоя ограждения, соответствующий этому состоянию, равен

$$\Theta_{сл} = \Theta_в - \overline{H}_{в-сл}(\Theta_в - \Theta_н), \qquad (II.80)$$

где $\overline{H}_{в-сл}$ — отношение сопротивления передаче влаги от внутренней среды помещения до середины рассматриваемого слоя к общему сопротивлению влагопередаче ограждения.

Эксплуатационная влажность слоя зависит не только от $\Theta_{сл}$, но и от средней за год температуры $t_{сл}$, которая определяется по зависимости, аналогичной (II.80), поэтому влажностное состояние материала в ограждении также определяют относительным потенциалом влажности $\varphi_{\theta,сл}$.

Между $\varphi_{\theta,сл}$ и влажностью материала (при известной температуре) имеется прямая зависимость, которая позволяет установить связь между рассмотренной методикой расчета влажностного состояния материальных слоев в ограждении и рекомендациями норм по выбору теплофизических характеристик. В нормах даны три градации значений этих характеристик, которые соответствуют различной степени увлажнения материалов. Выбор характеристики производят в зависимости от влажностного режима помещения и зоны строительства. В нормативном методе не учитывается расположение материального слоя в конструкции, поэтому его можно применять только для однослойных ограждений. В табл. II.5 приведены данные расчетов с учетом полученных значений $\varphi_{\theta,и}$ и $\varphi_{\theta,в}$, которые позволили определить диапазоны значений $\varphi_{\theta,сл}$, соответствующие трем градациям норм, принятым для выбора теплофизических характеристик материалов (графы А, Б и Б* табл. 1 СНиП II-А.7 —71).

Приведенные в табл. II.5 значения $\varphi_{\theta,сл}$ получены приближенно, как средние по $\varphi_{\theta,в}$ и $\varphi_{\theta,н}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица II.5

Эксплуатационное тепловлажностное состояние материалов в однородном ограждении и соответствующие графы градации, принятой в нормах

Влажностный режим помещений		Графа и $\varphi_{\theta, сл}$, соответствующие влажностным зонам строительства					
		сухая $\varphi_{\theta, н} = 1,5$		Нормальная $\varphi_{\theta,н} = 2,0$		Влажная $\varphi_{\theta,н} = 2,15$	
Режим	$\varphi_{\theta, в}$	графа	$\varphi_{\theta, сл}$	графа	$\varphi_{\theta, сл}$	графа	$\varphi_{\theta, сл}$
Сухой . . .	до 0,45	А	0,97	А	1,22	Б	1,3
Нормальный	до 0,53	А	1,01	Б	1,27	Б*	1,34
Влажный . .	до 0,66	Б	1,08	Б*	1,33	Б*	1,4
Мокрый . .	> 0,66	Б*	>1,08	Б*	>1,33	Б*	>1,4

Анализ табл. II.5 приводит к выводу об определяющем влиянии на влажностный режим ограждений наружной среды. Исключение составляют только мокрые помещения, влияние внутренней среды которых на состояние ограждений оказывается значительным.

В то же время в условиях Крайнего Севера, по данным [II.4], изменение влажности ограждений в течение года незначительно; небольшое высыхание ограждений зданий с сухим и нормальным режимом происходит только со стороны помещения; изменений влажности в наружных слоях ограждений практически не происходит. В этих условиях особенно высокая влажность оказывается у ограждений зданий с влажным и мокрым режимами.

Как видно из табл. II.5, для однородных конструкций, вероятно, правильно к группе Б* относить ограждения любых зданий во влажной зоне и мокрых помещений всех трех зон; ограждения зданий трех других влажностных режимов, расположенных в зоне с нормальной влажностью, — к группе Б, а расположенных в сухой зоне — к группе А.

На основе табл. II.5 можно приближенно принять определенные диапазоны относительного потенциала влажности материалов в слоях, в том числе многослойных ограждений, соответствующие принятым в СНиПе градациям влажностного состояния А, Б и Б*.

Рекомендуемые границы значений $\varphi_{\theta, сл}$ даны ниже.

Диапазоны значений $\varphi_{\theta, сл}$	до 1,1	1,1—1,3	> 1,3
Графы	А	Б	Б*

Последовательность выбора теплофизических характеристик материалов в многослойных ограждениях с учетом их эксплуатационной влажности должна быть следующей. В расчет принимается среднегодовой режим влагопередачи ограждения. Определив влажностную зону $\varphi_{\theta,н}$ и среднюю температуру $t_н^{ср.год}$ района строительства, находим $\theta_н$. Устанавливаем потенциал влажности внутренней среды $\theta_в$, зная назначение помещения $\varphi_{\theta,в}$ и $t_в$. Вычисляем $\theta_{сл}$, $t_{сл}$ и на-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ходим $\varphi_{\theta,сл}$. По значению последнего определяем графу таблицы в СНиПе, по которой принимаем значения теплофизических характеристик материала слоя.

Изложение предложенной методики в данном разделе имеет задачу проанализировать данные нормативных рекомендаций с позиции потенциала влажности и достоверно расширить область их применения на многослойные ограждения. Приведенных сведений для этого достаточно, хотя метод дает более широкие возможности для полного анализа режима влагопередачи ограждений.

Методика СНиПа по выбору теплофизических характеристик с учетом влажностного режима ограждающих конструкций предполагает выбор последних в зависимости от влажностного состояния помещения и влажностной зоны района строительства. Однако при этом никак не учитываются влажностные свойства самих материалов, многослойность конструкций и место расположения в ней теплоизоляционного слоя.

Известно, что влажность материалов бесчердачного покрытия, имеющего на наружной поверхности гидроизолирующий слой, существенно выше влажности наружных стен, хотя они эксплуатируются в одном здании и в одной влажностной зоне.

Ниже приведен пример выбора теплофизических характеристик материалов ограждения с учетом их эксплуатационной влажности, который показывает достоинство предложенной методики.

Пример II.3. Требуется рассчитать толщину утепляющего слоя ограждения душевой. Конструкция стены (со стороны помещения): железобетонный слой 40 мм, гидроизолированный с внутренней поверхности поливинилхлоридным лаком за 2 раза, пенобетон $\rho = 1000$ кг/м³.

Условия в помещении: $t_в = 25°$ С, $\varphi_в = 65\%$, режим — влажный, $\varphi_\theta = 0{,}58$. Район постройки—г. Липецк, сухая влажностная зона, $\varphi_{\theta,н} = 1{,}5$. Ограждение легкое, $R_{о.тр} = 0{,}92$ м²·°С/Вт.

Решение. Для душевой в г. Липецке расчетные условия эксплуатации по СНиП соответствуют графе Б. Принимаем по графе Б таблицы СНиПа теплофизические характеристики материалов и определяем толщину пенобетона из условия

$$R_0 = R_в + \Sigma R_i + R_н \geqslant R_{0\cdot тр},$$

$$0{,}114 + \frac{0{,}04}{2{,}03} + \frac{\delta_{п.б}}{0{,}41} + 0{,}043 \geqslant 0{,}92 \rightarrow \delta_{п.б} = 0{,}3 \text{ м}.$$

Уточним расчет с учетом фактического влажностного режима материалов по предложенной методике. Среднегодовые условия в помещении при $t_в = 25°$ С и $\varphi_в = 65\%$ по рис. II.10 соответствуют $\Theta_в = 42°$ В. Среднегодовые наружные условия при $t_н = 5{,}1°$ С и $\varphi_{\theta,н} = 1{,}5$ по рис. II.7 и II.6 соответствуют $\Theta_н = 25°$ В.

Сопротивления влагопередаче слоев ограждения:

железобетон

$$H_{жб} = \frac{0{,}04}{0{,}3}\ 10^4 = 0{,}133 \cdot 10^3 = 1330 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{Па/г};$$

пенобетон

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$H_{\text{п.б}} = \frac{0{,}3}{1{,}13}\ 10^4 = 0{,}265 \cdot 10^4 = 2650\ \text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па/г};$$

слой гидроизоляции $H_{\text{г.н}} = 3850\ \text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па/г}$.

Общее сопротивление влагопередаче

$$H_0 = 1330 + 2650 + 3850 = 7830\ \text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па/г}.$$

Вычисляем значение потенциала влажности слоев железобетона и утеплителя — пенобетона

$$\Theta_{\text{жб}} = \Theta_{\text{в}} - \frac{H_{\text{г.н}} + \frac{H_{\text{жб}}}{2}}{H_0}\ (\Theta_{\text{в}} - \Theta_{\text{н}}) = 42 - \frac{4515}{7830}\ (42 - 25) = 32{,}2\ ^\circ\text{В};$$

$$\Theta_{\text{пб}} = \Theta_{\text{в}} - \frac{H_{\text{г.и}} + H_{\text{жб}} + \frac{H_{\text{пб}}}{2}}{H_0}\ (\Theta_{\text{в}} - \Theta_{\text{н}}) =$$

$$= 42 - \frac{3850 + 1330 + 1325}{7830}\ (42 - 25) = 42 - \frac{6505}{7830}\ (42 - 25) = 27{,}0\ ^\circ\text{В}.$$

Вычислив температуриое поле в ограждении, получим среднегодовые значения температуры отдельных матернальных слоев: $t_{\text{ж.б}} = 22{,}3^\circ$ С; $t_{\text{п.б}} = 14{,}1^\circ$ С.

По рис. II.9 для $\Theta_{\text{ж.б}}$ и $t_{\text{ж.б}}$ имеем $u_{\text{ж.б}} = 0{,}05$ кг/кг, для $\Theta_{\text{п.б}}$ и $t_{\text{п.б}}$ $u_{\text{п.б}} = 0{,}25$ кг/кг. По рис. II.9 для $u_{\text{ж.б}} = 0{,}05$ кг/кг имеем $\varphi_{\Theta\ \text{ж.б}} = 0{,}3$, для $u_{\text{п.б}} = 0{,}25$ кг/кг $\varphi_{\Theta\ \text{п.б}} = 1{,}0$.

Для железобетона $\varphi_{\Theta\ \text{ж.б}} < 1{,}1$, следовательно, условия эксплуатации соответствуют графе А. Для пенобетона $\varphi_{\Theta\ \text{п.б}} < 1{,}1$ условия эксплуатации также по графе А. Принимаем теплопроводность материалов по соответствующей графе таблицы СНиПа и определяем необходимую толщину пенобетона и расчетное сопротивление теплопередаче ограждения:

$$0{,}114 + 0{,}04/1{,}91 + \delta_{\text{пб}}/0{,}35 + 0{,}043 \geqslant 0{,}92, \quad \delta_{\text{пб}} = 0{,}26\ \text{м}.$$

Толщиина утеплителя $\delta_{\text{п.б}}$ получилась меньше 0,3 м, исходя из которой определялись зиачения $\Theta_{\text{сл}}$ и $t_{\text{сл}}$. При необходимости повысить точность расчета эти значения можно уточнить, однако, как правило, такое уточнение не изменяет окончательного результата. Таким образом, расчет по предложенной методике в данном примере позволил обоснованно принять более экономичную конструкцию.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА III

СТАЦИОНАРНАЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ

Процесс передачи тепла через ограждение, все параметры которого остаются неизменными во времени, называется *стационарным* и является наиболее простым случаем теплопередачи. К стационарной теплопередаче обычно стремятся привести важные для проектирования ограждений и систем расчетные условия. Иногда это удается, и тогда решение сводится к рассмотрению сравнительно простых стационарных температурных полей и режимов теплопередачи конструкций.

§ III.1. ОДНОМЕРНОЕ ТЕМПЕРАТУРНОЕ ПОЛЕ

Простейшим является одномерное стационарное температурное поле, которое для многослойного ограждения может быть определено (II.18) дифференциальным уравнением

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[\lambda(x)\frac{\partial t}{\partial x}\right]=0, \qquad \text{(III.1)}$$

где $\lambda(x)$ — теплопроводность материальных слоев ограждения.

Если линейный масштаб сечения ограждения заменить масштабом термических сопротивлений $R = x/\lambda$, то уравнение (III.1) можно переписать в виде

$$\frac{\partial^2 t}{\partial R^2}=0. \qquad \text{(III.2)}$$

Конструкции современных многослойных ограждений характеризуются разделением функций между отдельными материальными слоями (рис. III.1). В общем случае ограждение состоит из конструктивного (несущего) слоя, теплоизоляционного слоя, а также паро- или гидроизоляционного слоя, внутреннего и внешнего фактурных слоев. В отношении режима теплопередачи основными являются конструктивный и теплоизоляционный слои. Конструктивным обычно является слой из плотного, а поэтому обладающего значительной теплопроводностью и плохо проницаемого для водяного пара и воздуха материала. Материал теплоизоляционного слоя обычно пористый, рыхлый, а следовательно малотеплопроводный и хорошо пропускающий водяной пар и воздух.

Теплоизоляционный слой может быть расположен с внутренней и внешней сторон ограждения (рис. III.2). Следует иметь в виду, что с теплотехнической точки зрения выгоднее располагать теплоизоляционный слой с внешней стороны ограждения (рис. III.2, *а*), так как в этом случае при прочих равных условиях имеются следующие достоинства:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

1) отсутствует возможность выпадения конденсата и накопления жидкой влаги в толще конструкции, а поэтому не требуется устройства дополнительной пароизоляции с внутренней поверхности ограждения; 2) стык между материальными слоями находится при положительных температурах, что исключает периодическое образование в нем льда, нарушающего контакт между слоями; 3) ограждение более теплоустойчиво как к сквозному затуханию колебаний температуры наружного воздуха, так и к колебаниям теплопоступлений в помещение (см. гл. IV и VII).

Недостатком такого решения является влияние атмосферных воздействий непосредственно на теплоизоляционный материал. Так как обычные теплоизоляционные материалы обладают малой коррозионной стойкостью, то это вызывает необходимость в устройстве

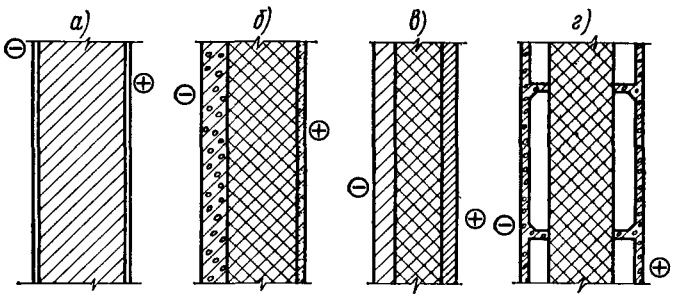


Рис. III.1. Характерные типы современных конструкций наружных ограждений зданий:

а — однослойная керамзито-бетонная панель с внутренним и внешним фактурными слоями, *б* — двухслойная панель (бетон, эффективный теплоизоляционный материал с фактурным слоем); *в* — трехслойная панель; *г* — трехслойная прокатная панель

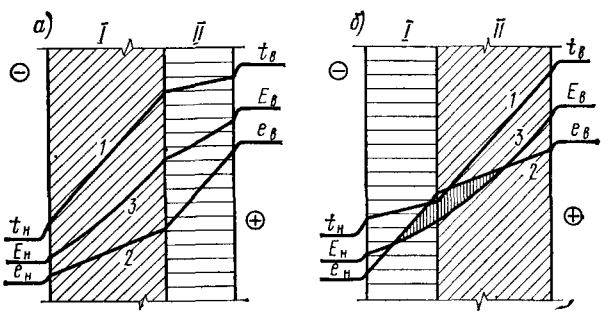


Рис. III.2. Кривые распределения температуры t (*1*), упругости (*2*) и максимальной упругости E (*3*) водяного пара по толщине двухслойного ограждения при расположении теплоизоляционного слоя с наружной (*а*) и внутренней (*б*) сторон ограждения (вертикальной штриховкой отмечено условие возможной конденсации); *I* — теплоизоляционный, *II* — конструктивный слой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

специального защитного слоя. Устройство плотного защитного слоя может привести к такому положению, когда более выгодной окажется конструкция с расположением теплоизоляции с внутренней стороны ограждения (рис. III.2, *б*) с дополнительным при необходимости пароизоляционным слоем на ее внутренней поверхности.

Одномерное температурное поле ограждения может быть рассчитано достаточно просто (рис. III.3). Его теплозащитные свойства определяются сопротивлением теплопередаче ограждения R_0, которое равно сумме сопротивлений теплопроводности отдельных материальных слоев R_i, воздушной прослойки $R_{в.п}$ и теплообмену на внутренней $R_в$ и наружной $R_н$ поверхностях:

$$R_0 = R_в + \sum R_i + R_{в.п} + R_н. \qquad (III.3)$$

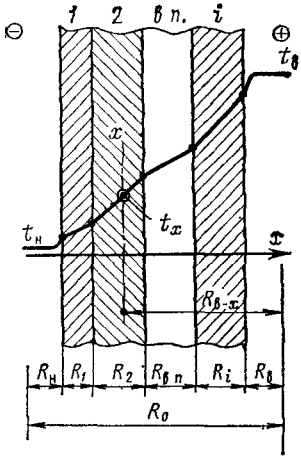


Рис. III.3. Одномерное температурное поле многослойного ограждения

Распределение температуры в ограждении определяется по формуле

$$t_x = t_в - \frac{R_{в-x}}{R_0}(t_в - t_н), \qquad (III.4)$$

где t_x — температура в произвольном сечении x ограждения; $R_{в-x}$ —сопротивление теплопередаче от внутренней среды до сечения x; $t_в$ и $t_н$— температура внутренней и внешней сред.

Из формулы (III.4) следует, что перепады температур по сечению ограждения пропорциональны соответствующим термическим сопротивлениям. Если сечение многослойного ограждения вычертить в масштабе термических сопротивлений, включая и сопротивления теплообмену на поверхностях, то распределение температуры в нем будет по прямой линии. В ряде случаев в связи с этим оказывается удобным при теплотехническом расчете ограждения переходить к построению его сечения в масштабе термических сопротивлений.

§ III.2. ДВУМЕРНОЕ ТЕМПЕРАТУРНОЕ ПОЛЕ

В реальных конструкциях наружных ограждений, особенно в стеновых панелях современных зданий, фактически нельзя выделить площадь, в пределах которой обеспечивалась бы одномерность температурного поля. Наличие в конструкции ограждения теплопроводных включений в виде обрамляющих ребер панели, обрамлений оконных проемов, внутренних и внешних выступающих частей, примыканий внутренних конструкций приводит к образованию в них сложных двух- и трехмерных температурных полей (рис. III.4).

Двумерное температурное поле, рассмотрение которого часто оказывается достаточным при решении задач строительной теплотехники, описывается дифференциальным уравнением

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[\lambda(x, y)\frac{\partial t}{\partial x}\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\lambda(x, y)\frac{\partial t}{\partial y}\right]=0, \qquad \text{(III.5)}$$

где $\lambda(x, y)$ — заданное значение теплопроводности отдельных частей двумерного сечения ограждения.

Решение этого уравнения значительно сложнее, чем уравнения для одномерного поля. Аналитические методы здесь могут быть использованы для ограниченного круга задач [III.7]. Для большинства прак-

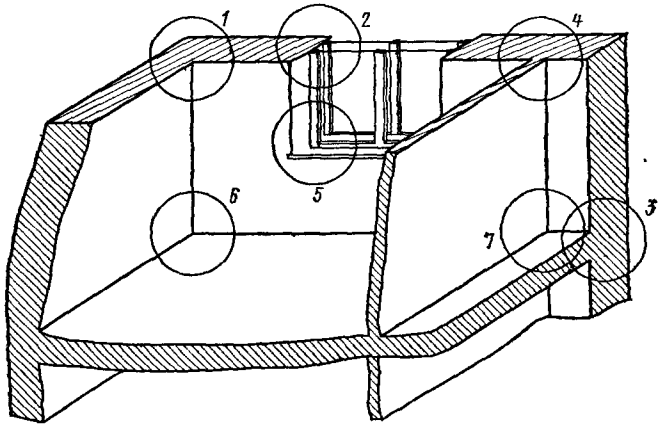


Рис. III.4. Элементы формирования двумерных (*1*, *2*, *3*, *4*) и трехмерных (*5*, *6*, *7*) температурных полей в наружных ограждениях здания

тических задач, когда наряду с двумерностью поля приходится учитывать его неоднородность, аналитические методы не могут быть использованы. В этом случае применяют численные методы, которые достаточно точны и просты для расчета.

Ниже рассмотрены основные методы решения двумерных температурных полей и примеры их использования для некоторых основных задач теплопередачи через ограждения.

§ III.3. АНАЛИТИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ РЕБРО

Аналитические решения простейших двумерных задач представляют интерес в связи с возможностью приближенно представить и подробно проанализировать основные случаи сложной стационарной теплопередачи в ограждениях здания и элементах отопительно-охладительных систем. Умение пользоваться этими решениями важно для инженера, потому что только с помощью аналитических данных можно полностью представить и правильно учесть влияние всех факторов, формирующих температурное поле.

Теплопередача через «тонкое» ребро. Широко распространенным в отопительной технике является случай теплопередачи через ребро.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Основание ребра расположено на нагретой или охлажденной стенке, а на его боковых поверхностях происходит теплообмен с окружающей средой. К подобной задаче относятся случаи передачи тепла через перегородку или внутреннее перекрытие к стыку с наружной стеной, теплообмен через оребренные поверхности нагревательных приборов и теплообменников и т. д. Рассмотрим решение этой задачи [III.5; III.15; III.18] на примере теплопередачи через внутреннюю перегородку, которая примыкает к наружной стене (рис. III.5).

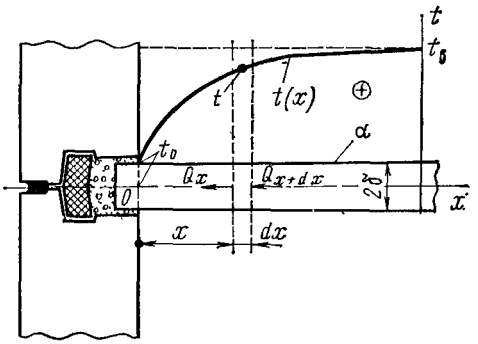


Рис. III.5 Теплопередача через внутреннюю перегородку, примыкающую к наружной стене

Тепло от воздуха помещения с температурой $t_в$ передается всей поверхности внутренней перегородки (ребру) и по ней теплопроводностью подводится к торцу на стыке с наружной стеной. Решение значительно упрощается, если температуру торца перегородки (основания ребра) считать заданной t_0 и не учитывать изменения температуры по толщине перегородки, т. е. пользоваться одномерной схемой передачи тепла теплопроводностью, осложненной теплопередачей в сторону боковых поверхностей, которая создает видимую картину двумерности этого процесса.

Дифференциальное уравнение передачи тепла в ребре может быть выведено из рассмотрения теплового баланса элементарного слоя dx, расположенного на расстоянии x от торца. Все характеристики относятся к горизонтальной полосе перегородки высотой 1 м. Температура ребра в сечении x равна $t = t(x)$. В пределах элементарного слоя dx температура изменяется на $\frac{dt}{dx}dx$, а градиент температуры $\frac{dt}{dx}$ — на $\frac{d^2t}{dx^2}dx$. Поток тепла, передаваемый теплопроводностью вдоль ребра толщиной 2δ, изменяется, пройдя элементарный слой dx, на

$$dQ_x = Q_{x+dx} - Q_x = \left[-\lambda\left(\frac{dt}{dx} + \frac{d^2t}{dx^2}\right) - \left(-\lambda\frac{dt}{dx}\right)\right] dx2\delta =$$

$$= -\lambda\frac{d^2t}{dx^2}dx2\delta. \qquad \text{(III.6)}$$

Это увеличение потока произойдет за счет поступления тепла от воздуха помещения через поверхность площадью $2dx$ (с двух сторон перегородки) в количестве

$$dQ_x = \alpha(t_в - t)\,2dx. \qquad \text{(III.7)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Коэффициент теплообмена α на поверхностях считается постоянным. Приравняв выражение (III.6) к (III.7), получим уравнение теплового баланса элемента dx в виде

$$-\lambda \frac{d^2t}{dx^2} dx2\delta = \alpha (t_в - t) 2dx$$

или

$$\frac{d^2t}{dx^2} - \frac{\alpha}{\delta\lambda} (t - t_в) = 0. \qquad \text{(III.8)}$$

Для избыточной (относительно температуры окружающей среды $t_в$) температуры ребра $\vartheta = t - t_в$ уравнение (III.8) будет иметь вид

$$\frac{d^2\vartheta}{dx^2} - m^2\vartheta = 0, \qquad \text{(III.9)}$$

где m — параметр уравнения, м$^{-1}$, равный

$$m = (\alpha/\delta\lambda)^{1/2}. \qquad \text{(III.10)}$$

Если перегородка достаточно длинная и на расстоянии l от наружной стены ее температура равна температуре внутреннего воздуха и $\vartheta = t_l - t_в = 0$, а на стыке с наружной стеной температура задана равной t_0 и $\vartheta_0 = t_0 - t_в$, то решение уравнения (III.9) имеет вид

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{-mx}. \qquad \text{(III.11)}$$

Это уравнение удобно для расчета, если иметь в виду следующее. Показатель степени можно представить в виде

$$mx = \sqrt{\frac{\alpha x x}{1\delta\lambda}} = \sqrt{R'_x/R'_в}, \qquad \text{(III.12)}$$

где R'_x — сопротивление теплопроводности элемента ребра высотой 1 м, толщиной δ и длиной x, К/Вт (°С · ч/ккал), равное

$$R'_x = x/1\delta\lambda, \qquad \text{(III.13)}$$

$R'_в$ — сопротивление теплообмену на поверхности элемента ребра площадью 1 x(м^2), град/Вт (град · ч/ккал), равное

$$R'_в = 1/\alpha x \cdot 1. \qquad \text{(III.14)}$$

Рассмотрение задачи проводится для элемента перегородки высотой 1 м, поэтому в выражении (III.13) 1δ — это площадь сечения ребра до оси симметрии, а в (III.14) $1x$ — площадь его поверхности.

Критерий Bi в обычном его написании

$$\text{Bi} = \alpha\delta/\lambda = R_\delta / R_в \qquad \text{(III.15)}$$

показывает отношение сопротивления теплопроводности тела $R_\delta = \delta/\lambda$ (внутреннее сопротивление передаче тепла в теле) к сопротивлению теплообмена на его поверхности $R_в = 1/\alpha_в$ (внешнее сопротивле-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ние переходу тепла на поверхности). Подкоренное выражение в (III.12) по аналогии с (III.15) может быть представлено как модификация критерия Био (B):

$$B = \frac{R'_x}{R_в} = \frac{ax^2}{\delta\lambda} = (mx)^2. \qquad \text{(III.15а)}$$

Уравнение (III.11) с учетом (III.15*а*) может быть записано в виде

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{-\sqrt{B}}. \qquad \text{(III.16)}$$

Избыточная температура изменяется по длине перегородки по закону экспоненты.

В инженерной практике для быстрого расчета может оказаться удобным следующий прием. Для экспоненциальной функции можно принять, что

$$e^{-\sqrt{1/2}} = 1/2{,}02 \approx 1/2. \qquad \text{(III.17)}$$

Следовательно, при $B = 1/2$ избыточная температура изменяется вдвое.

Ф. В. Ушков [III.15] предложил называть величину, в пределах которой относительная избыточная температура изменяется вдвое, «интервалом полузатухания» n. Если длину перегородки измерять числом n интервалов полузатухания, то

$$\theta = \vartheta/\vartheta_0 = (1/2)^n = 1/2^n. \qquad \text{(III.18)}$$

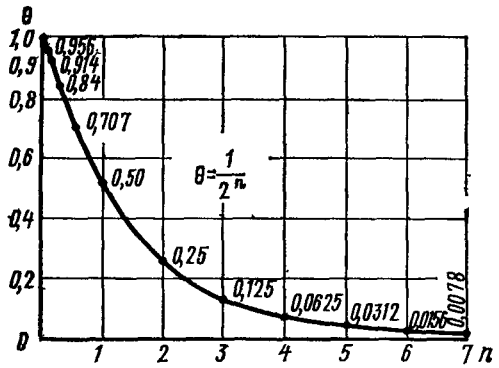


Рис. III 6 График изменения относительной избыточной температуры по длине перегородки в масштабе интервалов полузатухания

Из формул (III.16) и (III.18) следует, что

$$n = \sqrt{2B}. \qquad \text{(III.19)}$$

На рис. III.6 приведена кривая падения относительной избыточной температуры по длине перегородки в масштабе интервалов полузатухания n.

Для расчета теплопотерь через стык перегородки со стеной нужно знать количество Q_0 тепла, подаваемого к торцу ($x = 0$) перегородки. Величина Q_0 с учетом выражений (III.15 а) и (III.16) будет равна

$$Q_0 = -\lambda \frac{d\vartheta}{dx}\Big|_{x=0} 2\delta = 2\lambda m \delta \vartheta_0 = \vartheta_0 2\sqrt{\delta\alpha\lambda}, \qquad \text{(III.20)}$$

или

$$Q_0 = \alpha_{экв} 2\delta\vartheta_0, \qquad \text{(III.21)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $\alpha_{экв} = \lambda m$ — эквивалентный коэффициент теплообмена на стыке перегородки со стеной.

Коэффициент $\alpha_{экв}$ при разности температур между воздухом и поверхностью наружной стены ϑ_0 в пределах площади $2\delta \cdot 1$ обеспечит передачу такого же количества тепла, которое поступает через перегородку.

Из сопоставления формул (III.20) и (III.21) получим

$$\frac{\alpha_{экв}}{\alpha} = \sqrt{\frac{\lambda}{\delta\alpha}} = \frac{1}{\sqrt{Bi}}. \qquad (III.22)$$

На глади наружной стены (вне пределов влияния стыка) при разности температур $t_в - \tau_в = \vartheta_в$ через площадь $2\delta \cdot 1$ теплопотери составят $Q_в = \alpha 2\delta\, \vartheta_в$, поэтому относительное к $Q_в$ увеличение теплопотерь через стык перегородки равно

$$\frac{Q_0}{Q_в} = \frac{\alpha_{экв}}{\alpha}\frac{\vartheta_0}{\vartheta_в} = \frac{1}{\sqrt{Bi}}\frac{\vartheta_0}{\vartheta_в}. \qquad (III.23)$$

Первый множитель в формуле (III.23) называют коэффициентом оребрения $\varepsilon_р$:

$$\varepsilon_р = \alpha_{экв}/\alpha = 1/\sqrt{Bi}. \qquad (III.24)$$

Он показывает увеличение теплообмена на поверхности за счет ребра при одинаковой разности температур ($\vartheta_0 = \vartheta_в$).

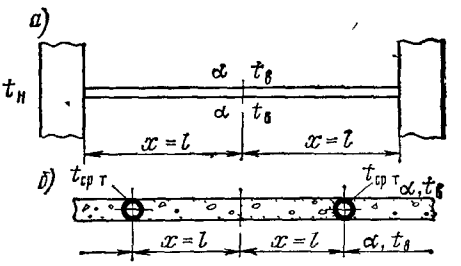


Рис. III.7. Примеры конструктивных элементов здания (внутренняя перегородка) и систем (отопительная панель), соответствующих симметричному ребру

Основное решение рассматриваемой задачи (III.9) применительно к теплопередаче между трубами в отопительной панели и в ряде других случаев удобнее представить в ином виде.

Внутренняя перегородка между двумя наружными стенами (рис. III.7, *а*) является как бы тепловой связью между ними. Аналогично связаны между собой и греющие трубы отопительной панели (рис. III.7, *б*). В этом случае тепловое поле перегородки симметрично относительно ее середины (тепловой оси), расположенной на расстоянии l от противоположных наружных стен. Граничное условие на тепловой оси симметрии при $x = l$ в этом случае

$$\frac{dt}{dx} = \frac{d\vartheta}{dx} = 0. \qquad (III.25)$$

При таком граничном условии решение уравнения (III.9) — распределения температуры в ребре — удобно записать в виде

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\vartheta = \vartheta_0 \frac{\operatorname{ch}[m(l-x)]}{\operatorname{ch}(ml)} = \vartheta_0 \frac{\operatorname{ch}\sqrt{B_{l-x}}}{\operatorname{ch}\sqrt{B_l}}, \qquad \text{(III.26)}$$

где с учетом выражения (III. 15 а) принято обозначение

$$B_l = (ml)^2 \text{ и } B_{l-x} = [m(l-x)]^2.$$

На расстоянии $x = l$

$$\vartheta_l = \vartheta_{(x=l)} = \vartheta_0 \frac{1}{\operatorname{ch}\sqrt{B_l}}. \qquad \text{(III.27)}$$

С учетом формулы (III.27)

$$\vartheta = \vartheta_l \operatorname{ch}\sqrt{B_{l-x}}. \qquad \text{(III.28)}$$

Количество тепла Q_0, проходящее через торец ребра, равно

$$Q_0 = 2\sqrt{\delta\alpha\lambda}\,\vartheta_0 \operatorname{th}\sqrt{B_l}. \qquad \text{(III.29)}$$

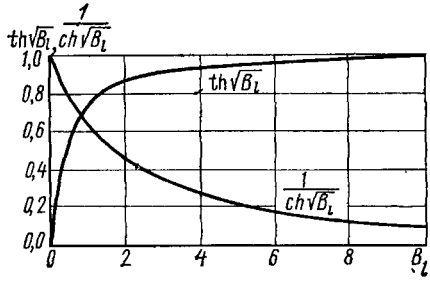


Рис. III.8. Графики зависимости функций $\operatorname{th}\sqrt{Bi}$ и $\frac{1}{\operatorname{ch}\sqrt{Bi}}$ от критерия B_l

Имея ввиду, что Q_0 также равно теплообмену на поверхностях ребра $\vartheta_{ср}\,\alpha 2l$ можно определить среднюю избыточную температуру $\vartheta_{ср}$ по всей длине ребра l в виде

$$\vartheta_{ср} \doteq t_{ср} - t_в = \frac{Q_0}{2\alpha l}. \qquad \text{(III.30)}$$

Преобразования, аналогичные формулам (III.21) и (III.22), дают следующие значения относительных величин:

$$\frac{\alpha_{экв}}{\alpha} = \frac{1}{\sqrt{Bi}} \operatorname{th}\sqrt{B_l}; \qquad \text{(III.31)}$$

$$\frac{Q_0}{Q_в} = \frac{1}{\sqrt{Bi}} \operatorname{th}\sqrt{B_l}\,\frac{\vartheta_0}{\vartheta_в}. \qquad \text{(III.32)}$$

Функции $\operatorname{th}\sqrt{B_l}$ и $1/\operatorname{ch}\sqrt{B_l}$ можно определить с помощью графиков (рис. III.8). Их зависимость от B_l показывает изменение потока тепла (III.29) и температуры (III.27) по длине ребра. С увеличением l (на рис. III.8 величина B_l) количество передаваемого тепла (на рисунке величина $\operatorname{th}\sqrt{B_l}$) сначала резко возрастает, а затем практически остается неизменным. Температура $\left(\frac{1}{\operatorname{ch}\sqrt{B_l}}\right)$ с возрастанием $l(B_l)$ увеличивается.

Приведенными формулами можно пользоваться при разной интенсивности теплоотдачи и разных температурах воздуха с противоположных поверхностей ребра (рис. III.9, *а*), например при расчете отопительных панелей и перегородок.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Если коэффициенты теплообмена на поверхности равны α_1 и α_2, а температура окружающего воздуха одинакова и $t_{в1} = t_{в2} = t_в$, то в приведенных формулах нужно пользоваться средним значением коэффициента теплообмена

$$\alpha = (\alpha_1 + \alpha_2)/2. \qquad \text{(III.33)}$$

Общее количество тепла, которое проходит через торец ребра, Q_0 разделится между поверхностями пропорционально коэффициентам

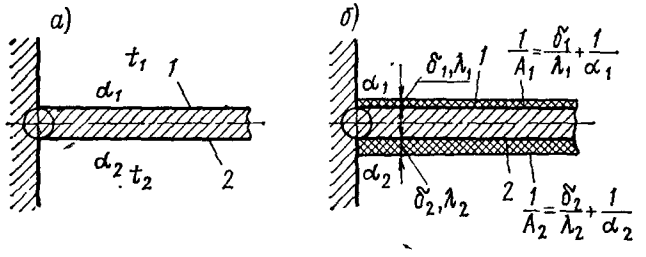


Рис. III.9. Расчетные схемы теплопередачи в отопительных панелях и перегородках при разных сопротивлениях теплоотдачи и разных температурах воздуха с противоположных (*1* и *2*) поверхностей ребра

теплообмена. Например, количество тепла Q_1, проходящее через боковую поверхность *1* (рис. III.9, *а*) ребра площадью $l \times 1$ с α_1, будет равно

$$Q_1 = Q_0 \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2}. \qquad \text{(III.34)}$$

При разных температурах воздуха по сторонам ребра $t_{в1} \neq t_{в2}$, но одинаковых коэффициентах теплообмена: $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ в расчетах нужно избыточные температуры ϑ_1, ϑ_0, ϑ и другие определять относительно средней температуры:

$$t_в = \frac{t_{в1} + t_{в2}}{2}. \qquad \text{(III.35)}$$

Отношение теплоотдачи с двух поверхностей ребра будет равно отношению средних избыточных температур ребра:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\vartheta_{ср1}}{\vartheta_{ср2}} = \frac{t_{ср} - t_{в1}}{t_{ср} - t_{в2}}. \qquad \text{(III.36)}$$

Если и температуры воздуха и коэффициенты теплообмена по поверхностям ребра не равны ($t_{в1} \neq t_{в2}$ и $\alpha_1 \neq \alpha_2$), то необходимо пользоваться в расчетах средним значением α по формуле (III 33), а избыточные температуры определять относительно осредненной температуры $t_{в.ср}$, равной

$$t_{в.ср} = \frac{\alpha_1 t_{в1} + \alpha_2 t_{в2}}{\alpha_1 + \alpha_2}. \qquad \text{(III.37)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Часто на поверхности ребра расположены дополнительные материальные слои конструкции. Расчет такой конструкции значительно осложняется, так как ее надо рассматривать как двумерную. В инженерной практике можно пользоваться упрощенным решением, предполагая, что эти дополнительные слои являются только дополнительными термическими сопротивлениями теплообмену с поверхности тонкого ребра (рис. III.9, *б*).

В общем случае дополнительные материальные слои могут располагаться по обеим сторонам ребра и иметь различные термические сопротивления.

Если сопротивление слоев со стороны поверхности *1* с учетом сопротивления $1/\alpha_1$ теплообмену с воздухом равно

$$\frac{1}{A_1} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_1}{\lambda_1}, \qquad \text{(III.38)}$$

а со стороны поверхности *2*

$$\frac{1}{A_2} = \frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \qquad \text{(III.39)}$$

то расчет можно выполнить, пользуясь всеми приведенными формулами, подставляя в них вместо α_1 и α_2 соответственно A_1 и A_2. Температуры на омываемых воздухом поверхностях этих дополнительных слоев ребра можно определить, зная количество тепла, передаваемого в одну и другую сторону от ребра, и коэффициенты теплообмена. Например, средняя температура на поверхности *1* будет равна

$$\tau_{ср1} = t_в + Q_1/(\alpha_1 l). \qquad \text{(III.40)}$$

Для определения максимальной или минимальной температуры на поверхности можно воспользоваться также формулой стационарной теплопередачи (III.4). Так, температуры на поверхности *1* в начале и в середине теплоотдающего ребра (см. рис. III.9, *б*) будут равны:

$$\tau_{01} = t_в + A_1/\alpha_{в1}\,(t_0 - t_{в1}); \qquad \text{(III.41)}$$

$$\tau_{e1} = t_в + A_1/\alpha_{в1}\,(t_l - t_{в1}). \qquad \text{(III.42)}$$

Следует иметь в виду, что использование расчетной схемы, предполагающей одномерность теплопередачи через дополнительные слои от ребра с переменной температурой, связано с некоторой приближенностью, особенно при определении характерных температур на поверхностях.

Теплопередача через «толстое» ребро. Представляет интерес задача теплопередачи через толстое ребро. Обычно принято считать, что этот случай характеризуется областью значений

$$\mathrm{Bi} = \delta\alpha/\lambda > 1. \qquad \text{(III.43)}$$

В толстом ребре градиенты температуры в поперечном сечении становятся сопоставимыми с градиентами температуры вдоль ребра. При этом условии необходимо решать уравнение теплопроводности с учетом двумерности температурного поля.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Простейшей является задача [III.18] о теплопроводности толстого ребра при $l=\infty$ и $\mathrm{Bi}\to\infty$, когда на боковых поверхностях ребра неограниченной протяженности задана постоянная температура $t_{(x=\delta,\ y)} = t_{(x=0,\ y)} = t_в$, а на торце — постоянная температура $t_{(x,\ y=0)} = t_0$ (рис. III.10, *а*). Точное решение задачи имеет вид

$$\theta = \frac{\vartheta}{\vartheta_0} = \frac{t_{x,\ y} - t_в}{t_0 - t_в} = \frac{2}{\pi}\operatorname{arctg}\left(\frac{\sin\pi\dfrac{x}{\delta}}{\operatorname{sh}\pi\dfrac{y}{\delta}}\right). \qquad \text{(III.44)}$$

Относительная избыточная температура зависит только от относительных координат x/δ и y/δ, т. е.

$$\vartheta/\vartheta_0 = f(x/\delta;\ y/\delta). \qquad \text{(III.45)}$$

Эта зависимость в виде обобщенного температурного поля показана на рис. III.10, *б*.

Температурное поле толстого ребра с изотермическими поверхностями является крайним случаем, дающим наибольшую разницу с решением для тонкого ребра. Следует отметить, что это решение, пользуясь правилом приведения краевой задачи к внутренней задаче, можно использовать для получения приближенных результатов при произвольных значениях Bi. Для этого в качестве характерного размера в решении (III.44) нужно принимать не значения δ, а $\delta + \lambda/\alpha$.

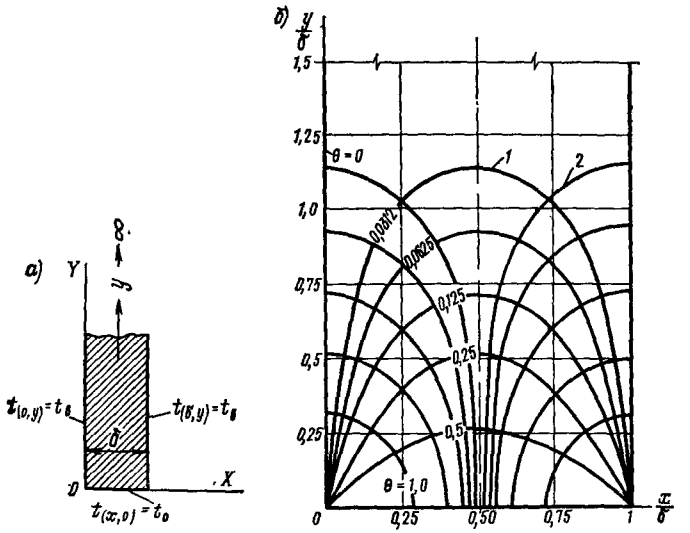


Рис. III 10. Расчетная схема теплопередачи через толстое ребро при температуре на боковых поверхностях $t_в$ и температуре торца t_0(*а*) и поле относительных избыточных температур θ (*1*) и тепловых потоков (*2*) в толстом ребре с одинаковыми температурами боковых поверхностей (*б*)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Распределение температуры по торцу толстого ребра в реальных условиях часто оказывается неравномерным. Так, например, на стыке перегородки с наружной стеной, как это показывают экспериментальные наблюдения и расчеты, температура изменяется по закону косинуса с небольшой величиной прогиба. Тщательный аналитический и экспериментальный анализ такого случая, выполненный Ф. В. Ушковым [III.15], показал возможность применения для расчета в этом случае формул, полученных для тонкого ребра. Если температуру торца ребра t_0 принимать равной температуре в углу на стыке поверхности толстой перегородки с поверхностью стены, то расчетные формулы для тонкого ребра могут применяться для перегородок любой толщины. Погрешность расчетов не будет превышать 2% практически при всех значениях Bi.

§ III.4. МЕТОД СУПЕРПОЗИЦИИ

Решение сложных дву- и трехмерных задач теплопроводности в некоторых случаях может быть сравнительно легко получено методом суперпозиции — суммированием простых решений, соответствующих частным составляющим общей задачи. При этом если условия на границах, принятые для получения решений частных составляющих задачи, в сумме дадут граничные условия общей задачи, то и сумма простых решений частных задач даст решение общей задачи. Выполнить это требование не всегда удается. Поэтому в отличие от механики, где принцип независимости действия сил применяется всегда (в простейшей постановке задач механики), в задачах теплопередачи нужно обязательно проверить возможность сложения, прежде чем использовать в решении метод суперпозиции. Однако во многих случаях, особенно когда условия на границах одного рода, требование может быть выполнено и тогда метод суперпозиции значительно упрощает решение порой очень сложных задач. В связи с этим сущность метода суперпозиции в общем виде можно сформулировать в следующей форме. Если температурные поля, возбуждаемые в исследуемой области тепловыми воздействиями на ее границах и в самой области, описываются линейными дифференциальными уравнениями (так же как и граничные условия), то температурные поля, создаваемые отдельными тепловыми воздействиями, оказываются независимыми. При этом результирующее тепловое поле является суммой полей, возбуждаемых в теле отдельными тепловыми воздействиями.

С помощью этого приема в § III.3 решение для тонкой перегородки распространено на условия, когда неодинаковы температуры $t_{в1} \neq t_{в2}$ и коэффициенты теплообмена $\alpha_1 \neq \alpha_2$. на поверхностях ребра [см. формулы (III.34), (III.36)]. В примере с перегородкой метод суперпозиции использован при решении задачи о теплопроводности в одномерном температурном поле при рассмотрении теплопередачи в тонком ребре. Методом суперпозиции можно получить решение о температурном поле для толстого ребра при разных температурах поверхностей. Такая задача представляет интерес для расчета теплопередачи через оконные откосы в наружной стене (см. ниже § III.5).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Методом суперпозиции пользуются также и при решении задач нестационарной теплопередачи (см. § IV.5).

§ III.5. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ОГРАЖДЕНИЯ С ПРОЕМОМ

Откос оконного проема при граничных условиях I рода можно представить (рис. III.11, *а*) как торец толстого ребра (рис. III.11, *б*). Температура торца одинаковая с температурой внутренней поверхности стены. По оси заполнения оконного проема (другая боковая поверхность ребра) температура также постоянная, но отличная от первой. Эту задачу можно расчленить на две и решить методом суперпозиции.

Расчеты двумерного температурного поля ограждения около окна и экспериментальные исследования показывают, что продольное сечение ограждения, соответствующее оси положения заполнения оконного проема, практически совпадает с изотермой. Эта параллельная поверхностям ограждения изотерма t_0 может быть определена из уравнения

$$\frac{t_в - t_0}{t_в - t_н} = \frac{R_0'}{R_0} = \frac{1/\alpha_в + \delta/\lambda}{1/\alpha_в + \Delta/\lambda + 1/\alpha_н}, \quad \text{(III.46)}$$

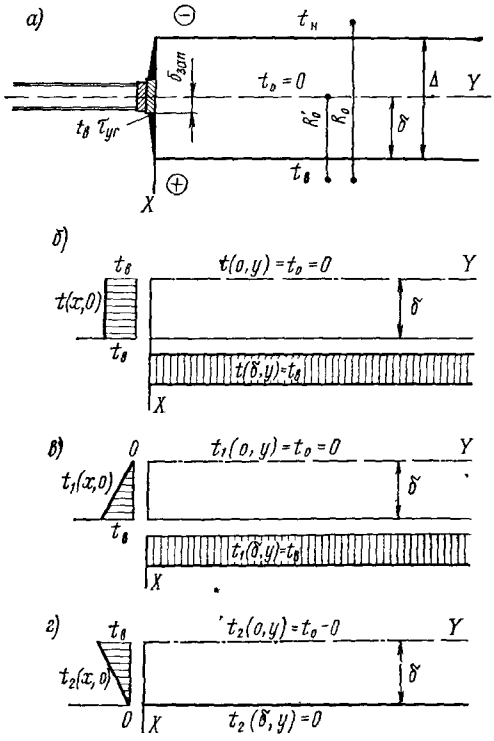


Рис. III.11. Теплопередача через оконный откос в наружной стене

где δ — расстояние от внутренней поверхности до оси расположения заполнения проема; Δ — общая толщина ограждения.

Относительно изотермы t_0 температурные поля внутренней и внешней частей ограждения соответствуют толстому ребру с разными температурами на поверхностях.

На рис. III.11, *б* показана общая постановка задачи и ее расчленение на две более простые — 1 (рис. III.11, *в*) и 2 (рис. III.11, *г*). Из рассмотрения условий для задач 1 и 2 видно, что они удовлетворяют требованию метода суперпозиции, так как суммы температур, заданных в 1-й (t_1) и 2-й (t_2) задачах на границах, равны температурам на этих границах (t) в общей постановке, т. е.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\left.\begin{aligned} t_1(0,\ y) + t_2(0,\ y) &= t(0,\ y);\\ t_1(x,\ 0) + t_2(x,\ 0) &= t(x,\ 0);\\ t_1(\delta,\ y) + t_2(\delta,\ y) &= t(\delta,\ y). \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III.47)}$$

При $y \to \infty$ во всех трех задачах задано условие

$$\frac{\partial t_1(x,\ \infty)}{\partial y} = \frac{\partial t_2(x,\ \infty)}{\partial y} = \frac{\partial t(x,\ \infty)}{\partial y} = 0. \qquad \text{(III.48)}$$

Решение частной задачи 1, которая является случаем одномерной теплопроводности через стену толщиной δ с заданными температурами на поверхностях, имеет вид

$$\frac{t_1(x,\ y) - t_1(0,\ y)}{t_1(\delta,\ y) - t_1(0,\ y)} = \frac{x}{\delta}. \qquad \text{(III.49)}$$

Частная задача 2 — это задача о толстом ребре с переменной температурой торца, может быть решена по аналогии с (III.44):

$$\frac{t_2(x,\ y) - t_2(0,\ 0)}{t_2(\delta, 0) - t_2(0,\ 0)} = \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin\left(\pi n \dfrac{x}{\delta}\right)}{n e^{n\pi \frac{y}{\delta}}}. \qquad \text{(III.50)}$$

Сумма этих частных результатов дает решение общей задачи. Общее решение в виде температурного поля приведено на рис. III.12, где даны кривые относительных избыточных температур

$$\theta = \frac{t(x,\ y) - t(0, y)}{t(\delta,\ y) - t(0,\ y)} \qquad \text{(III.51)}$$

в поле с относительными координатами x/δ; y/δ.

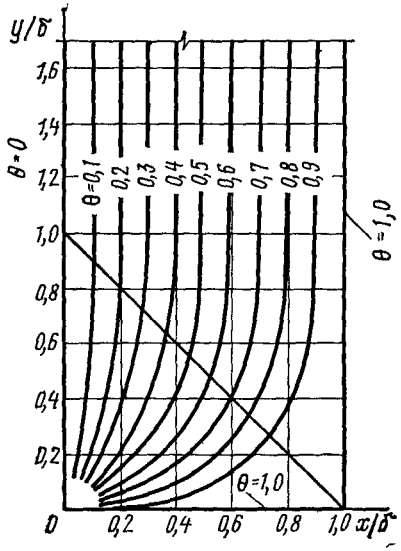


Рис. III.12. Обобщенное температурное поле полуограниченного толстого ребра с разными температурами боковых поверхностей (оконный откос)

Для двумерного температурного поля откоса проема в ограждении, приведенного на рис. III.12, можно определить так называемый фактор формы $f_{отк}$ (см. § III.6). Фактор формы обычно определяют для ширины в два калибра. В данном случае калибр определяется для части ограждения до оси заполнения оконного проема с температурой t_0, для которой сопротивление теплопередачи R'_0.

Для элемента ограждения такой ширины от откоса $f_{отк}$ приведен на рис. III.13, *а*. На рисунке показана зависимость фактора формы $f_{отк}$ от степени заполнения откоса конструкцией окна $\delta_{зап}/\lambda$

Решение, приведенное на

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

рис III.12, можно использовать для расчета температуры поверхности откоса оконного проема в ограждении.

Пользуясь приемом приведения краевой задачи к внутренней введением эквивалентного (сопротивлению теплообмена) слоя, можно по данным рис. III 12 получить распределение температуры на поверхности откоса и ограждения.

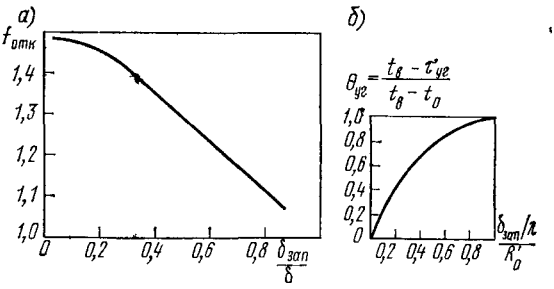


Рис. III.13. Характеристика двумерного температурного поля оконного откоса ограждений:

а — зависимость фактора формы откоса проема от степени заполнения откоса оконной коробкой, *б* — приближенная зависимость относительной избыточной температуры угла $\theta_{уг}$ оконного откоса от $\frac{\delta_{зап}}{\lambda R'_0}$ при $R_в/R'_0 \simeq 0{,}2$

В виде отдельного графика на рис. III.13, *б* дана зависимость $\Theta_{уг}$ (относительной избыточной температуры угла откоса) от относительного сопротивления теплопередаче заполнения оконного проема $\frac{\delta_{зап}/\lambda}{R'_0}$ при $\frac{R_в}{R'_0}$ на поверхности откоса около 0,2

$$\theta_{уг} = \frac{t_в - \tau_{уг}}{t_в - t_0} = f\left(\frac{\delta_{зап}/\lambda}{R'_0}\right), \qquad \text{(III.52)}$$

где R'_0 — сопротивление теплопередаче части ограждения до изотермы t_0.

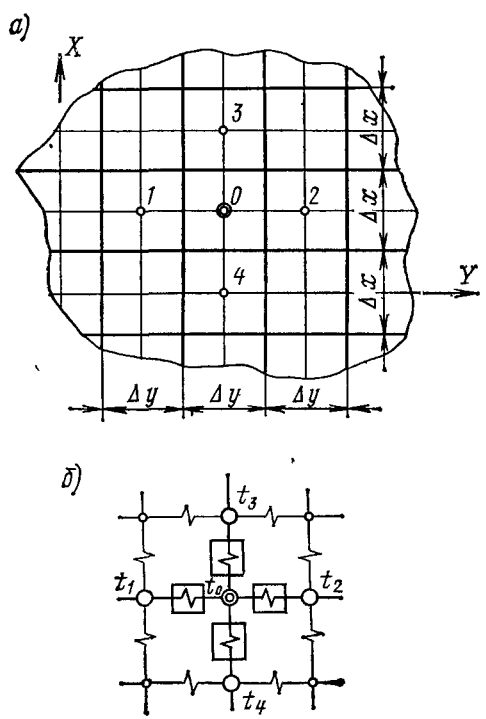


Рис. III.14. Разбивка двумерного поля на элементарные площадки (*а*) и переход от поля к сетке с сосредоточенными параметрами (*б*)

III. 6. ПОСТРОЕНИЕ ДВУМЕРНЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ МЕТОДОМ СЕТОК И ГРАФИЧЕСКИМ МЕТОДОМ. ФАКТОР ФОРМЫ

Рассмотрим два метода, которые могут быть сравнительно просто использованы в инженерной практике для расчета двумерных температурных полей конструкций.

Метод сеток. Область двумерного сечения конструкции, для которой требуется построить температурное поле,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

делят на элементарные площадки, центры которых соединяют сосредоточенными термическими сопротивлениями (рис. III.14, *а*). Таким образом, переходят от поля к тепловой сетке (рис. III.14, *б*) с сосредоточенными параметрами [III.9].

Уравнение стационарной теплопроводности для такой сетки (поле однородное) в конечных разностях имеет вид

$$\frac{\Delta_x^2 t}{\Delta x^2} + \frac{\Delta_y^2 t}{\Delta y^2} = 0. \qquad \text{(III.53)}$$

Вторые конечные разности приращения температуры в направлениях x $\Delta_x^2 t$ и y $\Delta_y{}^2 t$ соответственно равны:

$$\Delta_x^2 t = (t_3 - t_0) - (t_0 - t_4) = t_3 - 2t_0 + t_4;$$

$$\Delta_y^2 t = (t_1 - t_0) - (t_0 - t_2) = t_1 - 2t_0 + t_2.$$

Решение уравнения (III.53) относительно температуры в произвольном узле сетки t_0 (рис. III.14, *б*), если шаг сетки в направлении x, Δx и y, Δy, одинаковый, может быть получено в виде

$$t_0 = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}{4}. \qquad \text{(III.54)}$$

Таким образом, при однородном поле температура в произвольном узле сетки равна среднеарифметическому значению температуры в соседних узлах.

Для конструкции неоднородной и с произвольным шагом разбивки сетки решение конечноразностного уравнения относительно t_0 имеет вид

$$t_0 = \frac{K_{0-1}t_1 + K_{0-2}t_2 + K_{0-3}t_3 + K_{0-4}t_4}{K_{0-1} + K_{0-2} + K_{0-3} + K_{0-4}}, \qquad \text{(III.55)}$$

где K_{0-1}, K_{0-2}, K_{0-3} и K_{0-4} — показатели проводимости соединений тепловой сетки (их определение для наиболее сложных случаев показано на рис. III.15 и III.16) между соответствующими узлами в центрах элементарных площадок.

Из уравнения (III.55) следует, что в общем случае температура в произвольном узле равна средневзвешенному (по проводимостям связей) значению температур в соседних узлах. Это общее уравнение может быть использовано в том числе для определения температуры в узлах, граничащих с поверхностью ограждения (рис. III.16), а также в узлах на стыках материальных слоев (см. рис. III.15).

Показатель проводимости K между узлами должен определяться по правилу сложения параллельно и последовательно расположенных термических сопротивлений R (см. рис. III.16). Может быть два слу-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

чая определения термических сопротивлений. Сопротивление теплопроводности однородного объемного элемента равно

$$R = l/(\lambda F), \qquad \text{(III.56)}$$

где l — протяженность элемента в направлении, в котором определяется сопротивление; F — площадь элемента в сечении, перпендикулярном этому направлению.

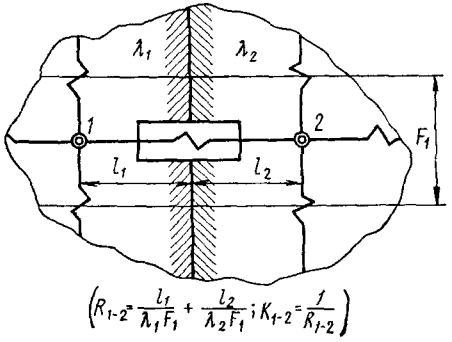


Рис. III.15. Определение показателя проводимости тепла между центрами элементарных площадок для неоднородного поля с произвольным шагом разбивки

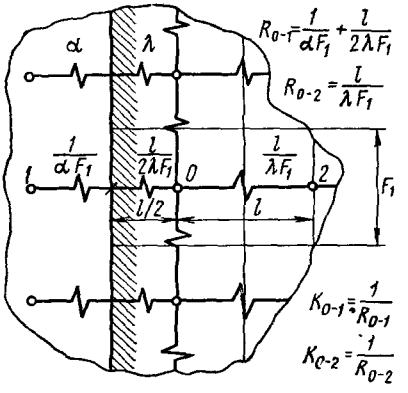


Рис. III.16. Определение сопротивлений сетки на границах тела со средой

Сопротивление теплообмену на поверхности элемента, граничащего с воздухом, равно

$$R = 1/(\alpha F), \qquad \text{(III.57)}$$

где α — коэффициент теплообмена на этой поверхности; F — площадь поверхности элемента.

Разбивку на элементарные блоки, в центре которых будут расположены узлы тепловой сетки, лучше проводить так, чтобы их границы совпадали с характерными поверхностями в сечении ограждения. Чем мельче разбивка, тем выше точность расчета, но тем сложнее и медленнее его продвижение.

Расчет состоит в решении системы линейных уравнений, состоящей из стольких уравнений, сколько узлов в принятой тепловой сетке. Систему уравнений удобнее всего решать методом последовательного приближения, сущность которого в следующем. Сначала задают ориентировочные значения температур в узлах тепловой сетки, затем постепенно уточняют эти значения, добиваясь удовлетворения уравнений системы.

В теории методов приближенных вычислений рассматривается ряд приемов таких расчетов, которыми можно пользоваться в данном случае. Наиболее удобным является метод релаксации, который со-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

стоит в определении дебаланса в каждой точке с постепенным его уменьшением и доведением до величин, близких к нулю, изменением температуры в данной и соседних точках.

Для простейшего случая однородной конструкции дебаланс в узле Δt из уравнения (III.54) можно записать в виде

$$\Delta t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 - 4t_0. \qquad \text{(III.58)}$$

Из этого уравнения видно, что изменением температуры в каждой из соседних точек (*1*, *2*, *3*, *4*) на единицу можно скорректировать Δt

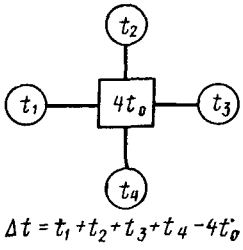


Рис. III.17. Ключ последовательности вычислений при расчете методом сеток

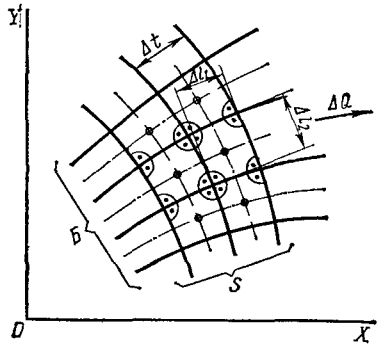


Рис. III.18. Сетка ортогональных криволинейных квадратов

на ± 1, а изменением температуры в узловой точке (*0*) — на ± 4. Это обстоятельство является, по существу, ключом к последовательности вычислений (рис. III.17). После задания в узлах ориентировочных температур и вычисления Δt изменяют температуры, начиная с узлов наибольшего дебаланса и, перемещаясь от узла к узлу, уменьшают его.

Методом сеток можно вести расчеты для случаев практически любой сложности и в том числе с источниками или стоками тепла в цилиндрической системе координат и др. Однако ручной расчет температурных полей методом сеток достаточно трудоемок, поэтому для его реализации в настоящее время широко используется ЭВМ.

Графический метод. Метод графического приближенного построения (от руки) стационарного двумерного температурного поля удобен для получения сравнительно быстрого ориентировочного представления о сложном поле. Этот метод основан на построении ортогональной сетки криволинейных квадратов, образованной линиями токов тепла и изотермами. Рисуются линии токов тепла и изотермы в виде ортогональной сетки криволинейных квадратов (рис. III.18), т. е. такой сетки, линии которой ортогональны (т. е. в точках пересечения образуют прямые углы) и в которой в пределах каждого квадрата среднее расстояние между изотермами равно среднему расстоянию между линиями токов тепла:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\Delta l_1 = \Delta l_2.$$

В такой сетке поток тепла в «трубке», образованной двумя линиями тока, равен

$$\Delta Q = \frac{\Delta l_2 \lambda}{\Delta l_1} \Delta t = \lambda \Delta t,$$

или

$$\Delta Q = \lambda / S (\tau_1 - \tau_2), \qquad \text{(III.59)}$$

где Δt — перепад температур между соседними изотермами, равный

$$\Delta t = (\tau_1 - \tau_2)/S; \qquad \text{(III.60)}$$

τ_1 и τ_2 — температуры на границах области, для которой строится температурное поле; S — число интервалов между изотермами.

Если число «трубок» тока (интервалов между линиями тепловых потоков) в пределах рассматриваемой области (части конструкции) обозначить через Б, то общее количество тепла, проходящее через эту часть конструкции, будет равно

$$Q = \frac{Б}{S} \lambda (\tau_1 - \tau_2), \qquad \text{(III.61)}$$

а сопротивление теплопроводности этой части $R_т$

$$R_т = S/(Б\lambda). \qquad \text{(III.62)}$$

Фактор формы. Отношение Б/S в формуле (III.62) является геометрическим параметром, характеризующим область (двумерного температурного поля) определенной конфигурации. Для одномерного поля стенки с шириной поверхности в один калибр (один калибр равен толщине стены) Б/S = 1, а шириной поверхности в два калибра равно 2 и т. д. Для двумерной области с такой же шириной поверхности эти отношения другие. Отношение геометрических параметров для двумерной и одномерной областей одинаковой ширины показывает, во сколько раз изменяется тепловой поток через поверхность определенной ширины в двумерной области по сравнению с одномерной.

Обычно угол, стык, откос, включение и другие изменения в одномерной конструкции вызывают нарушение одномерности температурного поля на расстоянии до двух кальбров по ширине ограждения, поэтому для всех случаев двумерных полей в ограждении необходимо учитывать участок ограждения шириной в два калибра.

За один калибр для реальных ограждений (многослойных, имеющих конечные значения сопротивлений теплообмена) принимают условную толщину однородного ограждения с сопротивлением теплопроводности R_0 и коэффициентом теплопроводности теплоизоляционного материала λ. Ширина a_f в два калибра равна

$$a_f = 2\lambda R_0. \qquad \text{(III.63)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При расчете передачи тепла через двумерные элементы в ограждении (участки конструкций с двумерным температурным полем) удобно пользоваться так называемым фактором формы. Фактором формы f двумерного элемента ограждения называется отношение геометрических параметров Б/S двумерной и одномерной частей ограждения при их одинаковой ширине по поверхности, равной двум калибрам:

$$f = (Б/S)/2, \qquad (III.64)$$

где Б/S — отношение числа трубок тока к числу изотермических полос (интервалов между изотермами) в ортогональной сетке криволинейных квадратов, расположенных в области двумерного температурного поля на ширине поверхности в два калибра; 2 — это же отношение для области одномерного температурного поля в конструкции при той же ширине поверхности в два калибра.

Фактор формы показывает, во сколько раз больше проводимость тепла двумерным элементом по сравнению с одномерным. Или при одинаковой разности температур и прочих условиях он показывает, во сколько раз больше теряется тепла через двумерный элемент ограждения по сравнению с теплопотерями через его гладь.

Для некоторых двумерных элементов (угла, стыка ограждений) фактор формы может быть вычислен относительно внутренней и наружной поверхностей. В расчете потерь тепла помещением площади ограждений принимают по наружному обмеру; в этом случае f следует определять по наружной поверхности.

§ III.7. МЕТОД ЭЛЕКТРОТЕПЛОВОЙ АНАЛОГИИ

Наиболее удобным и достаточно совершенным методом расчета стационарных температурных полей является метод электротепловой аналогии. Этот метод основан на аналогии математической записи двух разных физических явлений: теплопроводности и электропроводности. Этой аналогией легко воспользоваться для воспроизведения теплового процесса электрическим. Электрическим процессом легче управлять, за ним просто наблюдать и измерять все его параметры. Поэтому удобно именно таким процессом воспроизводить явление теплопроводности, которое само такими достоинствами не обладает. Основа аналогии между этими двумя явлениями состоит в следующем.

Передача тепла теплопроводностью подчиняется закону Фурье, согласно которому

$$q = \Delta t / R_т. \qquad (III.65)$$

Передача электричества в электропроводящей среде определяется законом Ома

$$I = \Delta U / R_э. \qquad (III.66)$$

В этих формулах $R_т$ и $R_э$ — тепловое и электрическое сопротив-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ления, а Δt и ΔU — перепады температур и электрических напряжений.

Из полного соответствия математической записи этих двух законов следует, что если взять геометрически подобный сечению стены лист из электропроводящего материала, то закономерности передачи электричества через него и передачи тепла через стену будут пол-

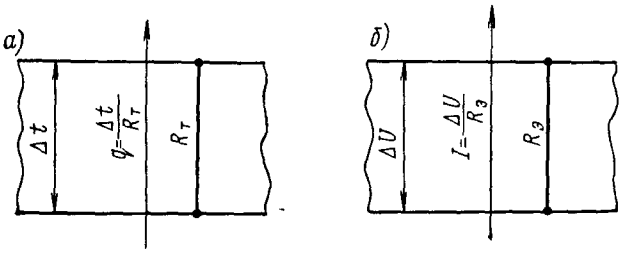


Рис. III.19. Аналогия между процессами теплопроводности (*а*) и электропроводности (*б*)

ностью аналогичны (рис. III.19). При этом будет иметь место следующее соответствие между характеристиками, определяющими эти два процесса (табл. III.1).

Таблица III.1

Электротепловая аналогия

Теплопроводность			Электропроводность		
обозначение	наименование характеристики	размерность	обозначение	наименование характеристики	размерность
t	Температура	К(°С)	U	Электрический потенциал	В или *ед. потенц.*
Q	Количество тепла	кДж (ккал)	G	Количество электричества	Кл
q	Тепловой поток	Вт (ккал/ч)	I	Поток электричества (сила тока)	Кл/с или А
$R_т$	Термическое сопротивление	К·м²/Вт (ч·°С·м²/ккал)	$R_э$	Электрическое сопротивление	*ед. потенц.*/А или Ом

Между перепадом температур Δt на границах стенки и перепадом электрических потенциалов ΔU на соответствующих границах электропроводящего листа может быть произвольное соотношение, которое определит масштаб температур m_t в К/ед·потенц.:

$$m_t = \frac{\Delta t}{\Delta U}. \qquad \text{(III.67)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Соотношение между тепловыми $R_т$ и электрическими $R_э$ сопротивлениями также может быть произвольным. Оно определяет масштаб сопротивлений m_R в $\frac{\text{К/Вт}}{\text{ед. потенц./А}}$:

$$m_R = R_т/R_э. \tag{III.68}$$

Из уравнений теплопроводности и электропроводности следует, что при наперед заданных значениях масштабов сопротивлений и температур масштаб тепловых потоков, Вт/А [(ккал/ч)/А],

$$m_q = q/I, \tag{III.69}$$

или

$$m_q = m_t/m_R. \tag{III.70}$$

Если в уравнение теплопроводности (III.65) подставить значения величин, выраженные через соответствующие масштабы в виде $\Delta t = m_t \Delta U$; $R_т = m_R R_э$; $q = m_q I$, то можно убедиться в полной его тождественности уравнению электропроводности (III.66) именно при такой зависимости между масштабами, как (III.70). Действительно,

$$m_q I = \frac{m_t \Delta U}{m_R R_э}; \quad I = \frac{m_t}{m_R m_q} \frac{\Delta U}{R_э}; \quad I = \frac{\Delta U}{R_э},$$

если

$$\frac{m_t}{m_R m_q} = 1 \quad \text{или} \quad m_q = \frac{m_t}{m_R}.$$

Способ определения масштабов характеристик аналогичных процессов полностью совпадает со способом, применяемым в теории подобия для вывода критериев подобия.

Температурное поле стены с равномерно распределенными параметрами воспроизводится на модели электрическим полем также с равномерно распределенными параметрами. Поэтому, измерив значения потенциала в отдельных точках модели и построив электрическое поле в форме линий равных потенциалов, можно принять его за температурное поле в виде изотерм в стене. Для пересчета электрических потенциалов в температуры нужно воспользоваться масштабом m_t. Обычно для расчета на модели удобно пользоваться условными единицами потенциала, например, в процентах от произвольно принятого полного перепада.

Измерение или расчет силы тока в любом сечении электрической модели позволяет определить с помощью масштаба m_q величину соответствующих потоков тепла.

Задача расчета может состоять в определении сопротивления теплопередаче сложного элемента. Оно может быть определено измерением на модели соответствующих электрических сопротивлений с последующим их пересчетом с помощью масштаба сопротивлений m_R. Подобным образом с помощью электромодели могут быть определены факторы формы элементов ограждений.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Геометрически подобные электропроводящие среды, на которых воспроизводится температурное поле, в теории методов аналогий называют «геометрическими аналогами». С их помощью наиболее просто воспроизводить температурные поля любой конфигурации однородных конструкций с граничными условиями первого рода. Разработаны

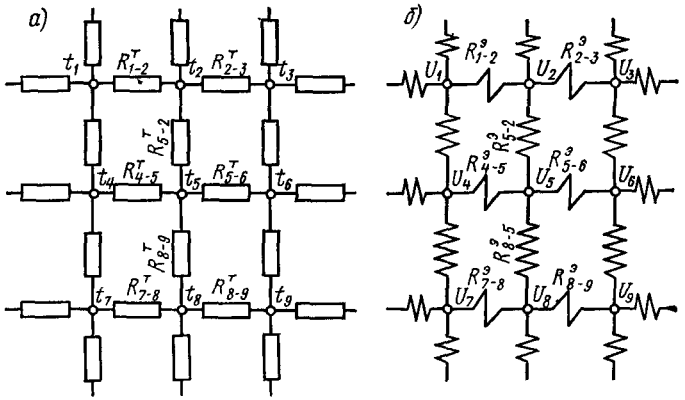


Рис. III.20. Сетка термических сопротивлений (*а*) и соответствующая ей цепь электрических сопротивлений (*б*)

приемы воспроизведения на «геометрических аналогах» полей с неоднородными включениями при сложных граничных условиях. В качестве электропроводящей среды обычно используют электропроводящую бумагу, фольгу, электролит и др. Для сложных случаев расчета подробное изложение метода с использованием геометрических аналогов можно найти в [III.2].

Расчет температурных полей со сложными включениями, с граничными условиями III рода и другими осложняющими задачу условиями удобнее проводить на электрических цепях. Модель в виде электрической цепи воспроизводит тепловую сетку, построение которой дано при рассмотрении метода сеток в § III.6.

В электрической цепи сосредоточенные электрические сопротивления, соединяющие ее узлы, воспроизводят сосредоточенные тепловые сопротивления, соединяющие узлы тепловой сетки (рис. III.20). Здесь также сохраняется полная аналогия математических записей процессов теплопередачи в тепловой сетке и электропередачи в электрической цепи. Поэтому рассмотренные выше соответствия между основными характеристиками процессов и масштабные соотношения остаются справедливыми и для способа воспроизведения температурного поля на электрических цепях. Особенность состоит в том, что под $R_т$ и $R_э$ в этом случае надо подразумевать значения сосредоточенных сопротивлений, а под Δt и ΔU — значения перепадов температур и напряжений между узлами тепловой и электрической сеток.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для расчетов удобно пользоваться специальными моделями — сетками заводского изготовления — электроинтеграторами ЭИ-12, УСМ и др. (рис. III.21). Основными элементами в них являются магазины сопротивлений, которые позволяют набрать между узлами сетки сопротивления нужной величины. На приборе есть специальные устройства, позволяющие задать определенное напряжение или

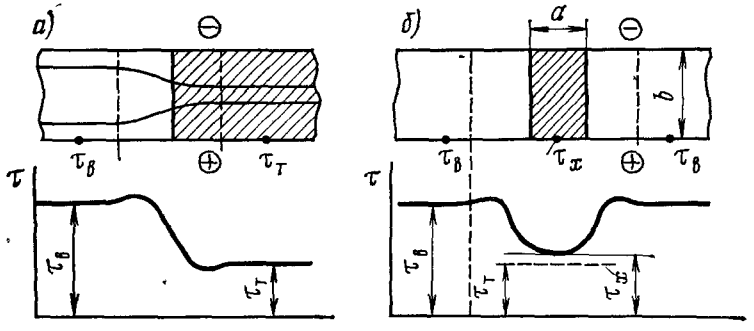


Рис. III.21. Температурное поле на стыке двух материалов (*а*) и в зоне теплопроводного включения в ограждении (*б*)

определенной силы ток в любой узел сетки и замерить электрические потенциалы во всех узлах сетки. Наличие таких устройств на электроинтеграторе позволяет решать на нем задачи стационарной теплопередачи практически любой сложности. Подробнее с этими устройствами и способами расчета на них можно познакомиться в [III.2].

§ III.8. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЕ С ТЕПЛОПРОВОДНЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ

Распространенным случаем двумерного температурного поля является конструкция с теплопроводным включением. Наиболее простым является случай, когда ребро из теплопроводного материала частично или полностью прорезает малотеплопроводную толщу основной конструкции.

При рассмотрении конструкции с теплопроводным включением инженера интересуют два вопроса: какая будет наинизшая температура на внутренней поверхности ограждения в зоне включения и какие будут теплопотери через эту зону.

Если включение занимает большой участок стены, то теплопередача через его среднюю часть происходит по одномерной схеме и температуру на его внутренней поверхности $\tau_т$ можно рассчитать по формуле (III.4). На стыке между изоляционным материалом ($\lambda_и$) и теплопроводным материалом ($\lambda_т$) возникает двумерное температурное поле (рис. III.21, *а*). Температура на внутренней поверхности изменяется от $\tau_в$ на глади теплоизоляционного материала вдали от стыка до температуры $\tau_т$ вдали от стыка на глади теплопроводного ма-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

териала. Заметное влияние стыка распространяется на расстояние одного-двух калибров и более.

При большой ширине включения $a > 2b$ температура τ_x в его средней части близка к $\tau_т$. При меньших размерах температура τ_x будет отличаться от $\tau_т$ и $\tau_в$ (рис. III.21, *б*). Следует отметить, что для некоторых геометрий включения температура τ_x в его середине не является наинизшей. Более низкой может оказаться температура на поверхности около стыка. Однако разница между этими температурами обычно невелика и ее не учитывают в расчете.

Удобно пользоваться показателем относительной избыточной температуры η:

$$\eta = \frac{\tau_в - \tau_x}{\tau_в - \tau_т}. \qquad (III.71)$$

Он показывает, на какую долю от перепада $\tau_в - \tau_т$ понизилась температура τ_x в середине включения относительно $\tau_в$. Величина η зависит от сопротивлений толщи стены и включения, от сопротивлений тепловосприятию и теплоотдаче, но в основном она определяется геометрическими соотношениями a/b и c/b (рис. III.22). С возрастанием отношения a/b от 0 до 2,0 и более величина η изменяется от 0 до 1,0 (рис. III.23). Пользуясь графиками $\eta = f(a/b;\ c/b)$, можно легко определить τ_x по формуле

$$\tau_x = \tau_в - \eta(\tau_в - \tau_т). \qquad (III.72)$$

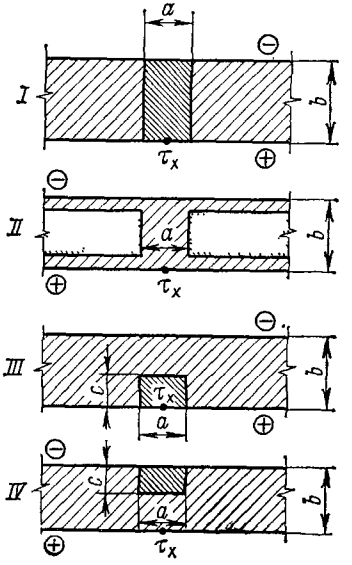


Рис. III.22. Различные виды теплопроводных включений ограждающих конструкций:
I — сквозное, *II* — с выравнивающими слоями, *III* — у внутренней поверхности, *IV* — у наружной поверхности

Если в конструкции сквозное теплопроводное включение выходит во внутренний и внешний выравнивающие слои (вариант II на рис. III.22), то при прочих равных условиях температура τ_x повышается, но зона влияния включения расширяется. С увеличением толщины внутреннего выравнивающего слоя температура τ_x повышается, но зона влияния включения возрастает.

При несквозном теплопроводном включении также имеет место понижение температуры на поверхности включения. Для несквозного включения, расположенного с внутренней поверхности ограждения (вариант III на рис. III.22), характерным является то, что в большинстве случаев величина η оказывается больше 1,0 и температура τ_x ниже $\tau_т$. Подобное на первый взгляд парадоксальное явление имеет объяснение, которое состоит в следующем (рис. III.24). Температура по сечению ограждения изменяется так, что в зоне основной части конструкции (*I—I*) она ниже, чем в зоне включения (*II—II*). Поэтому температура t_1 в точке *1* ниже, чем t_2 в точке *2*. В среднем

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

в слое между точками t_1—$\tau_в$ температура ниже, чем в таком же слое между t_2—$\tau_т$. Боковые грани включения поэтому имеют более низкую температуру, чем само включение, и через них происходит дополнительное охлаждение, в результате чего понижается температура на внутренней поверхности включения.

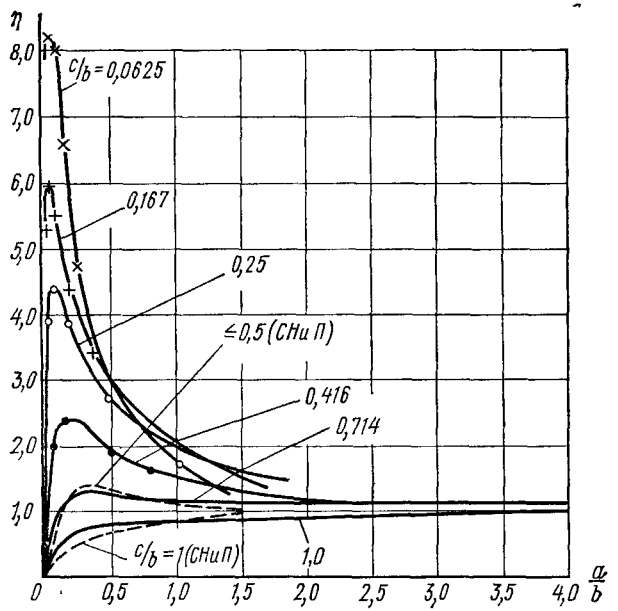


Рис. III.23. Зависимость температурного коэффициента η от геометрических размеров теплопроводного включения (I и II виды включения)

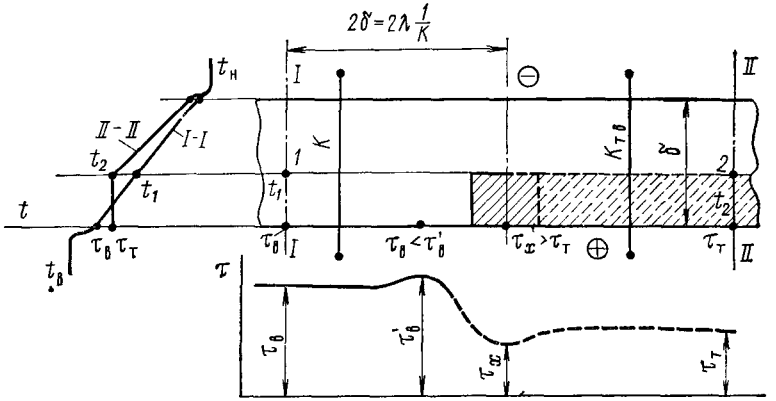


Рис. III.24. Изменение температуры в сечениях ограждения в зоне несквозного теплопроводного включения, расположенного у внутренней поверхности ограждения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Грань включения, соприкасающаяся с теплоизоляционным материалом основной конструкции, не утепляет, как можно было бы предположить, а дополнительно переохлаждает внутреннюю поверхность включения около этой грани. Имеет место и обратный эффект, состоящий в том, что эта же грань оказывает обогревающее действие относительно теплоизоляционного слоя основной конструкции. Температура внутренней поверхности основной конструкции около стыка с теплопроводным включением оказывается более высокой, чем $\tau_в$. Проявление рассмотренного эффекта для внутреннего несквозного включения в большей мере зависит от геометрических соотношений c/b и a/b. На рис. III.23 приведены кривые изменения η от c/b и a/b для этих случаев. Из графика видно, что величина η имеет максимум, который тем больше, чем меньше c/b.

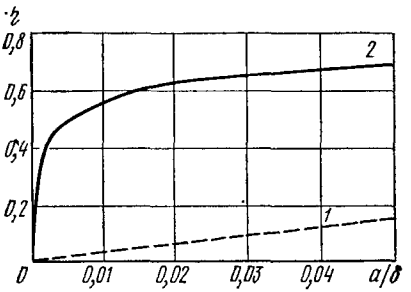


Рис. III.25. Зависимость $\eta(a/\delta)$ для металлического (*1*) и бетонного (*2*) включения вида II

Для несквозных включений, расположенных с наружной стороны ограждения (вариант IV на рис. III.22), также имеет место понижение температуры на внутренней поверхности в зоне включений, но для этого случая всегда $\eta < 1$.

Результаты, приведенные на графике рис. III.23, получены расчетом на электроинтеграторе при условии, что $\alpha_в = 8{,}7$ Вт/(м²·К) [7,5 ккал/(м²·ч·°С)], $\alpha_н = 23{,}3$ (20), $\lambda_и = 0{,}116$ Вт/(м·К) [0,1 ккал/(м·ч·°С)], $\lambda_т = 1{,}163$ (1,0). Их можно распространить и на другие условия, имея в виду определенную приближенность результатов, которые при этом будут получаться.

Учитывая возрастающее применение ограждений с металлической обшивкой (чаще алюминиевой), важно рассмотреть включение вида II. Сплошная металлическая обшивка панели создает в зоне стыка панелей сквозное металлическое включение с выравнивающими слоями. Зависимость η для металлических включений вида II показана на рис. III.25. Там же для сравнения показана аналогичная зависимость для бетонного включения [III.1].

Через зону теплопроводного включения тепла теряется больше, чем через гладь стены. Для одиночного включения удобно определять дополнительные (к потерям через основную конструкцию шириной в два калибра) теплопотери на 1 м длины включения. Потери через включение в конструкции несколько больше, чем при равных условиях может передать само включение при полной теплоизоляции его торцевых стыков с основной конструкцией стены. Потери тепла возрастают при наличии в конструкции выравнивающих слоев.

Определим фактор формы теплопроводного включения $f_{вкл}$. Для этого рассмотрим на рис. III.24 часть конструкции шириной в два калибра в каждую сторону от оси симметрии включения [см. формулу

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

(III. 64)]. При этом будем предполагать отсутствие тепловых потоков через торцевые поверхности включения (см. выше).

Пользуясь правилом сложения проводимостей, определим проводимость $K_{вкл}$ части конструкции шириной в два калибра от оси включения:

$$K_{вкл} = K\left(2\lambda\frac{1}{K} - \frac{a}{2}\right) + K_{т.в}\frac{a}{2} = 2\lambda + (K_{т.в} - K)\frac{a}{2}, \quad \text{(III.73)}$$

где K и $K_{т.в}$ — коэффициенты теплопередачи, рассчитанные соответственно по сечению основной конструкции ограждения и по сечению теплопроводного включения.

Такая же площадь в два калибра глади основной конструкции ограждения имеет проводимость

$$K_{о.к} = K2\lambda\frac{1}{K} = 2\lambda. \quad \text{(III.74)}$$

Фактор формы равен отношению этих проводимостей:

$$f_{вкл} = K_{вкл}/K_{о.к} = 1 + a/4\lambda(K_{т.в} - K). \quad \text{(III.75)}$$

Фактическая проводимость тепла теплопроводным включением в ограждении за счет потоков тепла через торцевые поверхности включения больше, чем расчетная величина $K_{вкл}$ по уравнению (III.73).

Если конструкция ограждения имеет теплопроводные включения в виде ряда подобных элементов, которые расположены на небольшом расстоянии друг от друга, то целесообразно для расчета теплопотерь определить условное сопротивление теплопередаче всей конструкции.

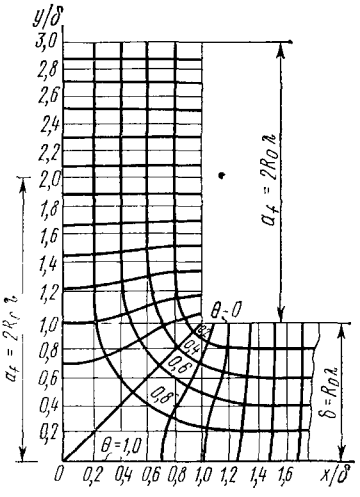


Рис. III.26. Температурное поле в сечении наружного угла однородного ограждения

§ III. 9. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В НАРУЖНОМ УГЛУ И ЧЕРЕЗ СТЫК ОГРАЖДЕНИЙ

Теплопередача в наружном углу. На рис. III.26 приведено температурное поле в сечении наружного угла ограждения, которое просто построить, например, с помощью графического метода. На внутренней и наружной поверхностях ограждения к толще стены добавлены эквивалентные (теплообмену на поверхностях) слои. На поверхностях этих слоев заданы постоянные температуры внутреннего и наружного воздуха. Температурное поле угла представлено в безразмерном виде. Графическая зависимость на рис. III.26 оказывается универсальной для угла однородного ограждения из любого материа-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ла при любых сопротивлениях теплообмену на поверхностях и при любом перепаде температур.

Для наружного угла фактор формы $f_{уг}$ равен (рис. III.26) (число трубок тока Б = 6,8, число изотермических полос $S = 5$)

$$f_{уг} = Б/(S \cdot 2) = 6{,}8/(5{,}0 \cdot 2) = 0{,}68. \qquad (III.76)$$

Он показывает, что в пределах расстояния, равного двум калибрам от наружного угла по внешней поверхности, количество теряемого тепла на 32% меньше, чем теряется через такую же площадь на глади стены.

Фактор формы для наружного угла, определенный для ширины в два калибра по внутренней поверхности ограждения, равен 1,18. Это значит, что потери тепла через внутреннюю поверхность наружного угла такой ширины больше, чем через гладь стены, на 18%.

Теплопотери 1 м наружного угла однородного ограждения шириной в два калибра ($2\lambda R_0$) с учетом фактора формы равны

$$Q_{уг} = (1/R_0)(t_в - t_н)\, 2\lambda R_0 f_{уг} = 2\lambda (t_в - t_н) f_{уг}. \qquad (III.77)$$

Дополнительные потери тепла через угол $\Delta Q_{уг}$ по сравнению с теплопотерями через одномерную стену равны

$$\Delta Q_{уг} = 2\lambda (t_в - t_н)(f_{уг} - 1). \qquad (III.78)$$

Важное значение с санитарно-технической точки зрения имеет понижение температуры на стыке внутренних поверхностей стены в наружном углу. Это понижение температуры может быть определено с помощью температурного поля (см. рис. III.26), если на нем построить линию внутренней поверхности ограждения, отложив толщину эквивалентного слоя $\lambda/\alpha_в$ от условной поверхности угла, имеющей температуру $t_в$. По данным этого рисунка построена кривая изменения температуры в толще конструкции по линии, являющейся осью симметрии угла (рис. III.27, кривая *2*). Прямая линия *1* на этом рисунке соответствует изменению температуры по сечению на глади стены, в удалении от угла. Линии *1* и *2* соответствуют изменению относительной избыточной температуры на внутренней поверхности стены в углу и на глади. По разности ординат этих линий можно определить понижение температуры в углу по сравнению с гладью стены.

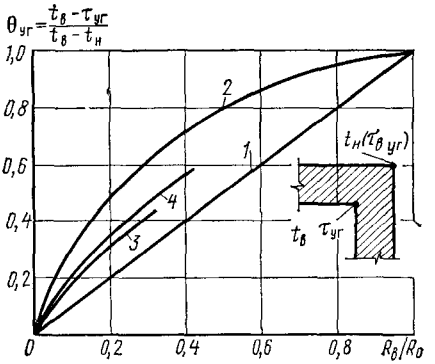


Рис. III.27. График изменения относительной избыточной температуры на внутренней поверхности глади ограждения (*1*) и по оси угла (*2*) однородного ограждения в зависимости от $R_в/R_0$ [по данным К. Ф. Фокина (*3*) при $\alpha_в$ = 8,7 Вт/(м²·°С) и (*4*) при $\alpha_в$ = 5,8 Вт/(м²·°С)].

В некоторых случаях в помещение может вдаваться внутрен-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ний угол наружного ограждения. Безразмерное температурное поле на рис. III.26 справедливо и для этого случая, если в нем изменить положение $t_в$ и $t_н$. Теплопотери в зоне внутреннего угла, отнесенные к наружной поверхности в два калибра, оказываются больше, чем на глади стены, в 1,18 раза (фактор формы). Относительно внутренней поверхности фактор формы внутреннего угла равен 0,68. Теплопотери на 1 м внутреннего угла можно определить по формулам (III.77) и (III.78).

Температурное поле (см. рис. III.26) является приближенным, так как соответствует «внутренней задаче» с эквивалентными слоями и заданными температурами на поверхностях. Задачу с заданными условиями теплообмена на поверхностях можно решить точнее методом электротепловой аналогии или методом сеток. Результаты, полученные на электроинтеграторе К. Ф. Фокиным [10] при коэффициентах теплообмена $\alpha_в = 8{,}7$ и 5,8 на внутренней поверхности ограждения в зоне наружного угла, приведены на рис. III.27. На рисунке видно расхождение данных расчета на электроинтеграторе с приближенным решением.

По данным [10], температуру в углу $\tau_{уг}$ в диапазоне R_0 от 0,5 до 2,5 можно рассчитать по приближенной формуле:

$$(\tau_в - \tau_{уг})/(t_в - t_н) \cong 0{,}18\,(1 - 0{,}23R_0).$$

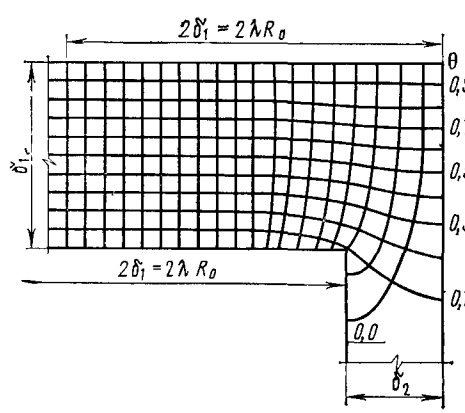


Рис. III.28. Температурное поле в сечении стыка однородных наружной и внутренней стен; при $\delta_2/\delta_1 = 0{,}5$ $f_{ст} = 0{,}93$

Близким к тепловым условиям в наружном углу является теплопередача через примыкание внутреннего ограждения к наружному.

Теплопередача стыка ограждений. Полное решение задачи о теплопередаче через стык перегородки с наружным ограждением может быть получено из рассмотрения двумерного температурного поля. Решение на электроинтеграторе при соотношении половины толщины внутренней стены δ_2 и толщины наружной δ_1, равном $\delta_2/\delta_1 = 0{,}5$, и граничном условии I рода на поверхностях дано на рис. III.28. Изотермы температурного поля на рисунке соответствуют относительным избыточным температурам:

$$\theta = (t_в - t)/(t_в - t_н). \qquad \text{(III.79)}$$

Подобные температурные поля построены для других соотношений δ_2/δ_1.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для всех температурных полей определен фактор формы стыка $f_{ст}$ (см. § III.7), равный относительной теплопроводности всего элемента от внутренней поверхности к наружной. На рис. III.29 приведен график зависимости $f_{ст}$ от δ_2/δ_1 при его определении по наружному и внутреннему обмерам.

Полученными решениями можно воспользоваться для приближенного определения температуры $t_{ст}$ в углу на стыке внутренних

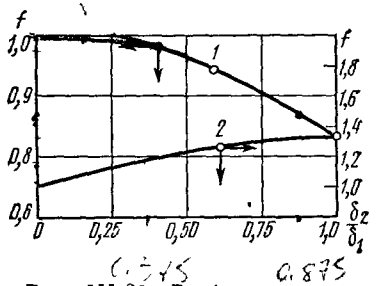


Рис. III.29. График зависимости фактора формы $f_{ст}$ для стыка наружной стены и внутренней перегородки от отношения δ_2/δ_1:
1 — по наружному обмеру;
2 — по внутреннему обмеру

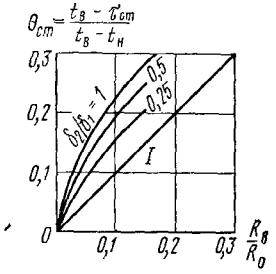


Рис. III.30. График зависимости относительной избыточной температуры $\Theta_{ст}$ от $R_в/R_0$ по глади стены (*I*) и по оси угла сопряжения наружной и внутренней стен при $\delta_2/\delta_1 = 1;\ 0{,}5;\ 0{,}25$

поверхностей. Для этого от внутренних поверхностей стены и перегородки нужно отложить толщину эквивалентного слоя $\lambda/\alpha_в$. Общее решение для определения температуры приведено на рис. III.30 в виде зависимости относительной избыточной температуры:

$$\theta = \frac{t_в - t_{ст}}{t_в - t_н} = f(\delta_2/\delta_1;\ R_в/R_0)\ . \qquad (III.80)$$

В реальных конструкциях материал перегородки обычно отличается от материала, из которого выполнено наружное ограждение, что несколько изменяет фактор формы $f_{ст}$.

§ III.10. ПРИВЕДЕННОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ СЛОЖНОГО ОГРАЖДЕНИЯ

Конструкции ограждений современных зданий из крупноразмерных элементов имеют определенное своеобразие. В стенах расположены большие оконные проемы. Размеры помещения небольшие, поэтому на большей части поверхности наружной стены со стороны помещения примыкают перегородки и междуэтажные перекрытия. Конструкции стеновых панелей обычно имеют бетонные ребра и обрамления, которые создают в толще теплоизоляционного слоя теплопроводные включения, т. е. по площади наружной стены практически

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нет участков, в пределах которых передачу тепла можно было бы считать проходящей по одномерной схеме. За счет перечисленных конструктивных особенностей потери тепла по всей площади ограждения оказываются часто бо́льшими, чем теплопотери, рассчитанные в предположении одномерности температурного поля.

Для правильного расчета теплопотерь через ограждения сложной конструкции используют так называемое приведенное сопротивление теплопередаче ограждения $R_{о.пр}$. *Приведенным* называют сопротивление теплопередаче такого условного ограждения с одномерным температурным полем, потери тепла через которое при одинаковой площади равны теплопотерям сложного ограждения с двумерным температурным полем.

Пользуясь $R_{о.пр}$, по формуле (III.82) для одномерного ограждения можно получить потери тепла сложного ограждения. В предыдущих параграфах были рассмотрены характерные для наружной стены двумерные элементы (см. рис. III.4). Это стык внутренних конструкций с наружной стеной, оконные откосы, наружный угол и теплопроводные включения. В результате рассмотрения теплопередачи в двумерных элементах определены факторы формы f_i для каждого случая. В табл. III.2 дан сводный перечень их значений.

Таблица III.2

Значение факторов формы характерных элементов ограждения

Характерный двумерный элемент ограждения	Фактор формы f_i характерного элемента для ширины в два калибра по обмеру	
	наружному	внутреннему
Наружный угол $f_{уг}$	0,68	1,18
Внутренний угол $f_{уг}$	1,18	0,68
Откос проема в ограждении $f_{отк}$ . . .	По рис. III. 13, *а*	
Стык однородных внутреннего и наружного ограждений (в одну сторону от оси стыка) $f_{ст}$	По рис. III. 29	
Теплопроводное включение (в одну сторону от оси включения) $f_{вкл}$	По формуле (III. 75)	

Величины f показывают, во сколько раз общие теплопотери через единицу длины характерного элемента шириной в два калибра больше основных. Общие потери тепла ограждениями, имеющими несколько двумерных элементов разной протяженности l и с различными значениями f, можно определить в виде суммы:

$$Q = \frac{1}{R_0} F_0 (t_в - t_н) + \frac{1}{R_0} \sum a_f l_i (f_i - 1)(t_в - t_н). \qquad (III.81)$$

В то же время с помощью приведенного сопротивления теплопередаче $R_{0\ пр}$ величина Q может быть определена по формуле

$$Q = \frac{1}{R_{о.пр}} F_0 (t_в - t_н). \qquad (III.82)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Приравнивая правые части уравнений (III.81) и (III.82), получим аналитическую зависимость для определения приведенного сопротивления теплопередаче ограждения в виде

$$R_{o.пр} = R_o \frac{1}{1 + \frac{1}{F_0} \sum a_f (f_i - 1) l_i}, \qquad \text{(III.83)}$$

где a_f определяется по формуле (III. 63), причем для откоса окна вместо R_0 в этой формуле применяется R'_0.

По формуле (III.83) можно определить $R_{0\ пр}$ для ограждения, в котором элементы с двумерными температурными полями соответствуют рассмотренным задачам. Если ограждение в зоне характерных двумерных элементов имеет теплопроводные включения, то можно (в порядке первого приближения) складывать факторы формы, учитывающие их влияния, считая независимыми увеличения теплопотерь за счет формы элемента и наличия в нем теплопроводного включения. Для многослойных панелей, имеющих обрамляющие ребра, сложные включения и другие элементы, теоретическое решение не-

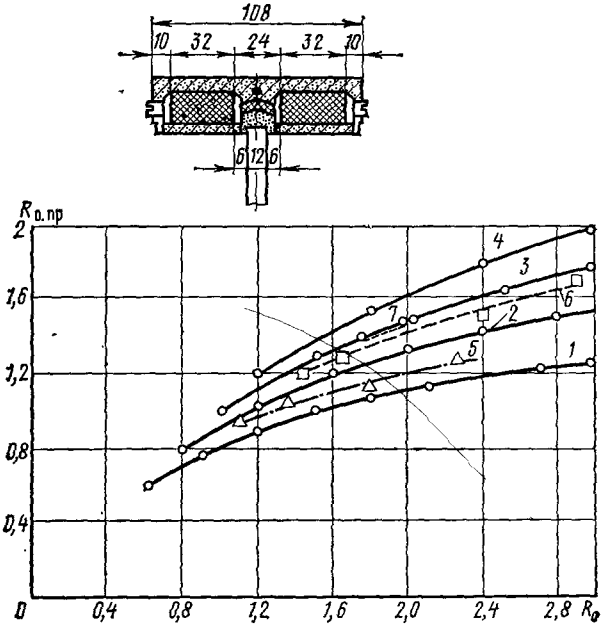


Рис. III.31. Зависимости между приведенным сопротивлением теплопередаче простенка $R_{o.пр}$, расчетным сопротивлением глади R_0 и сопротивлением утепления стыка и обрамляющих ребер R_0', полученные аналитически и по экспериментальным данным [III.15]:

1, 2, 3, 4 — аналитическим расчетом с R'_0 соответственно 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; *5, 6, 7* — по экспериментальным данным при R'_0 стыка соответственно 0,7; 0,8; 0,9

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

возможно и данные о $R_{0\,пр}$ могут быть получены приближенными приемами или расчетом температурного поля, например, на электроинтеграторе. На рис. III.31 приведены данные о $R_{0\,пр}$ для простенка типовой конструкции трехслойной панели пяти- и девятиэтажных жилых домов серии I-464А, полученные Ф. В. Ушковым [III.15], при различных сопротивлениях теплопередаче включений в зоне стыка.

Пример III.1. Определить приведенное сопротивление теплопередаче, $R_{0.пр}$ панели наружного ограждения углового помещения.

Материал панели и примыкающих внутренних конструкций — газосиликат ($\rho = 1000$ кг/м³, $\lambda = 0{,}3$ Вт/(м·К), $R_0 = 1{,}17$ К·м²/Вт. Окно расположено в плоскости поверхности панели.

Ширина панели 3,18 м, высота 2,58 м, толщина $\delta_1 = 0{,}35$ м. Размеры оконного проема: 2,026 × 1,343 м, $\delta = 0{,}25$, $\Delta = 0{,}35$. К панели примыкают перегородка $2\delta_2 = 0{,}15$ м, $\delta_2/\delta_1 = 0{,}075/0{,}35 = 0{,}214$ и перекрытие $2\delta_2 = 0{,}35$, $\delta_2/\delta_1 = 0{,}5$.

Решение. Протяженности участков панели l_i, сопряженных с наружным углом, перекрытиями, периметром оконного откоса, а также фактор формы f_i, определенный по табл. III.2 для этих элементов, заносим в таблицу.

Наименование элемента	l_i, м	По наружному обмеру			По внутреннему обмеру		
		f_i	(f_i-1)	$(f_i-1)l_i$	f_i	(f_i-1)	$(f_i-1)l_i$
Наружный угол . . .	2,58	0,68	—0,32	—0,825	1,18	0,18	0,465
Стык с перегородками, $\delta_2/\delta_1 = 0{,}214$	2,58	0,99	—0,01	—0,03	1,22	0,22	0,67
Стык с перекрытием, $\delta_2/\delta_1 = 0{,}5$	6,36	0,96	—0,04	—0,254	1,22	0,22	1,4
Оконные откосы . . .	6,74	1,50	0,50	3,37	1,50	0,50	3,37

Ширина a_f в два калибра по (III.63) для оконных откосов равна

$$a_f = 2\lambda R_0' = 2 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}838 = 0{,}503;$$

где R'_0 определяется по формуле (III.46)

$$R_0' = \frac{1/8{,}7 + 0{,}25/0{,}30}{1/8{,}7 + 0{,}35/0{,}30 + 1/23{,}3}\,1{,}17 = 0{,}838.$$

Для других элементов ограждения $a_f = 2\lambda R_0 = 2 \cdot 0{,}3 \cdot 1{,}17 = 0{,}702$.

Приведенное сопротивление теплопередаче $R_{0.пр}$ с учетом дополнительных потерь тепла на стыках, в наружном углу и оконных откосах определяем по формуле (III.83):

а) по наружному обмеру

$$F_0 = 3{,}18 \cdot 2{,}58 - 2{,}026 \cdot 1{,}343 = 5{,}48 \text{ м}^2;$$

$$R_{0.пр} = 1{,}17 \frac{1}{1 + (1/5{,}48)\,[0{,}503 \cdot 3{,}37 - 0{,}702\,(0{,}825 + 0{,}03 + 0{,}254)]} =$$

$$= 1{,}031 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт};$$

б) по внутреннему обмеру

$$F_0 = 5{,}48 - (0{,}35 \cdot 2{,}58 + 0{,}075 \cdot 2{,}58 + 0{,}175 \cdot 6{,}36) = 3{,}28 \text{ м}^2;$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$R_{0.\text{пр}} = 1{,}17 \frac{1}{1 + (1/3{,}28)\,[0{,}503 \cdot 3{,}37 + 0{,}702\,(0{,}18 + 0{,}22 + 0{,}22)]} = 0{,}709.$$

Пример III.2. Определить приведенное сопротивление теплопередаче панели наружного ограждения, конструкция которой задана в примере III.1.

Панель имеет теплопроводные включения: по периметру оконного откоса $l = 6{,}74$ м; по периметру панели $l = 6{,}24 + 5{,}16 = 11{,}4$ м, ребра жесткости в среднем сечении панели $l = 5{,}16 \cdot 2 = 10{,}32$ м. Толщина железобетонных [$\lambda = 1{,}63$ Вт/(м·К)] ребер по контуру панели 0,02 м, ребер жесткости— 0,04 м.

Решение. Определяем фактор формы $f_{\text{вкл}}$ теплопроводного включения по формуле (III.75). Для ребер жесткости (в одну сторону от оси ребра) и для обрамляющих панель ребер имеем:

$$K = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{1{,}17} = 0{,}855;$$

$$K_{\text{т.в}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}} = \frac{1}{0{,}043 + \frac{0{,}35}{1{,}63} + 0{,}115} = 2{,}683;$$

$$f_{\text{вкл}} = 1 + \frac{0{,}04}{4 \cdot 0{,}3}\,(2{,}683 - 0{,}855) = 1{,}061.$$

Факторы формы всех элементов (только для обмера по наружной поверхности) и дополнительные величины для определения $R_{0.\text{пр}}$ сводим в таблицу:

Наименование элемента	l_i	По наружному обмеру		
		f_i	$f_i - 1$	$(f_i - 1)l$
Наружный угол	2,58	0,68	—0,32	—0,825
Стык с перегородками, $\delta_2/\delta_1 = 0{,}214$.	2,58	0,99	—0,01	—0,03
Стык с перекрытием, $\delta_2/\delta_1 = 0{,}5$ . .	6,36	0,96	—0,04	—0,254
Оконные откосы	6,74	1,50	0,50	3,37
Теплопроводные включения:				
ребра жесткости (в обе стороны от оси симметрии)	10,32	1,061	0,061	0,629
обрамляющие панель ребра	11,40	1,061	0,061	0,695

Определяем приведенное сопротивление теплопередаче наружной стеновой панели по наружному обмеру по формуле (III.83):

$$R_{0.\text{пр}} = 1{,}17 \frac{1}{1 + \frac{1}{5{,}48}\,[0{,}503 \cdot 3{,}37 + 0{,}702\,(0{,}629 + 0{,}695 - 0{,}825 - 0{,}03 - 0{,}254)]} =$$

$$= 0{,}875 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

§ III.11. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ГЕРМЕТИЧНОЙ ВОЗДУШНОЙ ПРОСЛОЙКИ

Устройство воздушной прослойки является распространенным приемом теплоизоляции. Прослойку используют в конструкциях окон, витражей, наружных стен и перекрытий, для экранирования при защите от излучения и как гравитационный побудитель для ин-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тенсификации конвективного теплосъема с обогревающих или охлаждающих устройств. В наружных стенах и перекрытиях такой прием часто используют для предупреждения переувлажнения конструкций.

Воздушная прослойка может быть герметичной или вентилируемой; последнюю часто называют воздушным продухом.

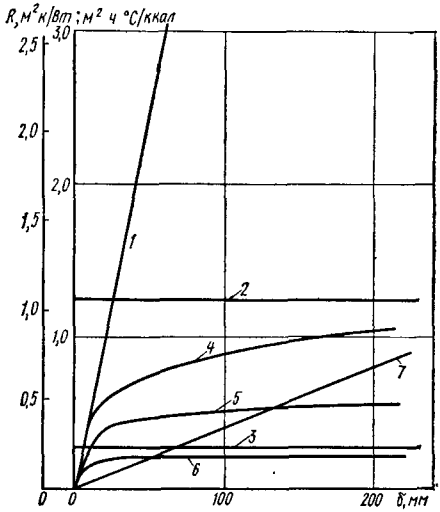


Рис. III.32. Изменение сопротивления теплообмену герметичной воздушной прослойки и его составляющих:

1 — сопротивление теплопроводности слоя воздуха толщиной δ ($\delta/\lambda_{возд}$); *2* — сопротивление теплообмену излучением при $\varepsilon_{пр}=0{,}2$ ($R_л=1/\alpha_л$); *3* — то же, при $\varepsilon_{пр}=0{,}9$ ($R_л=1/\alpha_л$); *4* — сопротивление конвективному теплообмену ($R_к=1/\alpha_к$); *5* — сопротивление теплопередаче воздушной прослойки ($R_{в.п}$) при $\varepsilon_{пр}=0{,}2$; *6* — то же, при $\varepsilon_{пр}=0{,}9$; *7* — для сравнения сопротивление слою шлака толщиной δ ($\delta/\lambda_{шл}$)

Сопротивление теплопередаче воздушной прослойки $R_{в.п}$ не может быть определено как сопротивление теплопроводности слоя воздуха, так как передача тепла через воздушную прослойку от одной поверхности к другой происходит в основном конвекцией и излучением (рис. III.32).

В простейшем случае герметичной воздушной прослойки поток тепла от одной стенки к другой можно представить в виде суммы

$$q = q_к + q_л, \qquad \text{(III.84)}$$

где $q_к$ — конвективная составляющая; $q_л$ — лучистая составляющая этого потока.

Величина $q_к$ является собирательной, в нее входит передача тепла за счет конвективного теплообмена и через воздух посредством теплопроводности. Эти составляющие трудно разделить. Конвективный теплообмен $q_к$ в воздушной прослойке от одной поверхности к другой равен

$$q_к = \alpha'_к(\tau_1 - \tau_2), \qquad \text{(III.85)}$$

где $\alpha'_к$ — коэффициент конвективного теплообмена, отнесенный к разности температур $\Delta\tau = \tau_1 - \tau_2$ на поверхностях прослойки.

Конвективный теплообмен в прослойке связан с циркуляцией воздуха. В вертикальных воздушных прослойках, если их толщина соизмерима с высотой, восходящие потоки вдоль поверхности с большей температурой и нисходящие потоки на холодной поверхности могут двигаться без взаимных помех. В тонких прослойках они взаимно тормозятся и образуют внутренние циркуляционные контуры, высота которых зависит от ширины щели.

При малых толщинах или при небольших разностях температур

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

имеет место режим параллельно-струйного движения воздуха вдоль стенок прослойки без перемешивания. Экспериментально установлено, что ламинарный режим течения сохраняется в пределах значений произведения критериев $GrPr < 1000$. При средней температуре воздуха 0°С критическому значению соответствует [см. формулу (I.53)].

$$(GrPr)_{кр} \approx 10^8 \delta^3 \Delta\tau \leqslant 1000, \qquad (III.86)$$

где δ — толщина воздушной прослойки, м.

Из зависимости (III.86) можно получить критическую толщину прослойки $\delta_{кр}$, мм, для которой сохраняется ламинарный режим течения:

$$\delta_{кр} \approx 20 \Delta\tau^{-1/3}. \qquad (III.87)$$

При этом режиме в прослойке

$$\alpha'_к = \lambda_в / \delta, \qquad (III.88)$$

т. е. передача тепла через слой воздуха толщиной $\delta < \delta_{кр}$ происходит теплопроводностью.

Если $GrPr > 1000$, то для критерия Nu, определенного относительно $\alpha'_к$ опытным путем, установлена зависимость

$$Nu = 0{,}18\,(GrPr)^{0{,}25}. \qquad (III.89)$$

Для воздуха при средней температуре 0°С и δ, мм, $\alpha'_к$, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)], равно

$$\alpha'_к = 2{,}8(\Delta\tau/\delta)^{0{,}25} \;\|\; \alpha'_к = 2{,}4\,(\Delta\tau/\delta)^{0{,}25} \qquad (III.90)$$

Численный коэффициент в формуле увеличивается приблизительно на 4% при понижении средней температуры на 10°С.

В горизонтальной прослойке, если верхняя поверхность нагрета больше, чем нижняя, перемешивания воздуха почти не будет, поэтому $\alpha_к$ при любых прочих условиях будет достаточно точно определяться формулой (III.88). Если поток тепла направлен снизу вверх, то возникают восходящие и нисходящие токи, образующие циркуляционные контуры, которые в плане имеют вид шестигранных ячеек. Значение $\alpha_к$ в этом случае возрастает по сравнению с полученным по формуле (III.90). Увеличение $\alpha_к$ зависит в основном от толщины прослойки и равно: при $\delta = 10$ мм — около 20%, при $\delta = 50$ мм оно имеет максимальное значение около 45% и далее уменьшается так, что при $\delta = 100$ мм равно около 25%, при $\delta = 200$ мм — около 5%.

Лучистая составляющая теплопередачи через воздушную прослойку

$$q_л = \alpha_л (\tau_1 - \tau_2), \qquad (III.91)$$

где $\alpha_л$ — коэффициент лучистого теплообмена.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Коэффициент $\alpha_л$, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)], определяется по общей формуле

$$\alpha_л = \varepsilon_{пр} C_0 b \varphi. \qquad \text{(III.92)}$$

В воздушной прослойке коэффициент облученности $\varphi = 1{,}0$, исключение составляют прослойки в виде отверстий в плитах, кирпичах и т. д. При сечении отверстий, близком к квадратному, за счет дополнительного излучения боковых стенок $\varphi \approx 1{,}2$. При плоской форме каналов и соотношении сторон 1 : 3 и менее $\varphi \approx 1$.

Приведенный коэффициент излучения $\varepsilon_{пр}$ определяется по формуле (I.20) для параллельных поверхностей. Для большинства строительных материалов $\varepsilon_{пр} = 0{,}85$. При средней температуре 0°С $b = 0{,}81$ и

$$\alpha_л = 0{,}85 \cdot 5{,}77 \cdot 0{,}81 \cdot 1{,}0 = 3{,}97 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)} [3{,}41 \text{ккал/(м}^2\text{·ч·°С)}]$$

Величина $\alpha_л$ заметно больше $\alpha_к$, поэтому основное тепло через прослойку передается излучением. Уменьшить этот поток и таким путем увеличить сопротивление теплопередаче прослойки можно за счет так называемого «армирования», например алюминиевой фольгой. Покрытие фольгой обычно делают на теплой поверхности для избежания конденсации. Такое покрытие уменьшает лучистый поток приблизительно в 10 раз. Оклейка фольгой второй поверхности практически не изменит результата, так как $\varepsilon_{пр}$ при этом почти не изменится. Наиболее эффективным методом увеличения сопротивления прослойки является его экранирование — разделение тонкими перепонками-стенками на ряд узких слоев. При наличии экранов $\varepsilon_{пр}$ в формуле (I.20) нужно определять в виде

$$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 + (n+1)(1/\varepsilon_{экр} - 1)}, \qquad \text{(III.93)}$$

где n — число экранов; $\varepsilon_{экр}$ — коэффициент излучения поверхности экранов.

Из формулы (III.93) следует, что даже один экран из того же материала, что и основная конструкция, когда $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_{экр}$, вдвое уменьшает лучистый поток. Один экран из алюминиевой фольги уменьшает поток в 20 раз. С увеличением числа экранов этот эффект возрастает. На этом принципе основана теплоизоляция «альфоль», выполненная в виде плоских листов фольги, которые располагают на расстоянии 10—15 мм друг от друга, или в виде мятых, гофрированных листов фольги. Условный коэффициент теплопроводности слоя такой изоляции при гладких листах равен 0,031 Вт/(м·К) [0,027 ккал/(м·ч·°С)], при гофрированных — 0,028 Вт/(м·К) [0,024 ккал/(м·ч·°С)].

Уменьшить $\alpha_л$ можно также за счет приближения прослойки в конструкции к наружной поверхности, так как при этом понижается температура, а следовательно, температурный коэффициент b и коэффициент лучистого теплообмена $\alpha_л$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Наиболее эффективная толщина воздушной прослойки без экранов для вертикальных слоев в ограждениях равна 76—95 мм. Для горизонтальной прослойки при передаче тепла снизу вверх и сверху вниз с увеличением толщины сопротивление теплопередаче возрастает. Обычно в условиях ограждения утолщение прослойки более 5 см нерационально, так как это незначительно уменьшает теплопередачу.

Изменение сопротивления теплопередаче воздушной прослойки и его составляющих от толщины удобно проследить по графику рис. III.32.

В конструкции покрытия здания воздушную прослойку можно расположить наклонно [5]. Угол наклона при $GrPr < 1000$ не влияет на теплопередачу. При других режимах величину $\alpha_к$ при заданном угле наклона можно определить линейной интерполяцией между его значениями при вертикальном и горизонтальном расположении.

Характерным примером замкнутой прослойки в конструкции наружных ограждений может быть межстекольное пространство двойного окна. Его тепловой режим может быть достаточно полно охарактеризован температурой внутреннего стекла $\tau_в$, воздуха в межстекольном пространстве $t_{м.ст}$, коэффициентами конвективного $\alpha_к$, лучистого $\alpha_л$ и общего теплообмена α на внутренней поверхности стекла в помещении (дополнительный индекс в) и в межстекольном пространстве (дополнительный индекс м. ст.).

Таблица III.3

Характеристики теплопередачи через окно

Характеристики	Значения характеристик				
$t_н$	—60	—40	—10	10	50
$\tau_в$	— 7	0	10	17	30
$t_{м.ст}$	—24	—13	3	14	37
$\alpha_{к,в}$	5,7(4,9)	5,1(4,4)	4(3,44)	3,2(2,75)	3,9(3,4)
$\alpha_{л,в}$	4,6(3,95)	4,7(4)	5(4,3)	5,2(4,5)	5,5(4,7)
$\alpha_в$	10,3(8,9)	9,8(8,4)	9(7,7)	8,4(7,2)	9,4(8,1)
$\alpha_{к,м.ст}$	2,8(2,4)	2,5(2,15)	1,9(1,6)	1,3(1,1)	1,7(1,5)
$\alpha_{л,м.ст}$	3,0(2,6)	3,4(2,9)	4(3,44)	4,5(3,9)	5,7(4,9)
$\alpha_{м.ст}$	5,8(5)	5,9(5,1)	5,8(5)	5,8(5)	9,4(8,1)
$\delta_{кр}$	8	9	13	20	16
$\delta_{опт}$	12	14	19	30	23

Примечание. В скобках даны значения в системе МКГСС.

Значения этих показателей по [III.12] приведены в табл. III.3. Для обычных оконных стекол (толщиной 3—5 мм) изменением температуры по их толщине можно пренебречь, поэтому приведенные в таблице значения $\tau_в$ есть одновременно и температура внутреннего стекла со стороны прослойки. Там же даны критические значения толщины воздушной прослойки $\delta_{кр}$, соответствующие границе перехода теплообмена в воздухе прослойки от теплопроводности (при

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ламинарном режиме течения) к конвективному (при турбулентном режиме течения), и оптимальные $\delta_{опт}$ толщины, соответствующие наименьшему значению коэффициента конвективного теплообмена в прослойке $\alpha_{к,м.ст}$.

Температура воздуха в межстекольном пространстве различная в сечениях по высоте окна. Внизу она более низкая, вверху более высокая. Приведенные в табл. III.3 данные характеризуют режим теплопередачи в среднем по всей площади окна. Они также соответствуют теплопередаче в сечении на половине высоты окна. Для практических расчетов важно знать распределение температуры по высоте окна и особенно ее значения в наиболее холодной нижней части окна.

Данные наблюдений [III.12] позволяют считать распределение температуры по высоте окна линейным и приближенно определять относительную избыточную температуру воздуха в межстекольном пространстве $t_{м.ст}(x)$ на расстоянии x от низа окна при его высоте H по формуле

$$\theta_{м.ст} = \frac{t_{м.ст}(x) - t_{м.ст}}{t_в - t_н} = 0{,}72\left(\frac{2x}{H} - 1\right), \qquad (III.94)$$

где $t_{м.ст}$ — средняя температура воздуха в межстекольном пространстве (по табл. III.3).

Все остальные данные о распределении температуры в сечении x окна можно рассчитать по общим формулам (III.3), (III.4) одномерной теплопередачи, пользуясь значениями коэффициентов теплообмена $\alpha_в$ и $\alpha_{м.ст}$ в табл. III.3, соответствующими значениям $t_{м.ст}(x)$ по формуле (III.94).

Таблица III.4

Термические сопротивления герметичных воздушных прослоек

Толщина прослойки, мм	Значения $R_{в.п}$, м²·К/Вт (левая графа) и в м²·ч·°С/ккал (правая графа)							
	для горизонтальных прослоек при потоке тепла снизу вверх и для вертикальных прослоек				для горизонтальных прослоек при потоке тепла сверху вниз			
	летом		зимой		летом		зимой	
10	0,13	0,15	0,15	0,17	0,13	0,15	0,155	0,18
20	0,14	0,16	0,155	0,18	0,155	0,18	0,19	0,22
30	0,14	0,16	0,16	0,19	0,16	0,19	0,21	0,24
50	0,14	0,16	0,17	0,20	0,17	0,20	0,22	0,26
100	0,15	0,17	0,18	0,21	0,18	0,21	0,23	0,27
150	0,155	0,18	0,18	0,21	0,19	0,22	0,24	0,28
200—300	0,155	0,18	0,19	0,22	0,19	0,22	0,24	0,28

Примечание. Величины $R_{в.п}$ соответствуют разности температур на поверхностях прослойки, равной 10°С. Для уточнения расчетов необходимо $R_{в.п}$ умножить на коэффициент при $\Delta\tau = 8°С$ — 1,05; $\Delta\tau = 6°С$ — 1,10; $\Delta\tau = 4°С$ — 1,25; $\Delta\tau = 2°С$ — 1,40.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Нормативные данные сопротивления теплопередаче воздушных прослоек приведены в табл. III.4. Эти данные справедливы для строго герметичных прослоек [10]. Обычно же в конструкциях в результате инфильтрации и эксфильтрации через материал и стыки отдельных элементов конструкции прослойки сообщаются с воздухом. Сопротивление теплопередаче с уменьшением герметичности понижается и особенно резко, если прослойка расположена ближе к внутренней поверхности ограждения и в нее попадает наружный воздух.

На рис. III.33 приведен график, который дает представление об изменении R_0 при различном положении прослойки и при инфильтрации через нее наружного воздуха. Попадание внутреннего воздуха в прослойку опасно с точки зрения переноса с воздухом влаги, отсыревания конструкции и снижения в связи с этим ее теплозащитных качеств.

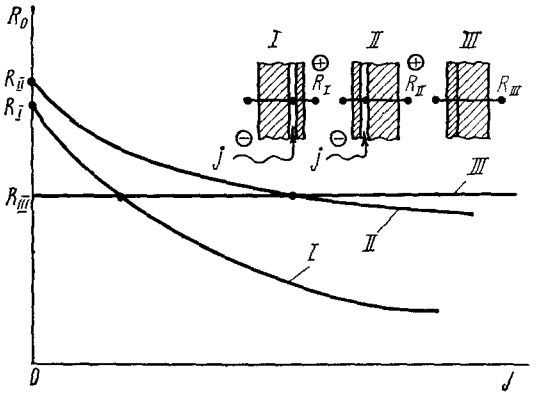


Рис. III.33. Характер изменения сопротивления теплопередаче ограждения с негерметичной воздушной прослойкой, расположенной у внутренней (*I*) или наружной (*II*) поверхностей, с увеличением инфильтрации наружного воздуха j через прослойку (*III* — для ограждения с теми же толщинами слоев, но без воздушной прослойки)

Эксфильтрация воздуха из помещения через ограждение связана с передачей влаги, которая при наличии в конструкции плотных слоев может привести к переувлажнению ограждения (например, в бесчердачных покрытиях, имеющих с внешней стороны непроницаемый гидроизоляционный ковер). Для предупреждения переувлажнения в конструкциях часто устраивают вентилируемые воздушные прослойки. Вентилируемая прослойка — продух — является элементом конструкций тепловых экранов и воздухоподогревателей. Теплопередача через продух принципиально отличается от рассмотренной для герметичной прослойки.

§ III.12. ВЕНТИЛИРУЕМАЯ ВОЗДУШНАЯ ПРОСЛОЙКА

Рассмотрим стационарный тепловой режим ограждения с воздушной прослойкой, через которую непрерывно продувается воздух (рис. III.34). Вентилируемая прослойка отделена от помещения с температурой $t_в$ внутренней частью конструкции, имеющей коэффициент теплопередачи $K_в$. Наружная часть конструкции имеет коэффициент теплопередачи $K_н$ и отделяет продух от наружного воздуха с температурой $t_н$. Массовый расход воздуха равен j, кг/ч, через

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

1 м длины щели. Воздух в прослойку поступает с температурой t_0 (в общем случае отличной от $t_н$ и $t_в$) и, проходя через нее, изменяет свою температуру. На некотором расстоянии $l_{кр}$ поток воздуха приобретает некоторую неизменную температуру $t_{в.п}$, зависящую от условий

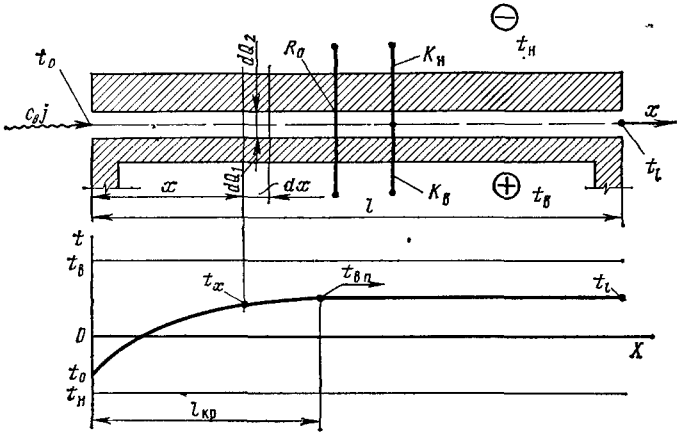


Рис. III.34. К выводу уравнения теплопередачи через ограждение с вентилируемой воздушной прослойкой

передачи тепла через ограждение и не связанную с его начальной температурой.

Задача состоит в определении температуры воздуха t в произвольном сечении прослойки и в определении теплопередачи через такую конструкцию.

Приступая к решению задачи, определим температуру $t_{в.п}$ по формуле (III.4) в виде

$$t_{в.п} = t_в - \frac{1}{K_в R_0}(t_в - t_н) = \frac{K_в t_в + K_н t_н}{K_в + K_н} \qquad \text{(III.95)}$$

или

$$\theta_{в.п} = \frac{t_в - t_{в.п}}{t_в - t_н} = \frac{1}{K_в R_0} = \frac{K_н}{K_в + K_н}, \qquad \text{(III.96)}$$

где

$$R_0 = \frac{1}{K_в} + \frac{1}{K_н} = \frac{K_в + K_н}{K_в K_н}.$$

При определении $K_в$ и $K_н$ учитывают только конвективные составляющие теплообмена на поверхностях прослойки, т. е.

$$K_в = \frac{1}{1/K'_в + 1/\alpha_к}; \quad K_н = \frac{1}{1/K'_н + 1/\alpha_к}, \qquad \text{(III.97)}$$

где $K'_в$ и $K'_н$ — коэффициенты теплопередачи внутренней и наружной частей ограждения от поверхностей воздушной прослойки; $\alpha_к$ —

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

коэффициент конвективного теплообмена одной поверхности с воздухом, движущимся в прослойке со скоростью v.

Конвективный теплообмен в канале может быть рассчитан по следующим зависимостям.

Для ламинарного режима движения ($Re < 2 \cdot 10^3$) в канале, основываясь на рекомендациях М. А. Михеева [9], примем зависимость

$$Nu = 1{,}4 \left(Re \frac{d}{l}\right)^{0{,}4} Pr^{0{,}33} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25}, \qquad (III.98)$$

где, кроме общепринятых обозначений, отношение $Pr/Pr_{ст}$ учитывает зависимость физических свойств от температуры и направления теплового потока ($Pr_{ст}$ определяется при температуре поверхности стенки канала).

По уравнению (III.98) среднее значение коэффициента конвективного теплообмена $\alpha_к$ для воздуха по длине прослойки равно

$$\alpha_к = (0{,}896 + 1{,}51 \cdot 10^{-3} t) \frac{(v\rho)^{0{,}2} \Delta t^{0{,}1}}{d^{0{,}5}} \varepsilon \parallel$$

$$\alpha_к = (0{,}77 + 1{,}3 \cdot 10^{-3} t) \frac{(v\rho)^{0{,}2} \Delta t^{0{,}1}}{d^{0{,}5}} \varepsilon, \qquad (III.99)$$

где v — скорость, м/с; Δt — разность температур воздуха и поверхности воздушной прослойки; t — средняя из этих температур; d — эквивалентный диаметр, равный $4F/P$ (F — площадь и P — периметр канала).

Для прослойки (щелевого канала) d равен двойной ширине щели

$$d = 2\delta. \qquad (III.100)$$

Значения ε в зависимости от l/d следующие:

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50 и более
ε	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

Для каналов весьма большой длины $l/d > 0{,}067\ RePr^{5/6}$ величина Nu становится практически постоянной

$$Nu = 4 (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}. \qquad (III.101)$$

В воздушной прослойке ограждения, когда для воздуха $Pr \approx \approx Pr_{ст}$, $Nu = 4$, а $\alpha_к$ при $t_в = 0°C$ равно

$$\alpha_к = \frac{4\lambda_{возд}}{d} = \frac{4 \cdot 0{,}0244}{d} \approx 0{,}1 d^{-1} \parallel \alpha_к \approx 0{,}086 d^{-1}. \qquad (III.102)$$

Для турбулентной области течения ($Re > 2 \cdot 10^3$) в каналах по [9] имеем

$$Nu = 0{,}021 Re^{0{,}8} Pr^{0{,}43} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25} \varepsilon_l. \qquad (III.103)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В начале канала ε_l принимает значения до 1,65 и далее уменьшается и при $l/d > 50$ становится равным единице. Для воздуха соотношение (III.103) упрощается и при $Pr = 0{,}71$ и $Pr/Pr_{ст} \approx 1$ принимает вид:

$$Nu = 0{,}018 Re^{0{,}8}. \qquad (III.104)$$

Среднее значение $\alpha_к$ для воздуха при $t_в = 0°$ С равно

$$\alpha_к = \frac{0{,}018 \cdot 0{,}0244}{(13{,}28 \cdot 10^{-6})^{0{,}8}} v^{0{,}8} d^{-0{,}2} = 3{,}51 v^{0{,}8} d^{-0{,}2} \Big\| \alpha_к = 3{,}02 v^{0{,}8} d^{-0{,}2}. \qquad (III.105)$$

В технических расчетах изменениями конвективного теплообмена на участке стабилизации (в начале прослойки) в этом режиме можно пренебречь.

Рассмотрим изменение теплопередачи по длине прослойки, относя все величины к ее ширине в 1 м. В произвольном сечении x уравнение теплового баланса воздуха в воздушной прослойке в пределах элемента dx (см. рис. III.34) можно представить в виде

$$dQ_1 + dQ_2 = dQ_3. \qquad (III.106)$$

Величина dQ_1 (тепло, передаваемое через внутреннюю часть ограждения) равна

$$dQ_1 = K_в (t_в - t)\, dx. \qquad (III.107)$$

Через верхнюю часть конструкции передается dQ_2, равное

$$dQ_2 = K_н (t_н - t)\, dx. \qquad (III.108)$$

Суммарное количество тепла затрачивается на нагрев воздуха, который на длине dx меняет свою температуру на dt при изменении теплосодержания на dQ_3:

$$dQ_3 = c_в j dt. \qquad (III.109)$$

Сумму потоков тепла через верхнюю и нижнюю части ограждения к воздуху в прослойке с учетом формулы (III.95) можно записать в виде

$$dQ_1 + dQ_2 = (K_в + K_н)(t_{в.п} - t)\, dx. \qquad (III.110)$$

Дифференциальное уравнение (III.106) после подстановки (III.109) и (III.110) получим в виде

$$(K_в + K_н)(t_{в.п} - t)\, dx = c_в j dt. \qquad (III.111)$$

Решение этого уравнения после разделения переменных и интегрирования от t_0 до t_x и от 0 до x:

$$\int_0^x \frac{K_в + K_н}{c_в j}\, dx = \int_{t_0}^{t_x} \frac{dt}{t_{в.п} - t};$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\frac{K_в + K_н}{c_в j} x = -\ln(t_{в.п} - t_x) - \ln(t_{в.п} - t_0);$$

$$\frac{K_в + K_н}{c_в j} x = -\ln \frac{t_{в.п} - t_x}{t_{в.п} - t_0}$$

имеет вид

$$\theta_x = \frac{t_x - t_{в.п}}{t_0 - t_{в.п}} = e^{-Ax}, \qquad (III.112)$$

где $A = (K_в + K_н)/c_в j$.

На рис. III.35 зависимость (III.112) представлена в виде графика (кривая *1*), из которого видно, что при

$$Ax = \frac{(K_в + K_н)x}{c_в j} > 3 \qquad (III.113)$$

величина θ_x близка к нулю ($t_x \approx t_{в.п}$). Из неравенства (III.113) можно определить протяженность начального участка $l_{кр}$, в пределах которого практически заканчивается изменение температуры воздуха в прослойке:

$$l_{кр} = \frac{3c_в j}{K_в + K_н}. \qquad (III.114)$$

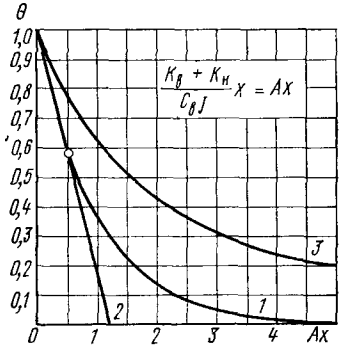


Рис. III.35. Изменения относительной избыточной температуры воздуха в прослойке: *1* *— локальные значения;* *2* *— линейная зависимость локальных значений на начальном участке (до Ax=0,5);* *3* *— средние по длине прослойки значения*

При малых расходах воздуха температура $t_{в.п}$ устанавливается на близком расстоянии от входа в прослойку и остается неизменной по всей длине прослойки. При расчете передачи тепла через ограждение с вентилируемой прослойкой, если $l_{кр} \ll l$, можно считать, что температура воздуха по всей длине равна $t_{в.п}$. При определении сопротивления теплопередаче ограждения R_0 величину $R_{в.п}$ в этом случае нужно принять равной

$$R_{в.п} = \frac{1}{0{,}5\alpha_к + \alpha_л}, \qquad (III.115)$$

где $\alpha_к$ — величина, рассчитываемая по формуле (III.99), (III.102) или (III.105); $\alpha_л$ — то же, по формуле (III.92).

Если длина прослойки l соизмерима с $l_{кр}$ то средняя температура воздуха в прослойке отличается от $t_{в.п}$ и равна

$$t_{ср} = \int_0^l t dx/l. \qquad (III.116)$$

Средняя по длине прослойки относительная избыточная температура $\theta_{ср}$ воздуха может быть определена с учетом (III.116) в виде

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\theta_{ср} = \frac{t_{ср} - t_{в\,п}}{t_0 - t_{в.п}} = \frac{\int_0^l \theta_x dx}{l} = \frac{1 - e^{-Al}}{Al}. \qquad \text{(III.117)}$$

Зависимость (III.117) показана на рис. III.35 (кривая *3*). Зная среднюю температуру $t_{ср}$ воздуха в прослойке и коэффициенты теплопередачи внутренней и наружной частей ограждения $K_в$ и $K_н$, можно провести полный расчет передачи тепла через такую конструкцию. Для точного расчета лучистый теплообмен в прослойке необходимо учитывать отдельно, так как в величины $K_в$ и $K_н$ формулы (III.97) вошли только конвективные составляющие теплообмена на поверхностях. Обычно это удобно сделать, введя в рассмотрение условную температуру воздуха в прослойке (см. § IV.9).

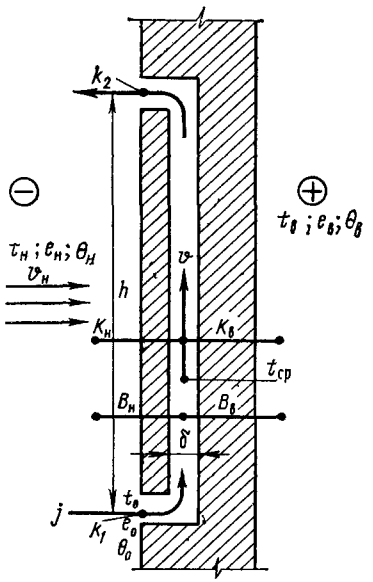


Рис. III.36. Теплопередача и влагопередача через ограждение с прослойкой, вентилируемой за счет гравитационных сил и ветра

Расход воздуха j (рис. III.36) в вентилируемой прослойке нужно определять специальным гидравлическим расчетом. Расчет состоит в определении разности давлений ΔP, под влиянием которой происходит движение воздуха, и в получении расчетного расхода, при котором гидравлические потери в прослойке ΔH оказываются равными ΔP.

Давление ΔP в прослойке с естественной циркуляцией (без искусственного побуждения движения воздуха) равно сумме ветрового ΔP_v и гравитационного ΔP_t давлений

$$\Delta P = \Delta P_v + \Delta P_t. \qquad \text{(III 118)}$$

Величина ΔP_v равна разности давлений, создаваемых ветром на входе и выходе из прослойки:

$$\Delta P_v = (k_1 - k_2)\frac{v_н^2}{2}\rho \approx (k_1 - k_2)\frac{v_н^2}{1{,}67}, \qquad \text{(III.119)}$$

где k_1 и k_2 — аэродинамические коэффициенты на входе в прослойку и выходе из нее; $v_н$ — скорость ветра.

Гравитационное давление ΔP_t, Па (кг/м^2), возникает за счет разности плотности воздуха в прослойке $\rho_{ср}$ и наружного воздуха $\rho_н$:

$$\Delta P_t = (\rho_н - \rho_{ср})\,gh \approx 49 \cdot 10^{-3}(t_{ср} - t_н)\,gh \parallel \Delta P_t = 5 \cdot 10^{-3}(t_{ср} - t_н)\,h, \qquad \text{(III.120)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где h — разности высот отверстий входа воздуха в прослойку и выхода из нее.

Гидравлическими потерями на трение можно пренебречь при обычно небольших скоростях воздуха. Тогда потери давления определятся только местными сопротивлениями

$$\Delta H = \sum \xi \frac{v^2}{2} \rho \approx \sum \xi \frac{v^2}{1{,}67} \Big\| \Delta H \approx \sum \xi \left(\frac{v}{4}\right)^2, \qquad \text{(III.121)}$$

где $\Sigma\xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений (ориентировочно 0,5 — на входе, 1,0 — на выходе, 1,0 — на каждый поворот потока воздуха); v — скорость в воздушной прослойке, м/с.

Массовый расход воздуха равен

$$j = v\rho\delta \cdot 3600, \qquad \text{(III.122)}$$

где δ — толщина воздушной прослойки, м.

Из условия равенства располагаемого давления (III.118) и гидравлических потерь (III.121) получим приближенную формулу для определения скорости воздуха в прослойке:

$$v = \sqrt{\frac{(k_1 - k_2)\, v_н^2 + 0{,}08h\,(t_{ср} - t_н)}{\Sigma\xi}}. \qquad \text{(III.123)}$$

Если местными сопротивлениями являются только вход и выход воздуха с двумя поворотами потока, т. е. $\Sigma\xi = 0{,}5 + 1{,}0 + 2 \cdot 1{,}0 = 3{,}5$, и отверстия вертикальной прослойки расположены на одной стороне здания ($k_1 \approx k_2$), то решение упрощается и формула для определения v приобретает вид

$$v = 0{,}15\sqrt{h\,(t_{ср} - t_н)}, \qquad \text{(III.124)}$$

где $t_{ср}$ принимается равной $t_{в.п}$ (III.96) или рассчитывается по формуле (III.117).

Изложенный метод позволяет провести совместный расчет взаимосвязанных теплового и аэродинамического режимов вентилируемой прослойки.

§ III.13. ВЛАГОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЕ С ВЕНТИЛИРУЕМОЙ ПРОСЛОЙКОЙ

Воздух, проходя через прослойку, способен ассимилировать влагу, поступающую из помещения через внутреннюю часть ограждения. Удельная влагоемкость воздуха (способность 1 кг воздуха ассимилировать определенное количество водяного пара в г при изменении его упругости на 1 Па) определяется зависимостью (см. рис. II.5) или формулой

$$\eta = \frac{8{,}27 \cdot 10^4}{P - 0{,}387e}, \qquad \text{(III.125)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где P — полное барометрическое давление, Па; e — парциальное давление водяного пара, Па.

Если величины P и e даны в мм. рт. ст, то η определяется по формуле

$$\eta = \frac{622}{P - 0{,}387e}. \qquad \text{(III.126)}$$

При $P = 101{,}1$ кПа (760 мм рт. ст.) величина влагоемкости равна приблизительно 0,835.

Процесс влагопередачи через ограждение с вентилируемой прослойкой полностью аналогичен теплопередаче. В этих процессах имеет место следующее соответствие величин: упругость водяных паров воздуха в прослойке e соответствует его температуре t, влагоемкость потока воздуха ηj соответствует его теплоемкости $c_в j$, показатели проводимости пара внутренней и наружной частей $B_в$ и $B_н$ ограждения соответствуют $K_в$ и $K_н$. Учитывая это и соответствие условий, решение задачи о влагопередаче через ограждение с вентилируемой прослойкой оказывается полностью одинаковым с рассматриваемым решением о теплопередаче. По аналогии с формулой (III.112) имеем

$$\frac{e_x - e_{в.п}}{e_0 - e_{в.п}} = e^{-\frac{B_в + B_н x}{\eta j}}, \qquad \text{(III.127)}$$

где $e_{в.п}$ определяется по формуле, аналогичной (III.95) или (III.96)

Для режима ассимиляции влаги длина $l'_{кр}$ начального участка, на котором происходит изменение упругости водяных паров, равна

$$l'_{кр} = \frac{3\eta j}{(B_в + B_н)}. \qquad \text{(III.128)}$$

Показатели влагопередачи $B_в$ и $B_н$ от воздуха в прослойке к окружающим средам через внутреннюю и наружную части конструкции имеют небольшие численные значения, поэтому в отличие от теплового процесса величина $l'_{кр}$ обычно значительно больше протяженности продуха. Изменение упругости e происходит по всей длине прослойки.

Прослойке длиной l соответствует только близкий к прямолинейному участок кривой (*1*) на рис. III.35. Это обстоятельство позволяет упростить формулу (III.127) и вести расчеты упругости водяного пара по длине прослойки, пользуясь линейной зависимостью вида

$$\frac{e - e_{в.п}}{e_0 - e_{в.п}} \approx 1 - \frac{B_в + B_н}{1{,}2\eta j} x. \qquad \text{(III.129)}$$

Вентилирование прослойки предупреждает отсыревание конструкций. Увлажнения внутренней части ограждения не будет, если воздух способен ассимилировать влагу на всем протяжении прослойки, т. е. если его упругость остается по всей длине меньше макси-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

мальной ($e < E$). Формулы (III.127) и (III.129) справедливы при соблюдении этого неравенства, так как изменение максимальной упругости E определяется только температурой воздуха в прослойке

В конце прослойки температура равна t_l (III.112) и упругость насыщенного воздуха, соответствующая этой температуре, будет E_{t_l}. Условие отсутствия конденсации в прослойке может быть записано в виде неравенства

$$e_l < E_{t_l}. \tag{III.130}$$

Учитывая, что обычно в достаточно протяженных прослойках $t_в = t_{в.п}$, как это уже было сказано раньше, последнее условие удобнее записать в виде

$$e_l < E_{t_{в.п}}. \tag{III.131}$$

Упругость водяных паров в конце канала может быть рассчитана по формуле (III.127), приближенно — по (III.129) или определена с помощью рис. III.35.

Предупреждение конденсации водяных паров может быть достигнуто увеличением пароизоляции внутренней части конструкции, уменьшением протяженности вентилируемой прослойки. Без изменения конструкции предупреждение конденсации обеспечивается достаточным проветриванием прослойки. Требуемый для предупреждения конденсации расход воздуха j через прослойку может быть определен из формулы (III.129) с учетом (III.125) и (III.130).

На наружной поверхности вентилируемое покрытие здания имеет непроницаемый гидроизоляционный ковер и $B_н = 0$. В этом частном случае требуемый расход воздуха $j_{тр}$ [при совместном рассмотрении уравнений (III.129), (III.128) и (III.130)] равен

$$j_{тр} = \frac{B_в l}{1{,}2\eta} \cdot \frac{e_в - e_н}{e_в - E_{t_l}}. \tag{III.132}$$

Расход $j_{тр}$ может быть обеспечен изменением сечения продуха, созданием дополнительного гравитационного давления (подогревом воздуха, устройством вентиляционной шахты), использованием ветрового давления с помощью дефлектора и т. д.

Рассмотренные положения справедливы для предупреждения отсыревания конструкции до прослойки. Увлажнение внешней части ограждения, которая обычно имеет небольшую толщину, связано с конденсацией водяных паров на наружной поверхности воздушной прослойки. Температура на этой поверхности τ_2 с учетом формулы (III.4) равна

$$\tau_2 = t_н + \frac{1}{R_0 K'_н}(t_в - t_н). \tag{III.133}$$

Конденсации на поверхности не будет, если на всем протяжении τ_2 будет выше температуры точки росы воздуха в прослойке или если

$$E_{\tau_2} > e_l. \tag{III.134}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Процессы тепло- и влагообмена и движения воздуха в прослойке связаны между собой, поэтому необходимо рассматривать их совместно. В реальных условиях влияние влагообмена на теплообмен и на движение воздуха в прослойке оказывается незначительным и его можно учитывать приближенно. Такое положение позволяет сначала рассматривать только тепловой и воздушный режимы, а затем рассчитывать влагопередачу через ограждение с воздушной прослойкой, принимая условия теплопередачи и воздухообмена заданными.

§ III.14. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЕ ИЗ ПОЛУПРОЗРАЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

В современном строительстве широкое применение получают материалы на основе стекла, полиэфирных смол, пластмасс, различных полимеров и т. п. В указанных материалах наряду с теплопроводностью имеет место лучистый перенос тепловой энергии. Это явление, называемое лучистой (радиационной, фотонной) теплопроводностью, представляет собой сложный процесс переноса тепла, определяемый непрерывной и последовательной цепью поглощения и излучения энергии отдельными элементами среды. Такой процесс теплопередачи отличен от обычного прохождения тепловых фотонов через диатермичную (прозрачную) среду; он основан на внутреннем теплообмене между близлежащими слоями и зависит от распределения температур в самой среде. Такие материалы называются полупрозрачными, которые подразделяют на однородные и неоднородные (дисперсные). В последних дополнительно проявляется эффект рассеивания излучения.

При прохождении лучистого теплового потока через слой полупрозрачного вещества его интенсивность уменьшается вследствие поглощения и одновременно увеличивается за счет собственного излучения среды. Основной характеристикой при расчете теплообмена в этих условиях является коэффициент поглощения (ослабления) k, $м^{-1}$, определяемый отношением доли лучистого потока тепла, поглощенной элементарным слоем среды, к толщине этого слоя. Коэффициент поглощения различных материалов изменяется в широком диапазоне в зависимости от длины волны излучения. Например, большинству стекол свойственна значительная теплопрозрачность в интервале длин волн 0,8—2,6 мкм, несколько меньшая — в интервале 2,6—5,0 мкм и почти полная непрозрачность для излучения с большей длиной волны (рис. III.37).

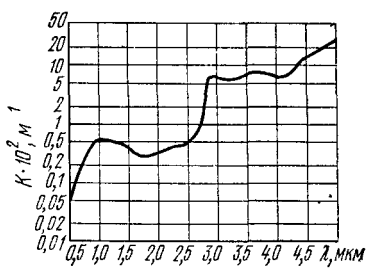


Рис. III.37. Коэффициент поглощения оконного стекла в интервале длины волны от 0,5 до 5 мкм

Для практических расчетов пренебрегают спектральной зависимостью $k(\lambda)$ и используют усредненные по спектру значения коэффициента поглощения.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Необходимо отметить еще одну особенность, характерную для лучистого переноса в полупрозрачных материалах. Если излучение распространяется в материальной среде, то происходит уменьшение его скорости C по сравнению со скоростью переноса $C_в$ в вакууме.

Потерянная излучением кинетическая энергия частично превращается в теплоту, а остальная часть испускается элементами материала в виде вторичного излучения. Это явление определяется величиной показателя преломления $n = C_в/C$. В материале с показателем преломления интенсивность излучения увеличивается в n^2 раз по сравнению с вакуумом [III.10].

Полупрозрачные материалы имеют показатель преломления n, существенно отличающийся от 1 (например, для оконного стекла $n = 1{,}5$), независящий от длины волны излучения и практически постоянный в широком температурном интервале.

Расчет лучистого теплообмена в полупрозрачных материалах при отсутствии рассеяния базируется на уравнении переноса излучения, которое описывает изменение интенсивности излучения I [Вт/м^2 × × стер)] во времени z и пространстве x

$$\frac{\partial I}{\partial x} + \frac{1}{C} \cdot \frac{\partial I}{\partial z} = \frac{kn^2\sigma_0 T^4}{\pi} - kI, \qquad \text{(III.135)}$$

где k — коэффициент поглощения, м$^{-1}$; σ_0 — постоянная Стефана — Больцмана, $5{,}7 \cdot 10^{-8}$, Вт/(м^2·К); C — скорость распространения излучения, м/с.

Второй член левой части уравнения (III.135) учитывает нестационарность переноса излучения и в реальных условиях пренебрежимо мал по сравнению с остальными членами, так как C имеет очень большую величину.

При низких температурах, когда собственным излучением материала можно пренебречь, из уравнения (III.135) выпадает первый член правой части и при этом простые преобразования позволяют получить выражение закона Бугера, определяющего только ослабление интенсивности излучения в поглощающей среде. Так, для слоя полупрозрачного материала толщиной dx

$$dI = -kIdx. \qquad \text{(III.136)}$$

Решением уравнения (III.136) является выражение закона Бугера:

$$I_x = I_0 e^{-kx}. \qquad \text{(III.137)}$$

Аналитические решения уравнений лучистого теплообмена в полупрозрачном материале, записанных в наиболее полном виде, наталкиваются на весьма серьезные математические затруднения, в связи с чем разработаны различные приближенные методы решения этих уравнений.

Роль интегральных методов исследования особенно значительна при изучении лучистого переноса в системах сложной геометрической конфигурации (зональные методы). Однако интегральные уравнения излучения отличаются существенной сложностью. Известны также

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

методы, основанные на описании задачи теплопереноса излучением хорошо изученным классом дифференциальных уравнений. Эти методы отличает относительная простота, но главное их достоинство в том, что при решении задач сложного теплообмена дифференциальные уравнения излучения хорошо увязываются с дифференциальными уравнениями конвективного теплопереноса и теплопроводности.

В одном из дифференциальных методов расчета используется аналогия распространения потока излучения в полупрозрачной среде и диффузионного потока частиц в теории диффузии

$$q_л = -D \operatorname{grad} u = -\frac{C}{3k} \operatorname{grad} u, \qquad \text{(III.138)}$$

где $D = C/3k$ — коэффициент диффузии излучения, м²/с; u — объемная плотность лучистой энергии, Дж/м³.

Для изотропного излучения [III.10]

$$u = \frac{4n^2\sigma_0 T^4}{c}. \qquad \text{(III.139)}$$

При анализе лучистого теплообмена в полупрозрачных материалах важнейшим безразмерным параметром является оптическая толщина среды τ_0, определяемая произведением коэффициента поглощения на толщину слоя δ,

$$\tau_0 = k\delta. \qquad \text{(III.140)}$$

Если $\tau_0 \ll 1$, то среда имеет оптически малую толщину и является оптически тонкой (например, слои двухатомных газов или воздуха). В этом случае лучистый тепловой поток пронизывает слой без заметного взаимодействия с ним и без ослабления. При $\tau_0 \gg 1$ среда называется оптически толстой.

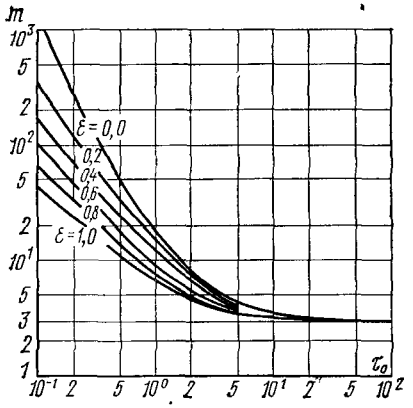


Рис. III.38. Зависимость оптико-геометрического параметра m от оптической толщины слоя полупрозрачной среды τ_0 и степени черноты граничных поверхностей $\varepsilon = \varepsilon_1 = \varepsilon_2$.

Недостатком выражения (III.138) является то, что оно может быть использовано при расчете лучистого переноса в материалах только большой оптической толщины. В [III.10] предложен метод расчета лучистого теплообмена в слоях полупрозрачных материалов любой оптической толщины. Из (III.138) и (III.139) имеем

$$q_л = \frac{4\sigma_0 n^2}{mk} \operatorname{grad} T^4. \qquad \text{(III.141)}$$

В данном случае в рассмотрение введен оптико-геометрический параметр m, изменяющийся в пределах $3 \leqslant m < \infty$ и являющийся функцией оптической толщины

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

слоя τ_0 и степеней черноты ε_1 и ε_2 поверхностей, ограничивающих этот слой (рис. III.38).

Для одномерного потока тепла излучением

$$q_л = \frac{16\sigma_0 n^2 T^3}{mk} \frac{dT}{dx}. \qquad \text{(III.142)}$$

Отсюда получается величина так называемого коэффициента лучистой теплопроводности (аналогично кондуктивному переносу)

$$\lambda_л = \frac{16\sigma_0 n^2 T^3}{mk}. \qquad \text{(III.143)}$$

Для расчета лучисто-кондуктивного теплообмена в плоском слое полупрозрачного материала теплопроводностью может быть использовано следующее выражение:

$$q = q_т + q_л = -\lambda \frac{dT}{dx} - \frac{4\sigma_0 n^2}{mk} \frac{dT^4}{dx}. \qquad \text{(III.144)}$$

При заданных температурах на границах слоя толщиной δ, м,

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2) + \frac{4\sigma_0 n^2}{mk}(T_1^4 - T_2^4), \qquad \text{(III.145)}$$

или

$$q = \left(\lambda + \frac{16 n^2 \sigma_0 \left(\frac{T_1 + T_2}{2}\right)^3}{mk}\right)\left(\frac{t_1 - t_2}{\delta}\right). \qquad \text{(III.146)}$$

В данном случае применен метод суперпозиции, основанный на возможности расчета каждого теплового потока в предположении отсутствия другого, а затем суммирования этих величин.

Влияние внутреннего излучения особенно заметно проявляется в характере температурного поля, которое в условиях сложного лучисто-кондуктивного переноса приобретает s-образный характер. Переменность температурных градиентов по толщине слоя определяет различные значения лучистой и кондуктивной составляющих суммарного теплового потока, величина которого постоянна в направлении переноса. У граничных поверхностей, где градиенты температуры выше, большую роль в тепловом переносе играет кондукция. В середине слоя значительнее величина излучения.

Решение уравнения (III.144) при граничных условиях первого рода позволяет получить выражение для расчета температурного поля в плоском слое полупрозрачного материала

$$\theta + \frac{Sk}{m_x}\theta^4 = \theta_1 + \frac{Sk}{m_x}\theta_1^4 - \left[(\theta_1 - \theta_2) + \frac{Sk}{m_x}(\theta_1^4 - \theta_2^4)\right]\frac{\tau}{\tau_0}, \qquad \text{(III.147)}$$

где $Sk = \frac{4n^2\sigma_0 T_1^3}{\lambda_т k}$ — критерий Старка, определяющий доли излучения и кондукции в суммарном тепловом потоке; $\theta = T/T_1$ — относительная температура, $\theta_1 = 1$ и $\theta_2 = 0{,}5$; T_1 — температура,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

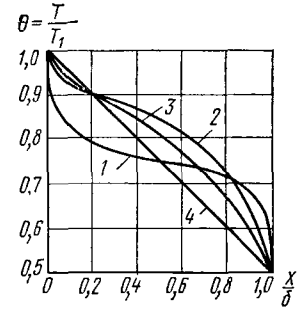


Рис. III.39. Температурный профиль в плоском слое полупрозрачного материала в условиях лучисто-кондуктивного теплопереноса при различных Sk для $\tau_0 = 10$; $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 1{,}0$; $\Theta_2 = 0{,}5$:
1 — при определяющей передаче тепла излучением, $Sk \to \infty$, *2* — $Sk = 100$, *3* — $Sk = 1$; *4* — при передаче тепла только теплопроводностью, $Sk = 0$

выбранная в качестве определяющей, К; m_x — локальное в слое x значение m.

На рис. III.39 показано температурное распределение в плоском слое полупрозрачного материала при различных числах Sk для $\tau_0 = 10$, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 1{,}0$.

Если в ограждающих конструкциях используются материалы с очень малой оптической толщиной ($\tau_0 \ll 1$) (различного рода полимерные пленки), собственное внутреннее излучение материала незначительно и падающий на пленку внешний лучистый поток частично поглощается, нагревая ее, а частично проходит через пленку. Считается, что энергия поглощается поверхностью пленки и переносится в ее толще только за счет теплопроводности. В этом случае падающий лучистый поток при расчете теплопередачи через ограждение учитывается только в записи граничных условий на соответствующих поверхностях.

Интегральные свойства отражения поверхности, пропускания слоем и поглощения в толще слоя для некоторых полупрозрачных строительных материалов по данным НИИстройфизики приведены в табл. III.5.

Таблица III.5

Значения интегральных коэффициентов отражения (a, %), пропускании (τ, %), поглощения (k, м$^{-1}$) некоторых полупрозрачных строительных материалов

Наименование материала	Толщина, мм	Источник излучения					
		солнце $T = 6000°$			лампа накаливания $T = 2500°$		
		a, %	τ, %	k, м$^{-1}$	a, %	τ, %	k, м$^{-1}$
Стекло оконное	3	6,5	87	51	7,2	83	58
» »	5	6,3	85	—	7,0	81	—
Оргстекло прозрачное	5	7,1	91	54	7,2	87	62
» »	8	7,0	88	—	7,1	84	—
Оргстекло матовое	3	28	59	130	32	46	138
» »	4,5	31,5	45	—	37	41	—
Стеклопластик бесцветный	1,8	15	73	155	17	56	180
» желтый	1,5	29	38	350	33	34	420
Винипласт прозрачный	2	—	—	45	—	—	—
» желтый	2	—	—	257	—	—	—
Полиуретан белый	2	—	—	510	—	—	620
Бумага белая	0,05	33	52	—	—	—	—
Древесина бука	0,2	40	7	—	58	26	—
» сосны	1,5	45	2	—	74	6	—
» »	0,5	41	15	—	62	23	—
Пенополистирол ПС-4	5	47	26	—	56	15	—

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Пример 11.3. Определить тепловой поток через слой стекла $\delta = 0{,}005$ м, ограниченный стенками со степенью черноты $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0{,}9$. Коэффициент поглощения $k = 28$ м$^{-1}$, показатель преломления $n = 1{,}5$, $t_1 = 60°$ С, $t_2 = 40°$ С. Коэффициент теплопроводности $\lambda = 0{,}76$ Вт/(м·К).

Решение. Определим оптическую толщину слоя

$$\tau_0 = k_\delta = 28 \cdot 0{,}005 = 0{,}14.$$

По известным τ_0, ε_1, ε_2 определяем по номограмме $m = 26$.

Тепловой поток

$$q = q_л + q_т = \left(\frac{16n^2\sigma_0 \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)^3}{mk} + \lambda \right) \times$$

$$\times \left(\frac{t_1 - t_2}{\delta} \right) = (0{,}035 + 0{,}76) \frac{60 - 40}{0{,}005} = 3450 \text{ Вт/м}^2,$$

где $\sigma_0 = 0{,}0645 \cdot 10^{-4}$.

Без учета лучистого переноса

$$q = q_т = \lambda_т \frac{t_1 - t_2}{\delta} = 0{,}76 \frac{20}{0{,}005} = 3040 \text{ Вт/м}^2.$$

Разница составляет

$$\frac{3450 - 3030}{3450} = \frac{420}{3450} = 0{,}122; \quad \Delta = 12{,}2\%.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА IV

НЕСТАЦИОНАРНАЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЕ

В естественных условиях режим теплопередачи через ограждения всегда является нестационарным. Температура наружного воздуха, интенсивность солнечной радиации, сила и направление ветра непрерывно меняются. Температура внутри помещения также изменяется. Ее колебания происходят около некоторых средних значений в пределах отдельных сезонов. Поэтому, несмотря на известную сложность, для правильного расчета теплового режима помещений процесс передачи тепла через ограждения и в элементах систем кондиционирования микроклимата необходимо рассматривать как нестационарный.

Наиболее холодные и жаркие периоды года отмечены особенно резкими изменениями температуры и солнечной радиации. Эти периоды наибольшего охлаждения и наибольшего нагрева при проектировании ограждений и систем являются расчетными, поэтому основные теплотехнические расчеты должны выполняться с учетом нестационарности условий. Умение рассчитывать переменные процессы необходимо также для правильной замены сложного нестационарного явления простым стационарным. При этом надо находить такие условия замены, при которых точность упрощенного расчета не выйдет за пределы допустимых погрешностей.

При расчете периодического отопления, режима регулирования подачи тепла в помещение, при определении времени натопа при пуске системы, допустимой продолжительности отключения отопления в аварийных условиях и многих других необходимо использовать закономерности переменного во времени процесса передачи тепла. Сложность расчета нестационарного режима определяется необходимостью рассмотрения в общем случае задачи, полная постановка которой приведена в § III.2.

Аналитический метод решения задач нестационарной теплопередачи может быть использован [III.6, III.7] для решения ряда основополагающих задач со сравнительно простыми условиями протекания процесса. В математической физике разработан ряд способов решения подобных задач (метод разделения переменных — метод Фурье, метод источников, операционные и вариационные методы и др.). Они широко применяются в строительной теплофизике [IV.3; IV.7—IV.10].

Некоторые из аналитических решений удается привести к сравнительно простому виду, удобному для использования в инженерной практике. Однако наиболее трудные задачи, связанные с многослойными конструкциями и сложными граничными условиями, или име-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ют громоздкое решение, неприемлемое для инженерной практики, или аналитически пока не решены. Поэтому для решения практических задач, постановка которых максимально приближена к реальной, инженер широко пользуется численными методами. К этой категории расчетных приемов можно отнести методы конечных разностей, гидротепловой и электротепловой аналогии и использование цифровых электронно-вычислительных машин. В аналитических расчетах, так же как и в численных методах, широко применяются данные теории подобия, позволяющие с помощью критериев или чисел подобия представить результаты единичных расчетов и экспериментов в обобщенном виде.

§ IV.1. АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ О НАГРЕВАНИИ И ОХЛАЖДЕНИИ ТЕЛ

Нестационарные тепловые процессы для простейших случаев могут быть рассчитаны аналитически. Аналитическое решение задачи представляет интерес благодаря обобщенному характеру и возможности анализировать влияние всех факторов на данный процесс. Ниже приводятся некоторые решения, которые могут оказаться полезными при рассмотрении многих практических задач техники отопления и вентиляции. Выводы некоторых формул, не приведенные здесь ввиду их сложности и громоздкости, подробно изложены в специальной литературе [III.6; III.7; IV.9].

Рассмотрим аналитические решения переходных (от одного стационарного состояния к другому) тепловых процессов (рис. IV.1) нагревания и охлаждения тел, которые типичны для условий в помещении при изменении режима работы отопительно-охладительных систем.

Нагревание и охлаждение тел с бесконечно большой теплопроводностью (внешняя задача) (см. рис. IV.4, *а*). Если материал произвольного тела имеет очень большую теплопроводность и сравнительно низкий коэффициент теплообмена с окружающей средой на поверхности, то при нагревании или охлаждении в его толще наблюдается равномерное распределение температуры. Изменение температуры тела зависит от сопротивления теплообмену на поверхности и его теплоемкости. Такие условия имеют при нагревании и охлаждении небольшие металлические предметы (с большой теплопроводностью), емкости с водой (за счет интенсивного перемешивания) и др.

Рассмотрим тепловой режим металлической болванки с начальной температурой t_0, помещенной в среду с температурой $t_в$. Объем болванки равен V, площадь ее внешней поверхности F, объемная теплоемкость $c\rho$, а λ настолько велико, что его практически можно считать бесконечно большим. Коэффициент теплообмена с окружающей средой равен α. Составим уравнение теплового баланса болванки, температуру которой в произвольный момент времени z обозначим t. Оно имеет вид

$$Vc\rho dt = -\alpha (t - t_в) F dz. \qquad (IV.1)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Знак минус в уравнении (IV.1) показывает, что положительному значению разности температур ($t > t_в$) соответствует понижение температуры t тела.

Введем обозначение избыточной (к температуре окружающей среды) температуры тела $\vartheta = t - t_в$, производная которой равна $d\vartheta = d(t - t_в) = dt$.

Обозначим теплоемкость тела $C = c\rho V$ и общее сопротивление теплообмену на всей площади его поверхности $R_п = 1/\alpha F$. В этом случае уравнение (IV.1) можно записать в виде

$$Cd(\vartheta) = -\frac{1}{R_п}\vartheta dz. \qquad \text{(IV.2)}$$

Используя начальное условие, согласно которому $t = t_0$ и $\vartheta = t_0 - t_в$, и разделив переменные в уравнении (IV.2):

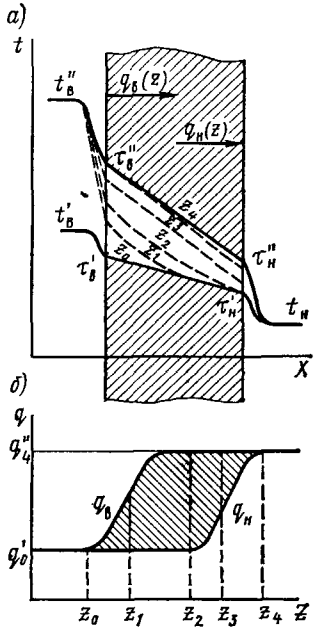


Рис. IV.1. Общий характер переходного теплового процесса:

а — изменение распределения температур по сечению во времени, *б* — изменение во времени тепловых потоков, проходящих через внутреннюю и наружную поверхности

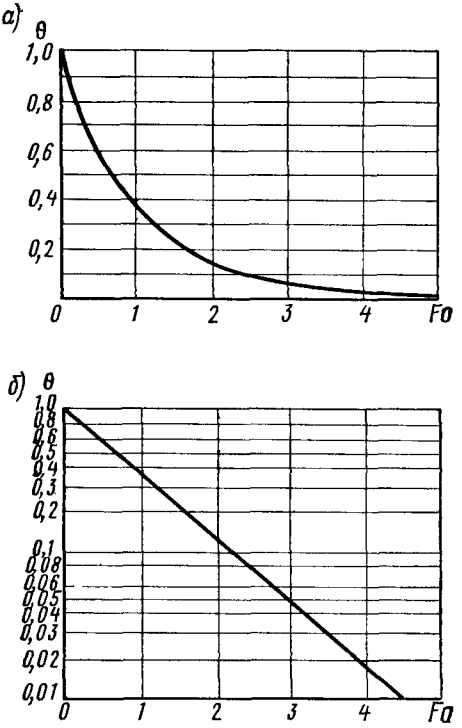


Рис. IV.2. Изменение во времени относительной избыточной температуры тела:

а — с бесконечной теплопроводностью; *б* — то же, в полулогарифмических координатах

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\frac{d\vartheta}{\vartheta} = -\frac{1}{CR_{\text{п}}}\,dz, \qquad \text{(IV 3)}$$

получим решение (IV.3) в виде

$$\theta = \frac{\vartheta}{\vartheta_0} = \frac{t - t_{\text{в}}}{t_0 - t_{\text{в}}} = e^{-\frac{z}{CR_{\text{п}}}}. \qquad \text{(IV.4)}$$

Показатель степени в выражении (IV.4) по аналогии с (II.15) можно считать критерием гомохронности Fo′:

$$\text{Fo}' = \frac{z\alpha F}{c\rho V} = \frac{z}{CR_{\text{п}}}. \qquad \text{(IV.5)}$$

Уравнение (IV.4) можно записать в виде (рис. IV.2, *а*)

$$\theta = e^{-\text{Fo}'}. \qquad \text{(IV.6)}$$

В полулогарифмических координатах графическая зависимость $\ln\theta$ от Fo′ представляет собой одну прямую линию (рис. IV.2, *б*). Решение в виде (IV.6) может быть использовано для определения температуры при нагреве и охлаждении тела, для этого достаточно учесть знак разностей температур при определении ϑ и ϑ_0.

Из рис. IV.2, *а* видно, что изменение температуры тела произойдет в основном за время $z_{\text{кр}}$, которому соответствует Fo′ $\approx$ 3,0.

Для решения ряда технических задач нужно знать величину теплового потока, проходящего через поверхность тела, и общее количество тепла, затраченного на нагрев или полученного при охлаждении тела. Величину потока тепла q, проходящего через всю поверхность в любой момент времени, можно определить по формуле

$$q = \frac{1}{R_{\text{п}}}(t - t_{\text{в}}) = \frac{1}{R_{\text{п}}}\,\vartheta_0 e^{-\text{Fo}'}. \qquad \text{(IV.7)}$$

Полное количество тепла Q, полученное или отданное телом за первые z ч, равно

$$Q = C(t - t_0) = \int_0^z q\,dz = C\vartheta_0\left(1 - e^{-\text{Fo}'}\right). \qquad \text{(IV.8)}$$

Рассмотрим вариант этой задачи (рис. IV.3), когда при прочих заданных условиях температура среды изменяется во времени линейно:

$$t_{\text{в}} = t_{\text{в}0} + Bz, \qquad \text{(IV.9)}$$

где $t_{\text{в}0}$ — температура среды в момент времени $z = 0$; B — темп изменения температуры среды во времени, °С/ч.

Температура тела изменяется от начальной t_0 до некоторой текущей температуры t. Если в уравнения (IV.1) и (IV.2) подставить значение $t_{\text{в}}$ по формуле (IV.9), то после простых преобразований можно получить дифференциальное уравнение процесса в виде

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$C\frac{dt}{dz}+\frac{1}{R_{\text{п}}}(t-t_{\text{в0}})=\frac{1}{R_{\text{п}}}Bz. \qquad \text{(IV.10)}$$

В начальный период ($z<z_{\text{кр}}$) изменение температуры тела t во времени постепенно приближается к темпу изменения $t_{\text{в}}$, °С/ч. В последующий регулярный период нагрева ($z>z_{\text{кр}}$) температура болванки возрастает, постоянно оставаясь ниже температуры среды на некоторую постоянную величину Δt_0. Этот перепад температур можно определить из уравнения (IV.10), приняв по условию задачи темп изменения температуры во времени постоянным, т. е. считая $dt/dz = B = \text{const}$.

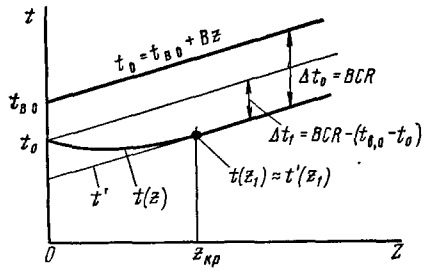


Рис. IV.3 Изменение во времени температуры тела с бесконечной теплопроводностью в среде с постоянно изменяющейся температурой

В этом случае уравнение (IV.10) примет вид

$$CB+\frac{1}{R_{\text{п}}}[t-(t_{\text{в0}}+Bz)]=0, \qquad \text{(IV.11)}$$

откуда

$$\Delta t_0=t_{\text{в}}-t=BCR_{\text{п}}. \qquad \text{(IV.12)}$$

В начальный период температура t изменяется, асимптотически приближаясь к линии, уравнение которой

$$t'=t_{\text{в0}}+Bz-BCR_{\text{п}}. \qquad \text{(IV.13)}$$

Величина t за начальный период изменится на Δt_1:

$$\Delta t_1=BCR_{\text{п}}-(t_{\text{в0}}-t_0). \qquad \text{(IV.14)}$$

Практически это изменение произойдет за время $z_{\text{кр}}$ ($\text{Fo}'\approx 3{,}0$).

В произвольный момент z начального периода разность температур t_0+Bz-t будет равна

$$t_0+Bz-t=\Delta t_1\left(1-e^{-\text{Fo}'}\right). \qquad \text{(IV.15)}$$

Или иначе разница между предельным и текущим изменением температуры равна

$$(t_0+Bz-t)-\Delta t_1=-\Delta t_1 e^{-\text{Fo}'}. \qquad \text{(IV.16)}$$

Текущая температура t тела отсюда определяется уравнением

$$t=t_{\text{в0}}+Bz-BCR_{\text{п}}+[BCR_{\text{п}}-(t_{\text{в0}}-t_0)]\,e^{-\text{Fo}'}. \qquad \text{(IV.17)}$$

Уравнение (IV.17) при $z\to\infty$ ($\text{Fo}'\to\infty$) превращается в уравнение (IV.13). Пользуясь введенными обозначениями, уравнение (IV.17) можно записать в виде

$$(t-t')/\Delta t_1=e^{-\text{Fo}'} \qquad \text{(IV.18)}$$

и использовать для его решения рис. IV.2.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В рассмотренных задачах протекание теплового процесса определялось только переносом тепла через поверхность теплообмена и не зависело от проводимости тепла внутри тела. В теории теплопроводности такой случай называют «внешней задачей» (рис. IV.4, *а*).

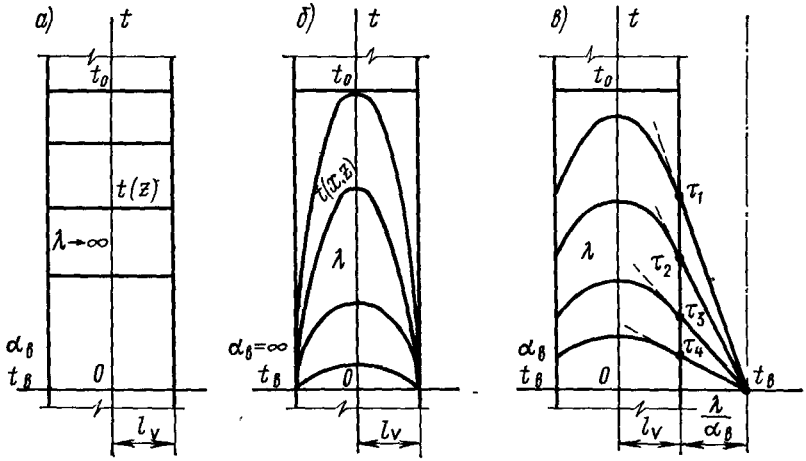


Рис. IV.4. Характерные типы нестационарных тепловых процессов: *а* — нагревание и охлаждение тел с бесконечно большой теплопроводностью (внешняя задача); *б* — то же, с бесконечно большим теплообменом (внутренняя задача); *в* — то же, с небольшими значениями коэффициента теплопроводности и теплообмена (краевая задача)

К внешним задачам (с учетом обычно допустимых в инженерных расчетах погрешностей) относят те, для которых критерий Био

$$\mathrm{Bi} = \alpha l_V/\lambda \leqslant 0{,}1, \qquad \text{(IV.19)}$$

где l_V — обобщенный размер тела [III.7], равный отношению объема V тела к его поверхности F:

$$l_V = V/F. \qquad \text{(IV.20)}$$

Для пластины величина l_V равна половине толщины, для цилиндра — половине радиуса, для шара — $^1/_3$ радиуса.

Пример IV.1. Определить время до начала замерзания воды в расширительном сосуде системы водяного отопления после прекращения ее циркуляции.

Сосуд имеет объем $V = 1$ м³; площадь боковых поверхностей $F = 6{,}0$ м². Изоляция сосуда $\delta = 0{,}02$; $\lambda = 0{,}055$ Вт/(м·К). Сопротивление теплоотдаче от наружной поверхности сосуда к окружающему воздуху $R_н = 0{,}1$ м²·К/Вт. Температура воздуха на чердаке $t_в = -15°$; начальная температура воды $t_0 = 60°$ С; конечная температура воды $t = 0°$ С.

Решение. Определяем теплоемкость воды, заключенной в расширительном сосуде:

$$C = c\rho V = 4186 \cdot 1000 \cdot 1 = 4186 \cdot 10^3 \text{ Дж/К}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Определяем сопротивление теплопередаче через всю площадь поверхности расширительного сосуда от жидкости к окружающему воздуху:

$$R_{\text{п}} = \frac{(R_{\text{в}} + \delta/\lambda)}{F} = \frac{0{,}1 + 0{,}02/0{,}055}{6{,}0} = 0{,}0773 \text{ К/Вт}.$$

Определяем избыточную относительную температуру воды в расширительном баке к моменту ее замерзания по формуле (IV.4):

$$\theta = \frac{t - t_{\text{в}}}{t_0 - t_{\text{в}}} = \frac{0 - (-15)}{60 - (-15)} = \frac{15}{75} = 0{,}2.$$

С помощью графика на рис. IV.2 определяем значение Fo′: при $\theta = 0{,}2$ Fo′ = 1,5.

Из формулы (IV.5) определяем время до начала замерзания воды в расширительном сосуде z:

$$z = \text{Fo}' C R_{\text{п}} = 1{,}5 \cdot 4186 \cdot 10^3 \cdot 0{,}0773 = 485367 \text{ с} \approx 135 \text{ ч}.$$

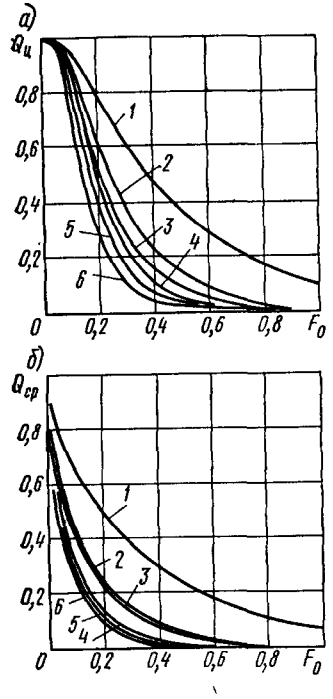


Рис. IV.5 Изменение во времени относительной избыточной температуры в центре тела $\theta_{\text{ц}}$ (*а*) и средней по объему $\theta_{\text{ср}}$ (*б*) для простейших тел различной формы в условиях внутренней задачи:

1 — пластина; *2* — призма квадратного сечения; *3* — цилиндр; *4* — куб; *5* — цилиндр высотой в диаметр; *6* — шар

Нагревание и охлаждение тел при бесконечно большом коэффициенте теплообмена (внутренняя задача) (рис. IV.4, *б*). Для нагревания и охлаждения тел с небольшой теплопроводностью характерным является наличие пространственного распределения температуры в толще. Математическое решение таких задач оказывается достаточно сложным.

При интенсивном теплообмене поверхности тела с окружающей средой, когда практически критерий Био

$$\text{Bi} = \alpha l_V/\lambda > 100, \qquad \text{(IV.21)}$$

температура поверхности $t_{\text{пов}}$ сразу становится равной температуре окружающей среды, т. е.

$$t_{\text{пов}} = t_{\text{в}}. \qquad \text{(IV 22)}$$

Такие случаи относят к категории так называемой «внутренней задачи» (см. рис. IV.4, *б*). В условиях внутренней задачи нагревание в любой точке зависит только от теплоинерционных свойств и интенсивности проводимости тепла внутри тела. В этих условиях наблюдается большая неравномерность распределения температуры в толще. Наибольшая разница будет между температурой в центре $t_{\text{п}}$ и на поверхности $t_{\text{пов}}$ тела. На рис. IV.5 приведены кривые изменения относительной избыточной температуры в центре $\theta_{\text{ц}} = \vartheta_{\text{ц}}/\vartheta_0 =$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$= (t_{ц} - t_{пов})/(t_0 - t_{пов})$ и средней по объему $\theta_{ср} = \vartheta_{ср}/\vartheta_0 = (t_{ср} - t_{пов})/(t_0 - t_{пов})$ для тел различной формы во времени $Fo(z)$. Кривые даны для случая, когда начальная избыточная температура во всех точках тела была постоянной $\vartheta_0 = t_0 - t_в = const$, и температура поверхности мгновенно изменялась до $t_{пов} = t_в$. В критерии $Fo = az/l^2$ в данном случае величина l — характерный размер тела (для пластины — половина толщины, для цилиндра и шара — радиус), a — коэффициент температуропроводности.

Для решения технических задач обычно достаточно определить температуру в центре и среднюю температуру по объему тела [температура поверхности известна по условию (IV.22)].

Количество тепла Q, которое отдает тело (имеющее теплоемкость $C = cρV$) при охлаждении или ассимилирует при нагревании за Δz, ч, с начала процесса, может быть определено по формуле

$$Q = C(t_0 - t_{ср}), \qquad (IV.23)$$

где $t_{ср}$ — средняя температура тела, спустя Δz, ч, определяемая по $\theta_{ср}$ (рис. IV.5 ,*б*).

Тепловой поток $q(z)$, проходящий через поверхность тела в произвольный момент времени z, может быть определен по изменению средней температуры тела во времени $dt_{ср}/dz$. Графическим дифференцированием кривой $\theta_{ср}$ на рис. IV.5, *б* можно получить величину $d\theta_{ср}/dFo$, зная которую, имеем:

$$\frac{d\theta_{ср}}{dFo} = \frac{d\left(\frac{t_{ср} - t_{пов}}{t_0 - t_{пов}}\right)}{d(az/l^2)} = \frac{l^2}{(t_0 - t_{пов})a}\frac{dt_{ср}}{dz};$$

$$\frac{dt_{ср}}{dz} = \frac{a(t_0 - t_{пов})}{l^2}\frac{d\theta_{ср}}{dFo}. \qquad (IV.24)$$

Величина $q(z)$ равна

$$q(z) = C\frac{dt_{ср}}{dz}. \qquad (IV.25)$$

Нагревание и охлаждение тел при небольших значениях коэффициентов теплопроводности и теплообмена (краевая задача) (рис. IV.4, *в*). Наиболее сложным оказывается случай так называемой «краевой задачи», когда критерий Bi

$$0{,}1 < Bi = \frac{\alpha l_V}{\lambda} < 100. \qquad (IV.26)$$

Интенсивность нагревания и охлаждения в этих условиях определяется и переносом тепла в толще, и теплообменом на поверхности. По сравнению с внешней задачей температура поверхности может значительно отличаться от температуры в центре и в отличие от внутренней задачи $t_п$ не равна температуре окружающей среды. Этот случай является промежуточным между двумя первыми, которые были отнесены к категориям внутренней и внешней задач.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В условиях краевой задачи (см. рис. IV.4, *в*) касательные к кривым распределения температуры в различные моменты времени, проведенные через точки пересечения изотерм с поверхностью тела, сходятся в одной точке, лежащей на линии $t_в$ и удаленной от поверхности на расстояние, равное толщине эквивалентного слоя λ/α.

Увеличив геометрические размеры тела на величину λ/α и приняв распределение температуры в эквивалентном слое линейным, краевую задачу можно свести к внутренней. Этот прием приведения часто оказывается полезным в инженерной практике. С его помощью можно получить приближенное решение сложной краевой задачи, имея решение более простой внутренней задачи. Таким образом, при значениях Bi, ограниченных неравенством (IV.26), для определения температур в центре и средней температуры по объему тела (с учетом толщины эквивалентного слоя на поверхности) можно воспользоваться рис. IV.5. Для этого при расчете значений критерия Fo необходимо принять за характерный размер не l, а $l + \lambda/\alpha$.

В отличие от условий стационарной теплопередачи, где введение эквивалентных слоев или не искажает процесса (одномерные поля), или вносит небольшую погрешность (двумерные поля), при рассмотрении нестационарных переходных процессов этим приемом следует пользоваться с бóльшей осторожностью. Введение эквивалентных слоев правильно учитывает сопротивление передаче тепла, но изменяет теплоемкость тела (эквивалентные слои не должны иметь теплоемкости). Ф. В. Ушков, учитывая последнее, предложил улучшить этот прием, определяя Fo по формуле (II.15) с учетом истинных значений теплоемкости тела C и сопротивления теплопередаче R. Наибольшая погрешность при переходе от краевой задачи к внутренней будет при малых Fo и Bi, близких к 0,1, особенно при определении температуры поверхности $t_{пов}$.

Изменение температуры поверхности, а также температуры в любом сечении тела при краевой задаче может быть достаточно точно

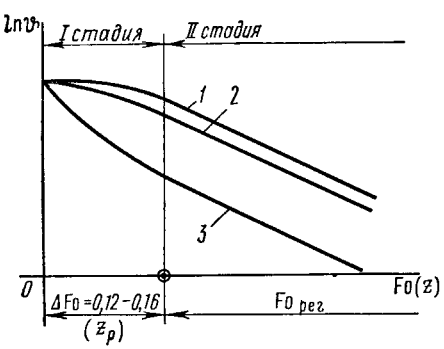


Рис. IV.6. Две стадии переходного теплового процесса (иррегулярный и регулярный):
1 — $\ln\vartheta_ц = \ln(t_в - t_ц)$, *2* — $\ln\vartheta_{ср} = \ln(t_в - t_{ср})$; *3* — $\ln\vartheta_п = \ln(t_в - t_п)$

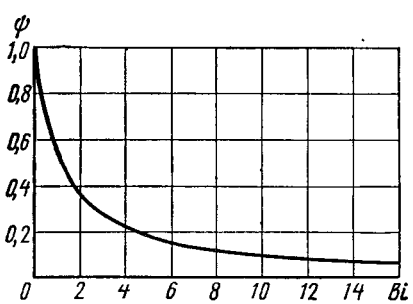


Рис. IV.7. Зависимость характеристики неравномерности распределения температуры в теле Ψ от критерия Bi

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

определено с помощью закономерностей так называемого *регулярного режима*. Рассмотрение решений, определяющих этот режим, имеет и самостоятельный интерес в связи с возможностью их применения в отдельных задачах отопительно-вентиляционной техники.

Основы теории регулярного режима [IV.4] состоят в следующем. Процесс охлаждения или нагревания твердого тела при любом значении Bi можно условно разделить во времени на две стадии (рис. IV.6). Первая стадия ($z < z_р$) неупорядоченного *иррегулярного* режима, в котором на изменение температур в теле большое влияние оказывает начальное распределение температуры. Температурное поле в этой стадии нестационарного процесса подчиняется сложным закономерностям. Вторая стадия ($z \geqslant z_р$) *регулярного* режима характеризуется практическим отсутствием зависимости изменений температуры в теле во времени от начальных условий. В любой точке в стадии регулярного режима эти изменения описываются экспонентой. Общим признаком регулярности нестационарного температурного поля является постоянство скорости изменения логарифма избыточной температуры во времени:

$$\frac{\partial}{\partial z} \ln (t_в - t) = m, \qquad \text{(IV.27)}$$

где m — темп охлаждения.

Величина m не зависит от координат точки, времени и начального распределения температуры. Она полностью определяется размерами и формой тела, теплофизическими характеристиками материала и условиями теплообмена на поверхности.

Как установлено в теории теплопроводности, стадия регулярного режима наступает довольно быстро. При допустимой погрешности расчета в 5% практически для всех случаев можно считать начало регулярного режима соответствующим $Fo \approx 0{,}12$, а при допустимой погрешности в 2% — $Fo \approx 0{,}16$. Таким образом, исключая малые значения Fo, переходный процесс (с допустимой для инженерных расчетов точностью) можно считать протекающим по законам регулярного режима.

Для тел любой формы оказывается справедливым следующее равенство:

$$m = \frac{a}{l_V^2} \text{Кп}, \qquad \text{(IV.28)}$$

где a — коэффициент температуропроводности; Кп — критерий Кондратьева, равный

$$\text{Кп} = \psi \text{Bi}. \qquad \text{(IV.29)}$$

Через ψ обозначена характеристика неравномерности распределения температуры в сечении тела, равная отношению избыточной температуры на поверхности $\vartheta_{пов} = t_в - t_{пов}$ к избыточной средней температуре $\vartheta_{ср} = t_в - t_{ср}$

$$\psi = \vartheta_{пов}/\vartheta_{ср} = (t_в - t_{пов})/(t_в - t_{ср}) . \qquad \text{(IV.30)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Если распределение температуры в теле равномерное (внутренняя задача), то $\psi \approx 1$ и $\text{Кп} \approx \text{Bi}$. При внешней задаче неравномерность распределения температуры в теле наибольшая и $\psi \to 0$. Для тел различной формы зависимость $\psi = f(\text{Bi})$ определяется практически одной кривой, приведенной на рис. IV.7.

Таким образом, темп изменения температуры в любой точке тела может быть определен по формуле (IV.28) с учетом данных рис. IV.7. Выражение (IV.28) можно преобразовать с учетом (IV.29) и привести к удобному для расчета виду:

$$m = \frac{a}{l_V^2}\,\text{Кп} = \frac{\lambda F^2 \alpha V}{c\rho V^2 \lambda F}\,\psi = \frac{\alpha F}{c\rho V}\,\psi = \frac{1}{CR_в}\,\psi. \qquad \text{(IV.31)}$$

Из выражений (IV.27) и (IV.31) следует, что изменение относительной избыточной температуры любой точки тела произвольной формы при всех значениях Bi в регулярном режиме определяется уравнением

$$\vartheta/\vartheta_0' = e^{-\text{Fo}'\psi}, \qquad \text{(IV.32)}$$

где $\vartheta = t_в - t(x, z)$, а $\vartheta_0' = t_в - t(x, z_р)$.

Величина $t(x, z_р)$ есть температура в данной точке в начале регулярного режима ($z_р$), т. е. в момент, который в зависимости от допустимой погрешности был определен выше — $\text{Fo} = 0{,}12 \div 0{,}16$. Таким образом, уравнение (IV.32) является обобщенным решением переходного процесса нагревания и охлаждения тел, частным случаем которого является формула (IV.6), определяющая процесс при $\text{Bi} \to 0$, когда регулярный режим наступает сразу при $\text{Fo} = 0$. Решение для $\text{Bi} \to \infty$ в виде рис. IV.5 также (в своей основной части при $\text{Fo} > > 0{,}12 \div 0{,}16$) является частным случаем этого общего решения.

Полученный результат можно распространить и на условия, когда температура окружающей среды линейно изменяется во времени. Проделав необходимые выкладки в той же последовательности рассуждений, как это было сделано при переходе от формулы (IV.6) к формуле (IV.18), получим для такого случая обобщенное решение, аналогичное (IV.18), в виде

$$\frac{t - t'}{\Delta t_1} = e^{-\text{Fo}'\psi}. \qquad \text{(IV.33)}$$

В этой формуле t' соответствует уравнению прямой, с которой совпадает $t(x, z)$ при $z > z_р$:

$$t' = t\,(x,\ z > z_р) = t_{во} + Bz - \frac{BCR}{2}\left[1 + \frac{2}{\text{Bi}} - \left(\frac{x}{l}\right)^2\right], \qquad \text{(IV.34)}$$

где B — скорость (темп) нагрева или охлаждения, °С/ч.

Величина Δt_1 по аналогии с рис. IV.3 есть определенный для каждой точки перепад, в пределах которого произойдет изменение температуры от начала регулярного режима $z_р$ до конца начального периода $z_{кр}$ и далее до $z \to \infty$:

$$\Delta t_1 = t\,(x,\ z_р) + Bz - t\,(x,\ z > z_{кр}). \qquad \text{(IV.35)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

С помощью рис. IV.5 для момента времени, соответствующего значениям Fo $= 0{,}12 \div 0{,}16$, можно приближенно определить температуру в центре $t_ц = t(x = 0; z_р)$ и среднюю по объему температуру $t_{ср}(z_р)$ для тел произвольной формы, пользуясь приемом приведения краевой задачи к внутренней. Зная критерии Bi, по рис. IV.7 можно определить показатель неравномерности температур ψ, а по ψ(IV.30) и $t_{ср}(z_р)$ рассчитать температуру t $(x = l; z_р)$ поверхности тела. Для полного расчета теплового процесса обычно достаточно знать три характерные температуры: в центре, на поверхности и среднюю по объему тела. Тепловой поток q при известной температуре поверхности $t_{пов}$ и среды $t_в$ для любого момента времени можно подсчитать по формуле

$$q(z) = \alpha (t_{пов} - t_в). \qquad \text{(IV.36)}$$

Для определения общих количеств тепла Q во всех случаях можно воспользоваться формулами (IV.8), (IV.23).

Полученные результаты (при изменении температуры окружающей среды) могут быть использованы для решения задач о нагреве и охлаждении при действии в толще тела равномерно распределенных источников и стоков тепла. Нетрудно показать, что распределение избыточных температур в теле при изменении температуры окружающей среды и при действии внутренних источников-стоков может быть одинаковым. Изменение относительной температуры среды с интенсивностью B, °C/ч, будет полностью идентично действию на температурное поле тела равномерно распределенных внутренних источников или стоков тепла, интенсивность которых W, Вт/м³,

$$W = -Bc\rho. \qquad \text{(IV.37)}$$

Формулу (IV.34) в случае действия равномерно распределенных источников следует записать в виде

$$t'(x,\ z > z_р) = t_в - \frac{Wz}{c\rho} + \frac{WCR}{2c\rho}\left[1 + \frac{2}{\text{Bi}} - \left(\frac{x}{l}\right)^2\right]. \qquad \text{(IV.38)}$$

Таким образом, с помощью сравнительно простых формул могут быть рассчитаны тепловые процессы для тел различной конфигурации, в том числе в условиях переменной температуры среды и при наличии в теле внутренних источников тепла.

В отопительно-вентиляционной технике наряду с расчетами нагрева и охлаждения тел произвольной формы важными являются задачи переходных процессов теплопередачи в ограждениях помещений.

§ IV.2. ОДНОСТОРОННИЙ НАГРЕВ ИЛИ ОХЛАЖДЕНИЕ СТЕНКИ

Для отопительной техники распространенной является задача о переходном процессе одностороннего нагрева или охлаждения стенки от одного стационарного состояния к другому. При регулярном отоплении помещения и устойчивых зимних температурах в однородной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

стене устанавливается стационарное линейное распределение температуры. При изменении внешних или внутренних параметров от одних значений к другим в стене возникнет переходный процесс перераспределения температур, соответствующий новым условиям на границах.

Может быть два варианта задания условий нагрева или охлаждения стенки: изменением температуры и теплового потока на ее поверхности. Рассмотрим первый вариант с заданным изменением температуры поверхности. В начальный момент в стене было равномерное распределение температур $t(x,\ z=0)=t_0=\text{const}$. Температуру одной из поверхностей повысили и поддерживают постоянной на новом уровне, равной $t(x=0,\ z)=\text{const}$ (рис. IV.8, *а*, *I*). На другой поверхности стенки температура не меняется и равна начальной t_0. Обобщенное решение этой задачи [III.7] приведено на рис. IV.8, *б* в виде безразмерного графика изменения относительной избыточной температуры $\theta=\dfrac{t(x,\ z)-t(x,\ 0)}{t(x,\ \infty)-t(x,\ 0)}$ в разных сечениях ограждения с относительным расстоянием x/l, а также во времени, определяемом значениями критерия Fo.

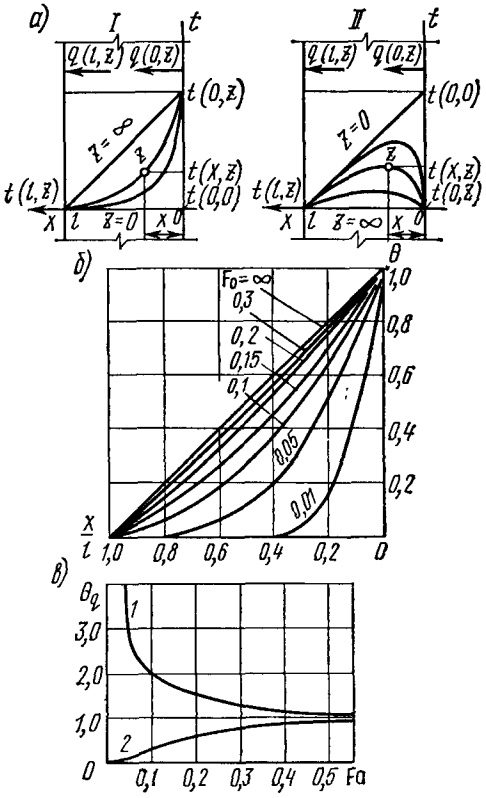


Рис. IV.8. Односторонний нагрев или охлаждение ограждения из стационарного состояния при изменении температуры поверхности:

а — схема распределения температуры при нагреве (I) и охлаждении (II); *б* — изменение распределения относительной избыточной температуры, *в* — изменение относительных избыточных тепловых потоков на внутренней (*1*) и наружной (*2*) поверхностях ограждения

Это решение можно применить и в том случае, когда в начальный момент температура по толщине стенки соответствовала некоторому стационарному распределению $t(x,\ z=0)$, а затем на поверхности повысилась от $t(0,\ 0)$ до $t(0,\ z)$. Для такой задачи с помощью графика (см. рис. IV.8, *б*) будут получены относительные избыточные температуры θ в каждом сечении в процессе перехода от начального к новому стационарному распределению температуры по сечению ограждения.

Графиком (рис. IV.8, *б*) можно пользоваться для определения θ и при понижении температуры поверхности от

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$t(0, 0)$ до $t(0, z)$ (см. рис. IV.8, *а*, *II*). В этом случае относительная избыточная температура $\theta_{охл}$ будет равна

$$\theta_{охл} = 1 - \theta. \qquad \text{(IV.39)}$$

В реальных условиях теплопередачи через ограждение изменяется температура воздуха, т. е. имеет место «краевая задача» с граничным условием III рода. Для приближенного решения такой задачи нужно воспользоваться приемом перехода от краевой задачи к внутренней. Решение с использованием этого приема получится приближенным, и наибольшая погрешность будет при определении температуры поверхности, особенно для малых значений Fo и Bi (см. § IV.1).

Изменение тепловых потоков на поверхностях ограждения при изменении температуры можно определить по графику рис. IV.8, *в*, где показана зависимость относительных избыточных тепловых потоков θ_q на поверхностях от критерия Fo. Значения θ_q определены для внутренней поверхности в виде

$$\theta_q = \frac{q(0, z) - q(x, 0)}{q(x, \infty) - q(x, 0)}; \qquad \text{(IV.40)}$$

для наружной поверхности

$$\theta_q = \frac{q(l, z) - q(x, 0)}{q(x, \infty) - q(x, 0)}. \qquad \text{(IV.41)}$$

Рассмотрим второй вариант, когда нагрев или охлаждение стенки заданы изменением теплового потока, поступающего на поверхность. Такой случай близок, например, к теплопередаче через ограждение при ступенчатом изменении теплоотдачи нагревательных приборов системы отопления.

Примем следующие условия задачи (рис. IV 9, *а*, *I*). Помещение не отапливалось, по сечению ограждения была одинаковая температура $t(x, z = 0)$, и тепловой поток на внутренней поверхности был равен $q(0, 0) = 0$. В момент $z = 0$ включили систему отопления и на внутреннюю поверхность стены ($x = 0$) начал подаваться неизменный тепловой поток $q(x = 0, z) = q_в = \text{const}$. Со временем в толще стены установится линейное распределение температуры, соответствующее стационарной передаче тепла. В условиях данной задачи примем, что на наружной поверхности ограждения температура остается неизменной, равной начальной: $t(l, z) = t(l, 0)$. Температура, которая установится на внутренней поверхности в стационарных условиях при $z \to \infty$, будет соответствовать

$$t(0, \infty) - t(l, z) = q_в \frac{l}{\lambda} = q_в R_0. \qquad \text{(IV 42)}$$

Решение этой задачи в виде обобщенного графика приведено на рис. IV. 9, *б*. На графике нанесены кривые изменения относительной избыточной температуры

$$\theta = \frac{t(x, z) - t(x, 0)}{t(0, \infty) - t(x, 0)} \qquad \text{(IV.43)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

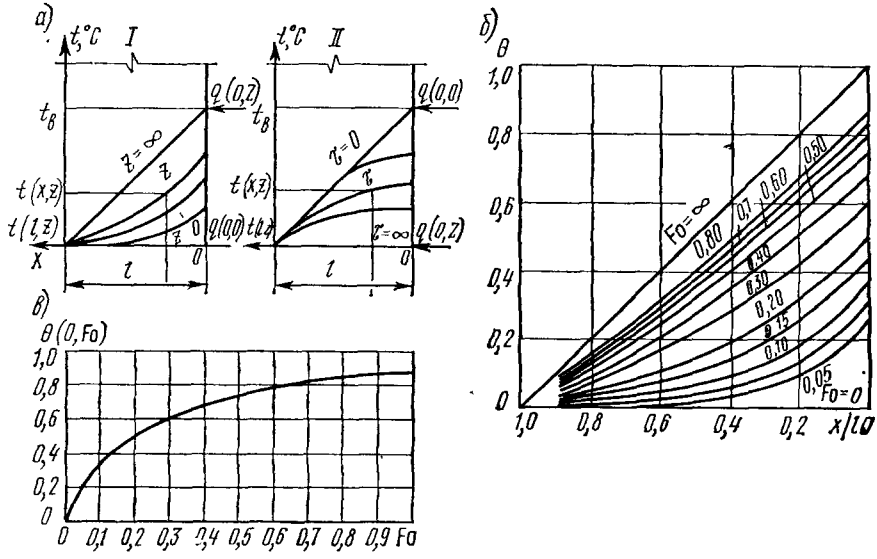


Рис. IV.9. Односторонний нагрев или охлаждение ограждения из стационарного состояния при изменении теплового потока на поверхности:

а — схема распределения температуры при нагреве (*I*) и охлаждении (*II*); *б* — изменение распределения относительной избыточной температуры; *в* — изменение распределения относительной избыточной температуры на поверхности ограждения

в различных сечениях стены x/l для различных моментов времени Fo. На графике (рис. IV.9, *в*) показано изменение относительной избыточной температуры $\theta_в$ на внутренней поверхности ограждения.

Решение, приведенное на рис. IV.9, *б*, *в*, может быть использовано для расчета теплопередачи при охлаждении, когда после регулярной подачи на поверхность потока тепла $q(0, 0) = \text{const}$ с момента времени $z = 0$ поступление тепла прекратится $q(0, z) = 0$ (рис. IV.9 *а*, *II*). Относительные избыточные температуры $\theta_{охл}$ в каждом сечении будут равны $\theta_{охл} = 1 - \theta$.

Для расчета температуры в отдельных сечениях ограждения, когда тепловой поток на поверхности изменяется ступенчато, можно воспользоваться рис. IV.9, *б*, *в*. В этом случае расчетом определяют переход к новому состоянию стационарной теплопередачи. Относительные к начальному стационарному состоянию избыточные температуры определяют по рис. IV.9, *б*, *в*.

Пример IV.2. Рассчитать охлаждение внутренней поверхности наружной стены через 2; 6; 12; 24 ч после прекращения отопления помещения. Поток тепла через внутреннюю поверхность ограждения после выключения отопления будем считать равным нулю.

Материал стены — термозитобетон: толщина стены $\delta = 0{,}3$ м; $\rho = 1200$ кг/м³; $\lambda = 0{,}407$ Вт/(м·К); $c = 837{,}4$ Дж/(кг·К); $a = 0{,}00146$ м²/ч. Коэффициенты теплообмена: $\alpha_н = 23{,}3$ Вт/(м²·К); $\alpha_в = 8{,}7$ Вт/(м²·К). Температура наружного воздуха $t_н = -15°$ С; температура внутреннего воздуха до прекращения отопления $t_в = +18°$ С.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Решение. Принимаем, что температура наружной поверхности ограждения неизменна и равна

$$t_0 = 18 - \frac{1/8{,}7 + 0{,}3/0{,}407}{1/8{,}7 + 0{,}3/0{,}407 + 1/23{,}3}\ (18 + 15) = -13{,}41\ ^\circ\text{C}.$$

Определим приближенные значения критерия Fo для расчетных периодов времени по формуле

$$\text{Fo} = (0{,}00146/0{,}3^2)\, z = 0{,}0162z.$$

Расчет сведен в таблицу. По графику рис. IV.9, *б* определим $\theta_{пов}$ и также внесем в таблицу:

z, ч	Fo	$\theta_{пов}$	$1 - \theta_{пов}$	$t_{пов}$
2	0,032	0,2	0,8	13,0
6	0,097	0,35	0,065	8,1
12	0,194	0,5	0,5	3,1
24	0,389	0,66	0,34	—2,2

Так как в задаче рассматривается случай охлаждения, то

$$\frac{t_{пов} - t_0}{t_в - t_0} = 1 - \theta; \quad t_{пов} = t_0 + (1 - \theta_{пов})(t_в - t_0).$$

§ IV.3. АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ О ЗАТУХАНИИ ТЕМПЕРАТУРНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ОГРАЖДЕНИЯХ

Температура наружного воздуха непрерывно изменяется, претерпевая сезонные, суточные и более короткие по продолжительности колебания. Тепловыделения и аккумуляция тепла в помещении в результате функциональных процессов и работы систем кондиционирования микроклимата также постоянно меняются. В связи с этим изменяется температура внутреннего воздуха, поверхностей и отдельных слоев ограждения.

Ограждения по-разному реагируют на колебания температуры. Одни быстро изменяют температуру вслед за наружным или внутренним воздухом, другие медленно, поэтому колебания температуры наружного воздуха через одни ограждения скорее передаются к их внутренней поверхности и к воздуху помещения, чем через другие. Это свойство ограждения связано с их теплоустойчивостью.

Теплоустойчивость есть свойство ограждения сохранять относительное постоянство температуры при колебаниях теплового потока.

Наиболее просто рассматривать свойство теплоустойчивости ограждений при правильных гармонических колебаниях. Периодические колебания температуры наружного или внутреннего воздуха, различного вида теплопоступления в помещения часто можно без особой погрешности представить в виде правильных гармонических колебаний или суммой ряда гармоник. Общее влияние сложного изменения условий теплообмена на тепловой режим ограждения или помещения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

может быть представлено в виде суммы частных результатов воздействий отдельных правильных гармоник. Поэтому изучение свойств ограждений при действии правильных периодических колебаний имеет прямое практическое приложение.

Теплоустойчивость ограждений является фундаментальной проблемой строительной теплофизики, которая в настоящее время разработана достаточно полно. Поэтому здесь рассмотрено точное аналитическое решение задачи о передаче температурных колебаний через многослойное ограждение. Решение приводится в форме [IV.3;IV.7; IV.8], которая в дальнейшем принята за основу при изложении инженерного метода расчета теплоустойчивости.

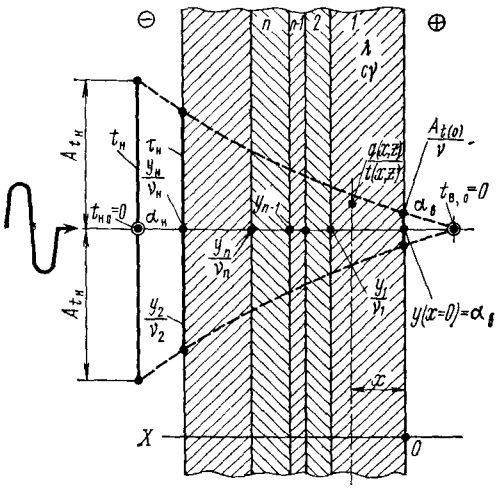


Рис. IV.10. Затухание температурных колебаний в ограждении (к выводу аналитического решения)

Для упрощения вывода основных расчетных формул точного аналитического решения сначала рассмотрим задачу о затухании колебаний, когда средняя температура воздуха с наружной $t_{н0}$ и внутренней $t_в$ сторон ограждения одинакова и равна нулю (рис. IV.10)

Общая физико-математическая постановка задачи следующая. Температура наружной среды изменяется, совершая правильные гармонические колебания с периодом T и амплитудой $A_{tн}$ около средней температуры $t_{н0} = 0 = \text{const}$. Температура внутренней среды неизменна $t_в = 0 = \text{const}$. Заданы коэффициенты теплообмена на поверхностях $\alpha_в$ и $\alpha_н$, теплофизические характеристики λ, $c\rho$ и толщины δ материальных слоев ограждения.

Математическая запись задачи в общей постановке рассмотрена в § II.2. В пределах каждого материального слоя стены должно быть справедливо уравнение Фурье (II.12). На внутренней и внешней поверхностях ограждения задано условие теплообмена III рода (II.27). На стыке между материальными слоями в толще стены тепловые потоки и температуры равны (II.20, II.21).

Задача состоит в определении затухания колебаний температуры в толще и на поверхностях ограждения, т. е. в определении температуры $t(x, z)$ в любом сечении x в произвольный момент времени z.

Основоположниками теории теплоустойчивости О. Е. Власовым и С. И. Муромовым было показано [IV.3; IV.7], что из всего многообразия форм математической записи решения уравнения (II.12) для

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

рассматриваемой задачи удобно принять решение с использованием комплексных и гиперболических функций.

Дифференциальное уравнение теплопроводности решают методом разделения переменных. Искомую зависимость $t(x, z)$ принимают в виде произведения двух независимых функций, одна из которых зависит только от x, другая — только от z:

$$t(x, z) = Cf_1(x) f_2(z), \tag{IV.44}$$

где C — произвольная постоянная.

Подстановка решения в виде (IV.44) в основное уравнение теплопроводности (II.12) дает

$$\frac{\partial [Cf_1(x) f_2(z)]}{\partial z} = a \frac{\partial^2 [Cf_1(x) f_2(z)]}{\partial x^2}. \tag{IV.45}$$

Дифференцируя и группируя по переменным, получим

$$\frac{1}{af_2(z)} \frac{\partial [f_2(z)]}{\partial z} = \frac{1}{Cf_1(x)} \frac{\partial^2 [Cf_1(x)]}{\partial x^2}. \tag{IV.46}$$

Левая часть равенства зависит только от z, а правая — только от x. Они могут быть равны между собой, как этого требует уравнение (IV.46), только в том случае, если и правая, и левая части равенства будут равны одной и той же постоянной величине (не зависящей ни от x, ни от z). Примем за такую величину $-\psi^2$ и, приравнивая к ней правую и левую части уравнения (IV.46), получим два обыкновенных дифференциальных уравнения:

$$\frac{1}{af_2(z)} \frac{d [f_2(z)]}{dz} = -\psi^2; \tag{IV.47}$$

$$\frac{1}{Cf_1(x)} \frac{d^2 [Cf_1(x)]}{dx^2} = -\psi^2. \tag{IV.48}$$

Решением дифференциального уравнения (IV.47) служит функция

$$f_2(z) = e^{a\psi^2 z}. \tag{IV.49}$$

Постоянную интегрирования в уравнении (IV.49) не пишем, а относим к C в (IV.44).

Постоянная ψ^2 в данной задаче должна быть выбрана так, чтобы искомые зависимости были периодическими функциями времени. Экспонента (IV.49) может быть такой функцией, если ψ^2 будет мнимой величиной, равной

$$\psi^2 = i\omega/a, \tag{IV.50}$$

где $\omega = 2\pi/T$ — круговая частота.

Запишем выражение (IV.49) в виде

$$f_2(z) = e^{i\omega z}. \tag{IV.51}$$

Функция $Cf_1(x)$ дифференциального уравнения (IV.48) должна иметь равную себе вторую производную. Такими функциями могут

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

быть, в частности, гиперболические синус sh и косинус ch. Как показано в [III.6] для простейшего случая, когда f_1 зависит только от одной переменной x, общее решение (IV.48) можно представить как сумму двух частных решений в виде

$$Cf_1(x) = C_1 \operatorname{ch} \psi x + C_2 \operatorname{sh} \psi x. \qquad \text{(IV.52)}$$

В уравнении (IV.52) C_1 и C_2 — постоянные интегрирования, которые должны быть найдены из граничных условий задачи.

В общем решении (IV.44) первый множитель $Cf_1(x)$ есть амплитуда колебания температуры (с учетом ее начальной фазы) в произвольном сечении ограждения x, а второй множитель $f_2(z)$ определяет величину доли от амплитуды, соответствующую температуре в данный момент времени z. В развернутом виде решение (IV.44) может быть записано так:

$$t(x, z) = (C_1 \operatorname{ch} \psi x + C_2 \operatorname{sh} \psi x) e^{a\psi^2 z}. \qquad \text{(IV.53)}$$

Нетрудно убедиться, что формула (IV.53) и есть решение дифференциального уравнения (II.12). В результате двойного дифференцирования уравнения (IV.53) по x получим

$$a \frac{\partial^2 t(x, z)}{\partial x^2} = a\psi^2 (C_1 \operatorname{ch} \psi x + C_2 \operatorname{sh} x\psi x) e^{a\psi^2 z}. \qquad \text{(IV.54)}$$

Дифференцирование уравнения (IV.53) по z дает

$$\frac{\partial t(x, z)}{\partial z} = (C_1 \operatorname{ch} \psi x + C_2 \operatorname{sh} \psi x) a\psi^2 e^{a\psi^2 z}. \qquad \text{(IV.55)}$$

Правые части уравнений (IV.54) и (IV.55) равны, поэтому равны и их левые части, и уравнение (II.12) удовлетворяется. Следовательно, уравнение (IV.53) есть решение уравнения (II.12).

Тепловой поток $q(x, z)$, изменяющийся во времени z и в пространстве x, можно получить дифференцированием $t(x, z)$ по x:

$$-q(x, z) = \lambda \frac{\partial t}{\partial x} = \lambda\psi (C_1 \operatorname{sh} \psi x + C_2 \operatorname{ch} \psi x) e^{a\psi^2 z} =$$

$$= S\sqrt{i}\, (C_1 \operatorname{sh} \psi x + C_2 \operatorname{ch} \psi x)\, e^{a\psi^2 z}. \qquad \text{(IV.56)}$$

В уравнении (IV.56) принято:

$$\lambda\psi = \lambda \sqrt{\frac{i2\pi c\rho}{\lambda T}} = \sqrt{\frac{2\pi c\rho\lambda}{T}}\sqrt{i} = S\sqrt{i}. \qquad \text{(IV.57)}$$

Величина S в выражении (IV.56) есть так называемый коэффициент теплоусвоения материала слоя, который зависит от теплофизических характеристик материала λ и $c\rho$ и периода колебания T.

Значения коэффициентов C_1 и C_2 определяют по уравнениям (IV.53) и (IV.55) подстановкой в них условий на внутренней границе ограждения. Приняв начало координат $x = 0$ на внутренней поверхности, из уравнения (IV.53) получим

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$t(x=0,\ z) = (C_1 \cdot 1 + C_2 \cdot 0)\, e^{a\psi^2 z} = C_1 e^{a\psi^2 z}. \qquad \text{(IV.58)}$$

Величина C_1 по аналогии с $f_1(x)$ в выражении (IV.44) есть амплитуда колебаний температуры на внутренней поверхности ограждения с учетом ее начальной фазы. Если за начальный момент принять время максимума температуры в сечении $x = 0$, то C_1 равна величине амплитуды колебания температуры на внутренней поверхности $A_{t(x=0)}$, а гармонические колебания температуры поверхности будут описываться уравнением

$$t(0,\ z) = A_{t\ (0)}\, e^{\frac{2\pi z}{T} t}. \qquad \text{(IV.59)}$$

Тепловой поток на внутренней поверхности по уравнению (IV.56) равен

$$q(x=0,\ z) = S\sqrt{i}\,(C_1 \cdot 0 + C_2 \cdot 1)\, e^{a\psi^2 z} = S\sqrt{i}\, C_2 e^{a\psi^2 z}. \qquad \text{(IV.60)}$$

Множитель перед экспонентой $C_2 S\sqrt{i}$ в уравнении (IV.60) соответствует амплитуде колебания теплового потока с учетом начальной фазы. Его действительная величина равна амплитуде теплового потока $A_{q(0)}$. Таким образом, можно получить значения $t(x, z)$ и $q(x, z)$ при известных условиях на граничной поверхности ($x = 0$).

Обычно, как это и принято в рассматриваемой задаче, на внутренней поверхности ограждения задается условие теплообмена с внутренним воздухом, которое можно записать в виде

$$q(0,\ z) = \alpha\,[t(0,\ z) - t_в]. \qquad \text{(IV.61)}$$

Температура воздуха по условию задачи постоянна и равна $t_в = 0$. Из выражения (IV.61) следует, что отношение величины теплового потока к температуре на поверхности в любой момент времени равно коэффициенту теплообмена:

$$q(0,\ z)/t(0,\ z) = \alpha. \qquad \text{(IV.62)}$$

Отношение (IV.62) есть величина постоянная, равная вещественному числу α. Отсюда же следует, что между колебаниями q и t на поверхности $x = 0$ небольшой сдвиг фаз, а поэтому коэффициенту α будет равно также и отношение амплитуд

$$\alpha = A_{q\ (0)}/A_{t\ (0)}. \qquad \text{(IV.63)}$$

Следовательно, при обычном условии теплообмена на внутренней поверхности бывают заданы не характеристики изменения температуры или тепловых потоков, а отношение этих величин.

В связи с этим оказалось плодотворным введение в теорию теплоустойчивости специального показателя — коэффициента теплоусвоения поверхности Y. В общем случае его величина для произвольного сечения x в ограждении в любой момент времени z равна

$$Y(x,\ z) = q(x,\ z)/t(x,\ z). \qquad \text{(IV.64)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Величина Y, так же как и q и t, выражается комплексным числом, модуль $Y_м(x)$ (действительная величина) которого равен отношению амплитуд

$$Y_м(x) = A_{q\,(x)}/A_{t\,(x)}\ , \qquad (IV.65)$$

а аргумент $\varepsilon_{y(x)}$ — опережению по фазе тепловым потоком $\varepsilon_{q(x)}$ температуры $\varepsilon_{t(x)}$ в сечении x:

$$\varepsilon_{y\,(x)} = \varepsilon_{q\,(x)} - \varepsilon_{t\,(x)}\ . \qquad (IV.66)$$

Возвращаясь к условию на внутренней поверхности, можно записать значение Y $(x = 0)$ в виде

$$Y\,(x = 0) = \alpha. \qquad (IV.67)$$

При этом

$$Y_м\,(x = 0) = \alpha; \quad \varepsilon_{Y\,(x=0)} = 0. \qquad (IV.68)$$

В этом частном случае коэффициент теплоусвоения равняется своему модулю и является вещественным числом α.

Пользуясь выражениями (IV.53) и (IV.56), можно написать общее уравнение $Y(x)$:

$$Y\,(x) = S\sqrt{i}\,\frac{\operatorname{sh}\psi x + \dfrac{C_2}{C_1}\operatorname{ch}\psi x}{\operatorname{ch}\psi x + \dfrac{C_2}{C_1}\operatorname{sh}\psi x} = \frac{S\sqrt{i}\left(\operatorname{th}\psi x + \dfrac{C_2}{C_1}\right)}{1 + \dfrac{C_2}{C_1}\operatorname{th}\psi x} =$$

$$= S\sqrt{i}\,\frac{\operatorname{th} SR\sqrt{i} + \dfrac{Y\,(x=0)}{S\sqrt{i}}}{1 + \dfrac{Y\,(x=0)}{S\sqrt{i}}\operatorname{th} SR\sqrt{i}}. \qquad (IV.69)$$

В уравнении (IV.69) на основании (IV.57) сделана замена:

$$\psi x = \frac{S\sqrt{i}\,x}{\lambda} = SR\sqrt{i}\,, \qquad (IV.70)$$

где R — термическое сопротивление слоя материала толщиной x.

Кроме того, отношение C_2/C_1 записано относительно Y $(x = 0)$. На основании уравнений (IV.58), (IV.60)

$$\frac{C_2 S\sqrt{i}}{C_1} = Y\,(x = 0) \qquad (IV.71)$$

и поэтому

$$C_2/C_1 = Y(0)/S\sqrt{i}\,. \qquad (IV.72)$$

В дальнейших расчетах удобной характеристикой рассматриваемого процесса оказывается так называемый показатель затухания температурных колебаний $\nu(x)$. Его величина показывает, во сколько

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

раз затухают температурные колебания, пройдя слой материала от сечения x до $x = 0$. Отношение температурных колебаний $t(x, z)$ в плоскости x (IV.53) к $t(x = 0, z)$ в плоскости $x = 0$ (IV.58) равно

$$\nu(x) = \frac{t(x, z)}{t(x = 0, z)} = \operatorname{ch} \psi x + \frac{Y(x = 0)}{S\sqrt{i}} \operatorname{sh} \psi x. \qquad \text{(IV.73)}$$

Уравнение для $\nu(x)$ можно найти в другом виде. Используя уравнение (IV.73) и первую запись формулы (IV.69), запишем и преобразуем тождество:

$$1 + \frac{Y(x)}{S\sqrt{i}} = \frac{\operatorname{ch} \psi x + \dfrac{Y(x = 0)}{S\sqrt{i}} \operatorname{sh} \psi x}{\nu(x)} + \frac{\operatorname{sh} \psi x + \dfrac{Y(x = 0)}{S\sqrt{i}} \operatorname{ch} \psi x}{\operatorname{ch} \psi x + \dfrac{Y(x = 0)}{S\sqrt{i}} \operatorname{sh} \psi x} =$$

$$= \frac{\operatorname{ch} \psi x + \operatorname{sh} \psi x + \dfrac{Y(x = 0)}{S\sqrt{i}} (\operatorname{sh} \psi x + \operatorname{ch} \psi x)}{\nu(x)}. \qquad \text{(IV.74)}$$

На основании формулы $\operatorname{ch}\psi x + \operatorname{sh}\psi x = e^{\psi x}$ из (IV.73) получим

$$\nu(x) = e^{\psi x} \frac{1 + \dfrac{Y(x = 0)}{S\sqrt{i}}}{1 + \dfrac{Y(x)}{S\sqrt{i}}} = e^{RS\sqrt{i}} \frac{S\sqrt{i} + Y(x = 0)}{S\sqrt{i} + Y(x)}. \qquad \text{(IV.75)}$$

Для определения $\nu(x)$ и $Y(x)$ в произвольном сечении x слоя, как это видно из формул (IV.75) и (IV.69), необходимо задать лишь одно граничное условие в виде коэффициента теплоусвоения $Y(0)$ на границе $x = 0$.

Для первого слоя многослойного ограждения, граничащего с помещением, значение $Y(0) = \alpha$ задано. С помощью уравнения (IV.69), в которое входят характеристики только первого слоя, можно определить коэффициент теплоусвоения Y_1 на поверхности первого слоя, которая граничит со вторым слоем. Приняв Y_1 в качестве граничного условия для слоя *2*, можно рассчитать затухание колебаний ν_2 по (IV.75) в слое *2* и коэффициент теплоусвоения Y_2 по (IV.69) на границе со слоем *3*. Переходя таким образом по порядку от слоя к слою, можно сделать расчет для последнего слоя, который заканчивается наружной поверхностью ограждения. Величины ν и Y для всех слоев, в том числе последнего, как видно из приведенных рассуждений, зависят только от одного граничного условия $Y(0)$ на внутренней поверхности ограждения и от геометрии и теплофизических свойств слоев. Формулы (IV.75) и (IV.69) можно записать в общем виде для произвольного слоя n, которому предшествует слой $n - 1$:

$$\nu_n = e^{R_n S_n \sqrt{i}} \frac{S_n\sqrt{i} + Y_{n-1}}{S_n\sqrt{i} + Y_n}; \qquad \text{(IV.76)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$Y_n = \frac{S_n\sqrt{i}\,\mathrm{th}\,R_nS_n\sqrt{i} + Y_{n-1}}{1 + \dfrac{Y_{n-1}}{S_n\sqrt{i}}\,\mathrm{th}\,R_nS_n\sqrt{i}}. \qquad \text{(IV.77)}$$

Для определения затухания температурных колебаний $\nu_н$ при переходе от наружного воздуха к наружной поверхности ограждения можно воспользоваться граничным условием и коэффициентом теплоусвоения $Y_н$ на наружной поверхности:

$$(t_в - \tau_н)\alpha_н = q_н; \qquad \text{(IV.78)}$$

$$Y_н = \frac{q_н}{\tau_н} = \alpha_н\left[\frac{t_н}{\tau_н} - 1\right] = \alpha_н(\nu_н - 1); \qquad \text{(IV.79)}$$

$$\nu_н = \frac{t_н}{\tau_н} = 1 + \frac{Y_н}{\alpha_н} = 1 + R_нY_н. \qquad \text{(IV.80)}$$

Затухание во всей толщине многослойного ограждения от наружного воздуха до его внутренней поверхности ν определится как произведение затуханий в отдельных слоях и при переходе от наружного воздуха к поверхности:

$$\nu = П\,\nu_n\nu_н, \qquad \text{(IV.81)}$$

где $П$ — знак произведения.

Таким образом, имея по условиям задачи данные о колебании температуры наружной среды, коэффициенты теплообмена $\alpha_н$ и $\alpha_в$ и все характеристики самого ограждения, с помощью коэффициентов затухания можно рассчитать изменения температуры в любом сечении, в том числе на внутренней поверхности ограждения.

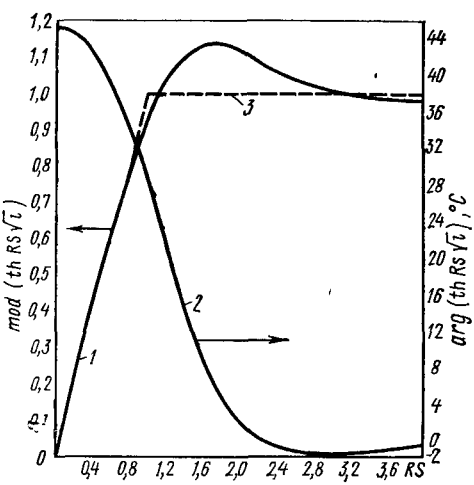


Рис. IV.11. График изменения модуля (*1*) и аргумента (*2*) функции th $RS\sqrt{i}$ и приближенная зависимость (*3*), принятая в инженерном методе

Расчет по точным формулам несложен, но для его проведения нужно пользоваться комплексными числами, гиперболическими функциями, использовать специальные таблицы или графики. На практике обычно пользуются приближенным инженерным методом. Исходные данные при проектировании часто заданы приближенно, в связи с этим большая точность расчетов оказывается вообще необоснованной и ненужной.

В инженерном методе используются приближенные формулы для определения Y, основанные на следующем

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

анализе [IV.8] возможных упрощений в формуле (IV.77).

На рис. IV.11 приведены значения модуля и аргумента функции $\text{th}RS\sqrt{i}$, которая входит в формулу (IV.77). Из рисунка видно, что при $RS < 1{,}0$ модуль функции приближенно равен RS:

$$(\text{th}\, RS\sqrt{i})_{\text{м}} \approx RS. \tag{IV.82}$$

При $RS > 1{,}0$ модуль функции близок к 1,0, т. е.

$$(\text{th}\, RS\sqrt{i})_{\text{м}} \approx 1{,}0. \tag{IV.83}$$

В то же время значение самой функции становится близким к единице (модуль — 1,0, аргумент — 0) только при значениях $RS > 3{,}0$.

В приближенных формулах S и Y считаются вещественными числами, равными отношению амплитуд соответствующих тепловых потоков и температур. Если принять эти упрощающие допущения, которые проверены многочисленными расчетами, то при $R_n S_n < 1$ формула (IV.77) может быть преобразована в следующую:

$$Y_n = \frac{S_n R_n S_n + Y_{n-1}}{1 + \dfrac{Y_{n-1} R_n S_n}{S_n}} = \frac{R_n S_n^2 + Y_{n-1}}{1 + R_n Y_{n-1}}. \tag{IV.84}$$

Слои материала с $R_n S_n < 1{,}0$ называются «тонкими».

Для «толстых» слоев при $R_n S_n > 1{,}0$ подобное преобразование с учетом выражения (IV.83) дает

$$Y_n = \frac{S_n \cdot 1 + Y_{n-1}}{1 + \dfrac{Y_{n-1}}{S_n}} = S_n. \tag{IV.85}$$

Наибольшую ошибку приближенная формула (IV.84) дает при определении Y для внутреннего слоя ограждения. Однако в большинстве случаев приближенные формулы имеют точность, достаточную для инженерных расчетов. Ниже подробно излагается инженерный метод расчета теплоустойчивости ограждения.

§ IV.4. ИНЖЕНЕРНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТИ ОГРАЖДЕНИЯ

Наиболее распространен случай теплопередачи через ограждение, когда температура наружного воздуха изменяется, а температура внутреннего воздуха постоянна (рис. IV.12).

При правильных гармонических колебаниях температура наружного воздуха $t_{\text{н}}$ изменяется около своего среднего значения $t_{\text{н0}}$ с периодом T так, что в любой момент времени z, ч, ее величина равна

$$t_{\text{н}} = t_{\text{н0}} + A'_{t_{\text{н}}} \cos \frac{2\pi}{T} z, \tag{IV.86}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $A_{t_н}$ — максимальное отклонение температуры от ее среднего значения или амплитуда колебания температуры наружного воздуха.

Первое слагаемое в формуле (IV.86) неизменно во времени, а второе определяет отклонение во времени $t_н$ от $t_{но}$. В принятой форме математической записи [в отличие от (IV.59)] эти изменения проис-

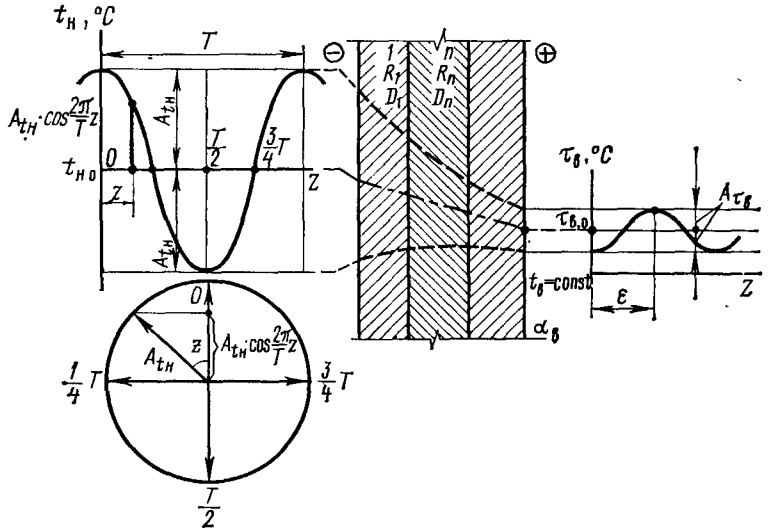


Рис. IV.12. Затухание температурных колебаний в ограждении (к инженерному методу решения)

ходят по косинусоиде, для которой начало отсчета времени $z = 0$ совпадает с началом периода T или в общем виде с началом произвольного периода nT (где $n = 0, 1, 2, 3, \ldots$). Можно принять начало отсчета времени на ε, ч, раньше или позднее начала периода. Тогда изменение температуры определится уравнением

$$t_н = t_{но} + A_{t_н}\cos\frac{2\pi}{T}(z \pm \varepsilon). \qquad \text{(IV.87)}$$

Знак минус соответствует случаю, когда колебания запаздывают во времени и начало времени отсчета оказывается раньше на ε, ч, начала периода.

Второе слагаемое, характеризующее изменение температуры, для дальнейших рассмотрений удобно представлять в векторной форме. Его величина может быть определена как проекция на вертикальную ось вектора, вращающегося против часовой стрелки около начала координат (см. рис. IV.12). Размер радиуса-вектора (модуль) равен амплитуде колебания $A_{t_н}$, угол (аргумент) — отклонению во времени z. Если начало отсчета времени z совпадает с началом периода (IV.86), то значению $z = 0$ соответствует вертикальное положение вектора, когда $\cos\frac{2\pi}{T} = 1$, а его проекция равна $A_{t_н}\cos 0 = A_{t_н}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Когда вектор отклоняется на четверть периода ($z = T/4$), то $\cos \frac{2\pi}{T} \frac{T}{4} = 0$ и проекция вектора также будет равна нулю. Спустя полпериода ($z = T/2$), проекция вектора будет равна $A_{t_н}$, при $z = 3\,T/4$ — нулю и, наконец, при $z = T$ — снова $A_{t_н}$. Вектор вернулся в исходное положение, и начинается новый период, в котором повторяются все положения вектора.

Если начало отсчета сдвинуто на минус ε, ч (IV.87), от начала периода и не совпадает с ним во времени или, как принято говорить по фазе, то в момент $z = 0$ вектор находится на ε/T периода от его начала и также вращается со скоростью один оборот за T, ч, проходя рассмотренные выше характерные положения с запаздыванием на ε, ч.

Таким же образом могут быть описаны в виде формул и представлены в векторной форме правильные гармонические изменения температур, тепловых потоков и другие характеристики теплового процесса в любом сечении ограждения.

Изображение в векторной форме позволяет наглядно представить отдельные физические характеристики в сложном периодически изменяющемся процессе. Кроме того, в векторной форме сравнительно легко проводить простейшие действия (сложение, вычитание, умножение и деление) с изменяющимися величинами, что в дальнейшем позволит рассматривать довольно сложные процессы, в которых накладывается действие ряда изменяющихся факторов.

Продолжим рассмотрение процесса теплопередачи через ограждение.

Колебания температуры наружного воздуха вызовут изменения тепловых потоков и температуры на поверхности и в толще ограждения. Эти изменения будут также правильными гармоническими колебаниями с периодом T.

Амплитуды колебаний температуры в толще ограждения уменьшаются по мере удаления от наружной поверхности. На некотором расстоянии в произвольном сечении x ограждения величина амплитуды A_{t_x} изменения температуры t_x будет в ν_x раз меньше $A_{t_н}$:

$$\nu_x = A_{t_н} / A_{t_x}. \qquad \text{(IV.88)}$$

Во времени (по фазе) колебания будут отставать от изменений температуры наружного воздуха на ε_x, ч. Если начало отсчета времени принять совпадающим с началом периода изменения $t_н$, то изменение температуры в сечении x будет определяться уравнением

$$t_x = t_{x0} + A_{t_x} \cos \frac{2\pi}{T} (z - \varepsilon_x), \qquad \text{(IV.89)}$$

где t_{x0} — среднее за период значение температуры в сечении x.

Наряду с температурой изменяются величины тепловых потоков. Они также изменяются около среднего значения по закону косинуса, имея амплитуду A_q.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В инженерном методе для расчета периодических тепловых процессов удобно воспользоваться приближенным определением коэффициента теплоусвоения Y Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)], как отношением амплитуды колебания теплового потока AqВт/м² [ккал/(м²·ч)] к амплитуде температуры A_t, °С, [формулы (IV.84) и (IV.85)].

В средней части однородного слоя достаточно большой толщины, где практически не сказывается влияние условий на поверхности, коэффициент теплоусвоения зависит только от свойств материала слоя. В пределах этой части (ее называют зоной «регулярных» колебаний) величина Y (IV.85) равна коэффициенту теплоусвоения материала S, Вт/(м²·К)] [ккал/(м²·ч·°С)]. Величина S (IV.57) связана с другими теплофизическими характеристиками материала зависимостью

$$S = \sqrt{2\pi\lambda c\rho/T}. \qquad \text{(IV 90)}$$

При $T = 24$ ч

$$S = 0{,}51\sqrt{\lambda c\rho}. \qquad \text{(IV.91)}$$

При $T = 12$ ч численный коэффициент в формуле (IV.91) равен 0,72. С уменьшением периода в n раз величина S возрастает в $\sqrt{n}$ раз.

Таким образом, по мере удаления от поверхности колебания в толще стремятся к «регулярным», т. е. таким, какими они были бы в бесконечной толще.

Слой материала около поверхности, в котором происходит переход к регулярным колебаниям, называют активным. Его толщину определяют с помощью характеристики тепловой инерции (или условной толщины) слоя D_n. Характеристика D_n — величина безразмериая и равная

$$D_n = R_n S_n, \qquad \text{(IV.92)}$$

где R_n — термическое сопротивление слоя, К·м²/Вт (°С·ч·м²/ккал); S_n — удельный коэффициент теплоусвоения материала слоя, Вт/(м²××К) [ккал/(м²·ч·°С)].

Слоем резких колебаний принято считать слой, для которого $D = 1{,}0$ и толщина равна

$$\delta = \lambda/S. \qquad \text{(IV.93)}$$

Слой меньшей толщины называют «тонким», а большей — «толстым». В этом делении есть определенная условность, так как фактически зона перехода к регулярным колебаниям захватывает слой материала значительно большей толщины.

В той части ограждения, где происходят регулярные колебания, в пределах слоя толщиной δ располагается 1/8,9 длины волны, а амплитуда температурных колебаний уменьшается приблизительно в два раза.

В инженерном методе характеристику тепловой инерции D используют для оценки теплоустойчивости ограждения и называют показателем тепловой массивности ограждения. Величина D для много-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

слойного ограждения равна сумме D_n его отдельных материальных слоев:

$$D = \sum D_n = \sum R_n S_n. \qquad \text{(IV.94)}$$

Как справедливо отмечают многие авторы, в частности [8], показатель D может быть использован лишь для приближенной оценки теплоинерционности многослойных конструкций. Несовпадение во

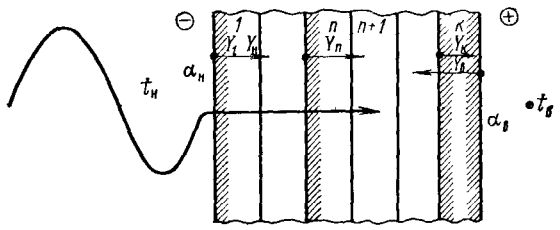


Рис. IV.13. Расположение, нумерация слоев и порядок определения характеристик теплоусвоении в многослойных ограждениях (инженерный метод расчета)

времени колебаний теплового потока и температуры в отдельных сечениях ограждения в инженерном методе также не учитывается. Понятия «активный слой» или «слой резких колебаний» используют применительно к многослойным ограждениям для характеристики процесса в зоне нерегулярных колебаний, где его определение должно проводиться по более сложным зависимостям.

В инженерном методе (в отличие от аналитического), который рассматривается ниже, удобнее нумеровать слои в направлении распространения температурной волны (рис. IV.13).

При расчете коэффициента теплоусвоения в многослойных ограждениях учитывают только активную часть ограждения, которую захватывает слой резких колебаний ($D = 1{,}0$).

При определении Y_n произвольного сечения n в ограждении могут встретиться следующие характерные случаи (на примере передачи температурных колебаний в сторону помещения).

1) Условная толщина однородного материального слоя n от заданного сечения n^* в конструкции ограждения равна или больше 1, т. е. $D_n \geqslant 1$, тогда

$$Y_n = S_n. \qquad \text{(IV.95)}$$

2) Слой резких колебаний захватывает второй от заданной поверхности материальный слой, т. е. только $D_n + D_{n+1} \geqslant 1$, тогда [см. (IV 84)]

---

* Обозначение слои и сечения, от которого он начинается, принято одинаковым.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$Y_n = \frac{R_n S_n^2 + S_{n+1}}{1 + R_n S_{n+1}}. \qquad \text{(IV.96)}$$

3) Если слой резких колебаний захватывает третий, четвертый слои и т. д., т. е. $D_n + D_{n+1} < 1$, тогда необходимо учесть влияние на Y_n всех материальных слоев, которые захвачены резкими колебаниями. В этом случае

$$Y_n = \frac{R_n S_n^2 + Y_{n+1}}{1 + R_n Y_{n+1}}, \qquad \text{(IV.97)}$$

где Y_{n+1} — коэффициент теплоусвоения части ограждения, начиная от поверхности $n + 1$ материального слоя. Эта величина должна быть так же определена, как Y_n, по формуле (IV.97) с заменой индексов n на $n + 1$, а $n + 1$ — на $n + 2$ в зависимости от того, сколько материальных слоев от сечения $n + 1$ захватывает слой резких колебаний.

4) Условная толщина всего ограждения меньше единицы, т. е. $\Sigma D_n < 1$. Расчет ведут так же, как в третьем случае, а коэффициент теплоусвоения последнего κ материального слоя в ограждении определяют как

$$Y_\kappa = \frac{R_\kappa S_\kappa^2 + \alpha_в}{1 + R_\kappa \alpha_в}, \qquad \text{(IV.98)}$$

где $\alpha_в$ — коэффициент теплообмена на внутренней поверхности ограждения, который численно равен коэффициенту теплоусвоения внутренней поверхности ограждения при распространении температурной волны в сторону помещения.

5) Если ограждение целиком или отдельный слой ограждения практически не обладает тепловой инерцией (например, окно, воздушная прослойка в ограждении), то коэффициент теплоусвоения для них равен

$$Y_n = \frac{Y_{n+1}}{1 + R_n Y_{n+1}}, \qquad \text{(IV.99)}$$

где Y_{n+1} в случае окна равен $\alpha_в$, а в случае воздушной прослойки — коэффициенту теплоусвоения поверхности слоя, следующего за воздушной прослойкой.

6) Если ограждение подвержено с обеих сторон воздействию периодических температурных колебаний (внутренние конструкции, перегородки, междуэтажные перекрытия) и условная его толщина меньше двух, т. е. $\Sigma D_n < 2$, то его делят на две части с одинаковыми условными толщинами. Расчет теплоусвоения ведут с каждой поверхности до слоя m, в пределах которого прошла граница раздела — ось тепловой симметрии. Для поверхности слоя m коэффициент Y_m определяют по общей формуле (IV.97), считая на оси симметрии коэффициент теплоусвоения равным нулю, поэтому

$$Y_m = \frac{R_m S_m^2 + 0}{1 + R_m 0} = R_m S_m^2, \qquad \text{(IV.100)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где S_m — коэффициент теплоусвоения материала слоя, через который прошла граница раздела; R_m — термическое сопротивление части слоя m до оси симметрии.

В случае, когда слой состоит из нескольких материальных включений, в расчетах следует пользоваться условным коэффициентом теплоусвоения, считая его равным средневзвешенной величине по площадям отдельных включений.

При расчетах затухания колебаний температуры наружного воздуха особенно важно определить изменение температуры на внутренней поверхности ограждения $\tau_в$. Изменение $\tau_в$ подчиняется уравнению

$$\tau_в = \tau_{в0} + A_{\tau_в} \cos \frac{2\pi}{T} (z - \varepsilon), \qquad \text{(IV.101)}$$

где $A_{\tau_в} = A_{t_н}/\nu$.

Для расчета $\tau_в$ в уравнении (IV.101) имеются неизвестные величины $\tau_{в0}$, ν и ε.

Средние значения величин в периодическом тепловом процессе определяют по формулам стационарной теплопередачи, поэтому в формуле (IV.101) *средняя за период температура внутренней поверхности* $\tau_{в0}$ равна

$$\tau_{в0} = t_в - \frac{R_в}{R_0} (t_в - t_{н0}). \qquad \text{(IV.102)}$$

Показатели сквозного затухания ν *и запаздывания во времени* ε могут быть точно определены по данным § IV.3. В инженерной методике расчета теплоустойчивости предложены упрощенные формулы для определения ν и ε. Показатель сквозного затухания многослойного ограждения (IV.81) можно определить в виде произведения:

$$\nu = \nu_н \dots \nu_1 \nu_2 \dots \nu_{в.п} \dots \nu_n \dots \nu_k, \qquad \text{(IV.103)}$$

где $\nu_н$ — показатель затухания при переходе от наружного воздуха к наружной поверхности ограждения; $\nu_{в.п}$ — то же, в воздушной прослойке; ν_1, ν_2, ..., ν_n — то же, в отдельных материальных слоях; ν_k — то же, в последнем слое ограждения, граничащем с внутренним воздухом.

Показатели затухания $\nu_н$ и $\nu_{в.п}$ рассчитывают в соответствии с выражением (IV.80) по формулам

$$\nu_н = 1 + Y_1 R_н; \qquad \text{(IV.104)}$$

$$\nu_{в.п} = 1 + Y_{в.п} R_{в.п}, \qquad \text{(IV.105)}$$

где $R_н$ и $R_{в.п}$ — сопротивление теплообмену на наружной поверхности и сопротивление теплопередаче воздушной прослойки; Y_1 и $Y_{в.п}$ — коэффициенты теплоусвоения наружной поверхности ограждения и поверхности слоя после воздушной прослойки.

Для произвольной поверхности слоя n в толще ограждения в соответствии с формулой (IV.76) ν_n равно

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\nu_n = e^{\frac{R_n S_n}{\sqrt{2}}} \frac{S_n + Y_{n+1}}{S_n + Y_n}, \qquad \text{(IV.106)}$$

где R_n и S_n — сопротивление теплопроводности слоя n и коэффициент теплоусвоения материала этого слоя; Y_n, Y_{n+1} — коэффициенты теплоусвоения поверхностей слоев n и $n+1$ (со стороны движения волны).

Когда слой n «толстый», т. е. $R_n S_n > 1$, то $Y_n = S_n$ и формула (IV.106) принимает вид

$$\nu_n = e^{\frac{R_n S_n}{\sqrt{2}}} \frac{1}{2}\left(1 + \frac{Y_{n+1}}{S_n}\right). \qquad \text{(IV.107)}$$

Если слой n расположен в зоне «регулярных» колебаний, то $Y_{n+1} = Y_n = S_n$ и

$$\nu_n = e^{R_n S_n / \sqrt{2}}. \qquad \text{(IV.108)}$$

Имея в виду, что $e^{\frac{1}{\sqrt{2}}} = e^{0,7} = 2{,}02 \approx 2$ и $R_n S_n = D_n$, уравнение (IV.108) можно записать в виде

$$\nu_n \approx 2^{D_n}. \qquad \text{(IV.109)}$$

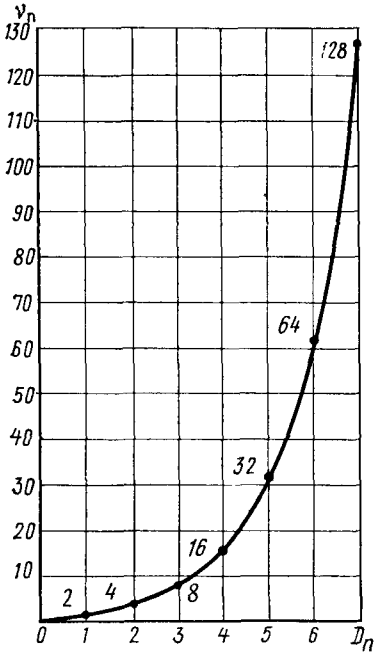


Рис. IV.14. Затухание ν_n в зоне регулярных колебаний

Последняя запись удобна для практических расчетов. Из формулы (IV.109) видно, что амплитуда колебаний уменьшается в два раза в пределах слоя, условная толщина D которого равна 1. Поэтому если расстояние измерять в условных толщинах, то в пределах каждой единицы толщины амплитуда будет уменьшаться в два раза, как это показано на рис. IV.14. В этом смысле D является показателем «полузатухания» колебаний.

Некоторая особенность есть в определении ν_k для последнего по ходу волны слоя k, граничащего с внутренним воздухом; ν_k равен

$$\nu_k = e^{\frac{R_k S_k}{\sqrt{2}}} \frac{S_k + \alpha_в}{S_k + Y_k}. \qquad \text{(IV.110)}$$

Коэффициент теплообмена на внутренней поверхности $\alpha_в$ соответствует, как и в уравнении (IV.67), по

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

месту в формуле и физическому смыслу коэффициенту теплоусвоения внутренней поверхности.

Для многослойной конструкции уравнение для определения ν удобно представить в виде

$$\nu = e^{\sum RS/\sqrt{2}}\varphi, \qquad \text{(IV.111)}$$

где φ — коэффициент, учитывающий увеличение затухания в реальном ограждении по сравнению с затуханием в слое «регулярных» колебаний такой же условной толщины.

Из рассмотренных уравнений (IV.103) — (IV.106) и (IV.110) можно получить множитель φ в виде

$$\varphi = 0{,}9\,(1 + Y_1 R_{\text{н}})\,(1 + Y_{\text{в.п}} R_{\text{в.п}})\,\frac{S_1 + Y_2}{S_1 + Y_1} \times$$

$$\times\,\frac{S_2 + Y_3}{S_2 + Y_2} \cdots \frac{S_n + Y_{n+1}}{S_n + Y_n} \cdots \frac{S_k + \alpha_{\text{в}}}{S_k + Y_k}. \qquad \text{(IV.112)}$$

Поправочный коэффициент 0,9 в формуле (IV.110) приближенно учитывает несовпадение по фазе колебаний, характеристики которых в рассматриваемом здесь решении складываются, делятся и перемножаются без учета этого несовпадения.

Формула (IV.112) приближенная, но в то же время довольно сложная.

Рассмотрим возможные пути упрощения решения (IV.112). Многослойную конструкцию можно заменить эквивалентной по тепловым свойствам (по величине D и ΣR) однородной конструкцией. Для однородной конструкции формулу для φ можно написать в виде

$$\varphi = 0{,}9\,(1 + SR_{\text{н}})\left(\frac{S + 1/R_{\text{в}}}{2S}\right) = 0{,}45\left(1 + SR_{\text{н}} + \frac{1}{SR_{\text{в}}} + \frac{R_{\text{н}}}{R_{\text{в}}}\right). \qquad \text{(IV.113)}$$

Для эквивалентной однослойной конструкции $S = D/\Sigma R$ (ΣR — сумма сопротивлений теплопроводности слоев, а D — характеристика тепловой инерции многослойного ограждения). При нормативных значениях $R_{\text{в}} = 0{,}115$ (0,133) и $R_{\text{н}} = 0{,}04$ (0,05) формула (IV.113) преобразуется к виду

$$\varphi \approx 0{,}83 + 3{,}5\,\frac{\Sigma R}{D} \;\Big\|\; \varphi \approx 0{,}83 + 3\,\frac{\Sigma R}{D}. \qquad \text{(IV.114)}$$

Формула (IV.114) является приближенной для многослойных ограждений, так как в ней не учитывается чередование слоев с разными теплофизическими свойствами. На каждом переходе к слою с большим теплоусвоением происходит дополнительное к подсчитанному по упрощенной формуле затухание колебаний. При расчете теплоустойчивости многослойного ограждения важно учитывать взаимное расположение только двух основных (теплозащитного и конструктивного слоев).

Зависимость от расположения слоев можно учесть введением в формулу (IV.114) поправочного коэффициента $\gamma_{\text{сл}}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Сопоставим двухслойное ограждение с однослойным, значения D и ΣR которых равны. Для упрощения считаем слои ограждений толстыми.

Поправочный коэффициент $\gamma_{сл}$ равен отношению коэффициентов затухания $\nu_{2сл}/\nu_{1сл}$ сравниваемых ограждений. Принимая в расчет приближенные выражения (IV.109), (IV.111), (IV.112), получим

$$\gamma_{сл} = \frac{\nu_{2сл}}{\nu_{1сл}} \approx \frac{2^D \frac{S_1 + S_2}{2S_1}}{2^D} = 0{,}5 + 0{,}5\frac{S_2}{S_1}. \qquad \text{(IV.115)}$$

Для реальных конструкций, как показывают контрольные расчеты, более приемлемым является аналогичное (IV.115) выражение с несколько иными численными коэффициентами, а именно

$$\gamma_{сл} = 0{,}85 + 0{,}15\frac{S_2}{S_1}, \qquad \text{(IV.116)}$$

где S_1 и S_2 — коэффициенты теплоусвоения этих двух основных слоев по ходу тепловой волны.

Воздушную прослойку в ограждении нужно учитывать отдельно. Затухание колебаний происходит в слое воздуха, и, кроме того, воздушная прослойка влияет на затухание в слое, расположенном перед ней. В формулу (IV.111) нужно ввести дополнительный коэффициент $\gamma_{в.п}$, учитывающий влияние прослойки.

Так же как и для $\gamma_{сл}$, значение поправочного коэффициента $\gamma_{в.п}$ определим из сопоставления двух эквивалентных ограждений: с воздушной прослойкой между толстыми слоями и однородного при равных значениях D и ΣR. Отношение $\nu_{в.п,\,2сл}$ к $\nu_{1сл}$ таких ограждений определит значение $\gamma_{в.п}$. Воспользуясь приближенными формулами для ограждения с толстыми слоями, получим

$$\gamma_{в.п} = \frac{\nu_{в.п,\,2сл}}{\nu_{1сл}} \approx \left[2^D \frac{S + \frac{S}{1 + R_{в.п}S}}{2S}(1 + R_{в.п}S)\right] \Big/ 2^D \approx$$

$$\approx 1 + 0{,}5R_{в.п}\frac{D}{\Sigma R}. \qquad \text{(IV.117)}$$

Формула для приближенного определения ν многослойного ограждения окончательно может быть записана в виде

$$\nu \approx 2^D\left(0{,}83 + 3{,}5\frac{\Sigma R}{D}\right)\gamma_{сл}\gamma_{в.п} \parallel \nu \approx 2^D\left(0{,}83 + 3\frac{\Sigma R}{D}\right)\gamma_{сл}\gamma_{в.п}. \qquad \text{(IV.118)}$$

Запаздывание сквозного проникания колебаний во времени для многослойного ограждения может быть также определено по приближенной формуле

$$\varepsilon = \varepsilon_{пов} + \Sigma\varepsilon_n + \varepsilon_{в.п}. \qquad \text{(IV.119)}$$

Слагаемое $\Sigma\varepsilon_n$ соответствует запаздыванию колебаний при про-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

хождении n материальных слоев толщи ограждения. Зависимость для определения $\Sigma\varepsilon_n$, ч, как аргумента (IV.76), имеет вид

$$\Sigma\varepsilon_n = \frac{T}{2\pi\sqrt{2}}\Sigma RS = 0{,}113T\Sigma RS. \qquad \text{(IV.120)}$$

Эта формула дает точный результат только для ограждений, где все материальные слои толстые, для других ограждений она является приближенной.

Величина $\varepsilon_{пов}$ учитывает сдвиг по фазе, который происходит при переходе колебаний от наружного воздуха к поверхности и от внутренней поверхности к воздуху помещения, приближенно [IV.9] $\varepsilon_{пов}$ равно

$$\varepsilon_{пов} = \left(\operatorname{arctg}\frac{1}{1+\frac{\alpha_н}{Y_1}\sqrt{2}} - \operatorname{arctg}\frac{1}{1+\frac{Y_{пов}}{\alpha_в}\sqrt{2}}\right)\frac{T}{360} =$$

$$= \left[Б\left(\frac{\alpha_н}{Y_1}\right) - Б\left(\frac{Y_{пов}}{\alpha_в}\right)\right]T, \qquad \text{(IV.121)}$$

где $Y_{пов}$ — коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности ограждения при противоположном направлении движения волны из помещения.

В постановке задачи принято условие $t_в = \text{const}$. При этом условии передача колебаний через ограждение ускоряется, что учитывается составляющей со знаком минус по формуле (IV.121). Значения функции $Б(a/b)$ в (IV.121) можно определить по следующим данным:

a/b	0	0,5	1,0	2,0	4,0	8,0
$Б\ (a/b)\cdot 10^2$	12,5	8,43	6,25	4,1	2,38	1,29

Величина $\varepsilon_{пов}$ для реальных конструкций изменяется в небольших пределах: от $-0{,}01\ T$ до $-0{,}06\ T$. Для инженерных расчетов эту величину можно принять постоянной, равной

$$\varepsilon_{пов} \approx -0{,}017T. \qquad \text{(IV.122)}$$

Запаздывание колебаний в воздушной прослойке $\varepsilon_{в.п}$ определяется по формуле

$$\varepsilon_{в.п} = \operatorname{arctg}\frac{1}{1+\frac{1/R_{в.п}}{Y_{в.п}}\sqrt{2}}\frac{T}{360}, \qquad \text{(IV.123)}$$

где $Y_{в.п}$ — коэффициент, определенный для поверхности, следующей за воздушной прослойкой по направлению тепловой волны.

Величина $\varepsilon_{в.п}$ небольшая и ею можно пренебречь. Показатель запаздывания сквозного проникания колебаний σ, r, таким образом, приближенно равен

$$\varepsilon \approx 0{,}113TD - 0{,}017T. \qquad \text{(IV.124)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При $T = 24$ ч формула (IV.124) приобретает вид

$$\varepsilon \approx 2{,}7D - 0{,}4. \qquad \text{(IV 125)}$$

Используя упрощенные формулы (IV.118), (IV.124) для определения ν и ε, следует иметь в виду некоторые частные случаи процесса затухания колебаний температуры в ограждении. Затухание колебаний в ограждении с сопротивлением теплопередаче R_0 будет наименьшим, если теплоемкость его материала близка к нулю или период колебаний T стремится к бесконечности. В этом случае

$$\nu = \nu_{min} = R_0/R_в. \qquad \text{(IV.126)}$$

и изменения температуры наружного воздуха передаются на внутреннюю поверхность ограждения почти без запаздывания. В такой конструкции переменный во времени тепловой режим является непрерывным чередованием стационарных состояний теплопередачи. Формулу (IV.126) рекомендуется применять при значениях $D < 2{,}5 \div 1{,}5$ (первая цифра относится к ограждениям с $R_0 \approx 5$, вторая — для ограждений с $R_0 \approx 0{,}5$).

Теплоинерционное ограждение является своеобразным «гармоническим фильтром» в том смысле, что неправильные периодические колебания, пройдя через ограждение, создают на его внутренней поверхности практически правильные гармонические колебания. В результате возникает возможность находить такую замену неправильного колебания правильной гармоникой, которая будет ему эквивалентна по результативному изменению температуры на внутренней поверхности ограждения. Такая замена должна определяться из условия равенства площадей, очерченных фактической и эквивалентной кривыми изменения наружной температуры во времени. Например, применительно к периоду резкого зимнего похолодания (см. гл. VI и рис. VI.3) нужно заменить треугольную (равнобедренную) кривую изменения наружной температуры с амплитудой $A_{t_н}$ и с продолжительностью похолодания, равной $\Delta z_{р.п}$, равновеликой по площади косинусоидой с периодом $T = 4\Delta z_{р.п}$. Амплитуду эквивалентной косинусоиды $A_с$ можно определить из равенства площадей

$$A_с \cos \frac{4\Delta z_{р.п}}{\pi} = \frac{1}{2} A_{t_н}(2\Delta z_{р.п}), \qquad \text{(IV.127)}$$

где в левой части уравнения площадь одной половины косинусоиды, а в правой — площадь треугольника. Из выражения (IV.127) находим

$$A_с = \frac{\pi}{4} A_{t_н} \simeq 0{,}78 A_{t_н}. \qquad \text{(IV.128)}$$

Формулой (IV.128) можно пользоваться, если D ограждения, определенное для периода неправильного колебания, больше трех.

Возможность замены неправильных колебаний гармоническими

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

позволяет воспользоваться изложенной инженерной методикой для расчета затуханий периодических колебаний произвольной формы.

Фильтрация воздуха оказывает существенное влияние на температурные колебания в ограждении. Так, например, если в отсутствии фильтрации амплитуда колебаний в слое с условной толщиной $D = 6$ уменьшается более чем в 100 раз, то при скорости фильтрации 10 м/ч амплитуда уменьшается только в 12 раз.

При определении затухания колебаний температуры при переходе от среды к прилегающей поверхности ограждения влияние фильтрации можно учесть, используя в расчетах значения α с учетом «вдува» или «отсоса» по формуле (V.21).

Для ограждений с условной толщиной $D \geqslant 1$ при расходе воздуха $j < 5$ м^3/ч через 1 м^2 поверхности действие фильтрации с достаточной степенью точности может быть учтено введением в расчетную формулу для показателя затухания ν (IV.118) множителя γ_Φ, равного

$$\gamma_\Phi = \exp\left(-\frac{cjR_0}{2}\right). \qquad \text{(IV.129)}$$

§ IV.5. НАЛОЖЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ И СЛОЖЕНИЕ ГАРМОНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ

Процесс передачи тепловых колебаний через ограждения в предыдущем параграфе рассматривался в предположении, что температура в помещении неизменна во времени. Во многих задачах отопительно-вентиляционной техники необходимо анализировать более сложные случаи, когда наряду с колебаниями $t_н$ изменяются условия теплообмена, температура помещения и пр. В этих случаях можно использовать принцип суперпозиции (наложения) и решать сложную задачу путем сложения конечных результатов каждого из воздействий, рассматриваемых порознь. Такая возможность связана со свойством наложения частных решений уравнения Фурье [III.7].

Следует отметить, что все формулы, которые были получены применительно к передаче колебаний через ограждение в помещение, справедливы и могут быть использованы для расчета передачи тепловой волны из помещения с изменяющейся температурой через ограждение к наружному воздуху с постоянной температурой. Для

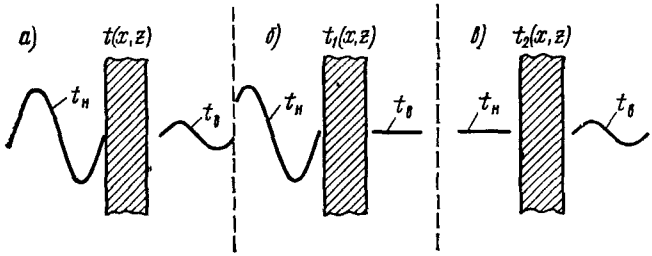


Рис. IV.15. Постановка задачи о возможности наложения (суперпозиции) температурных полей:
а — общая задача; *б*, *в* — частные задачи

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

такого расчета в формулах необходимо сделать соответствующие изменения с учетом противоположного направления движения тепловой волны (в коэффициентах теплообмена, в порядке последовательности расположения слоев и в определении коэффициентов теплоусвоения слоев).

В результате можно порознь рассчитать тепловой режим ограждения при внешних и внутренних колебаниях температуры. Тепловой режим ограждения при одновременном действии колебаний температур внутреннего и наружного воздуха получим сложением двух температурных полей, определенных в предположении колебания только с одной стороны (рис. IV.15). Температурное поле $t_1(x, z)$ получено при изменениях только наружной температуры, поле $t_2(x, z)$ — при изменениях только температуры в помещении. Если воспользоваться общей постановкой задачи теплопередачи через ограждение, приведенной в § II. 2, то можно доказать, что искомое температурное поле $t(x, z)$ при совместных действиях колебаний с внутренней и наружной стороны ограждения будет равно сумме полей $t_1(x, z)$ и $t_2(x, z)$, т. е.

$$t(x, z) = t_1(x, z) + t_2(x, z). \qquad \text{(IV.130)}$$

Действительно, рассмотрение уравнения теплопроводности для поля $t(x, z)$

$$c\rho \frac{t}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{t}{\partial x}\right)$$

или

$$c\rho \frac{\partial (t_1 + t_2)}{\partial z} = \frac{}{\partial x}\left[\lambda \frac{\partial (t_1 + t_2)}{\partial x}\right] \qquad \text{(IV.131)}$$

может быть заменено решением двух уравнений:

$$c\rho \frac{\partial t_1}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial t_1}{\partial x}\right) \text{ и } c\rho \frac{\partial t_2}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial t_2}{\partial x}\right). \qquad \text{(IV.132)}$$

Граничные условия на каждой поверхности ограждения для поля $t(x, z)$

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial x}\Big|_{\text{пов}} = \alpha (t_{\text{ср}} - t|_{\text{пов}})$$

или

$$-\lambda \frac{\partial (t_1 + t_2)}{\partial x}\Big|_{\text{пов}} = \alpha [(t_{\text{ср1}} + t_{\text{ср2}}) - (t_1 + t_2)|_{\text{пов}}] \qquad \text{(IV.133)}$$

могут быть заменены условиями на границах

$$-\lambda \frac{\partial t_1}{\partial x}\Big|_{\text{пов}} = \alpha (t_{\text{ср1}} - t_1|_{\text{пов}})$$

и

$$-\lambda \frac{\partial t_2}{\partial x}\Big|_{\text{пов}} = \alpha (t_{\text{ср2}} - t_2|_{\text{пов}}), \qquad \text{(IV.134)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

которые должны быть учтены при определении температурных полей $t_1(x, z)$ и $t_2(x, z)$. При этом для поля $t_1(x, z)$ со стороны внутренней поверхности температура будет постоянна, а на другой стороне $t_{ср1}$ будет задана изменяющейся во времени. Для поля $t_2(x, z)$, наоборот, в помещении $t_{ср2}$ будет задана переменной, а наружная температура — постоянной.

Метод наложения температурных полей может быть применен и для более сложных случаев одновременного действия трех и более изменяющихся условий. Им можно воспользоваться для расчета теплопередачи через ограждение в летних условиях при одновременном действии на наружную поверхность изменений температуры наружного воздуха и интенсивности падающих потоков тепла солнечной радиации [см. формулы (VIII.16), (VIII.17)].

Аналогичным приемом (IV.128) — (IV.134) можно показать, что метод наложения применим и для расчета теплового режима помещения, когда на его формирование влияет ряд теплопоступлений. Ограждения могут иметь разную теплоустойчивость и через них могут передаваться в помещение разные тепловые воздействия. Колебания потоков тепла, поступающих в помещение, могут быть различными по величине и не совпадать во времени (по фазе).

Расчет теплового режима ограждений методом наложения при совместном действии ряда изменений может быть осуществлен непосредственным суммированием частных результатов во всех сечениях для каждого момента времени. Однако этот метод громоздок и, как правило, неприемлем. Для наложения температурных полей можно и удобно воспользоваться векторным изображением колебаний и провести его, пользуясь способом аналитического сложения гармонических колебаний. Сумма правильных колебаний одного периода T является также гармоническим колебанием с тем же периодом T. При суммировании нескольких гармоник сложение удобно проводить попарно с последующим попарным сложением полученных результатов.

Сложение двух гармонических колебаний Q_1 и Q_2:

$$Q_1 = Q_{1,0} + A_1 \cos \frac{2\pi}{T} (z - \varepsilon_1); \qquad (IV.135)$$

$$Q_2 = Q_{2,0} + A_2 \cos \frac{2\pi}{T} (z - \varepsilon_2) \qquad (IV.136)$$

дает величину Q_3, равную

$$Q_3 = Q_{3,0} + A_3 \cos \frac{2\pi}{T} (z - \varepsilon_3). \qquad (IV.137)$$

Среднее за период значение суммарной гармоники $Q_{3,0}$ равно

$$Q_{3,0} = Q_{1,0} + Q_{2,0}. \qquad (IV.138)$$

В условиях квазистационарного периодического процесса средние за период характеристики определяются в стационарных условиях.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для получения амплитуды изменения Q_3 воспользуемся векторным изображением гармонических колебаний. Амплитуду можно представить вектором, расположенным под определенным углом к горизонтальной оси. Этот угол соответствует отклонению колебания во времени (по фазе) от начала периода.

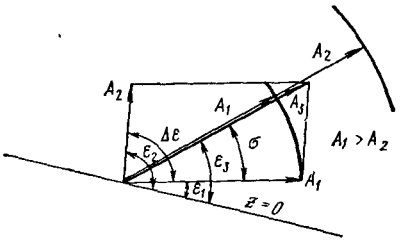


Рис. IV.16. Графическое построение сложения амплитуд гармонических колебаний по правилу векторов

Для первой гармоники длина (модуль) вектора равна A_1 (рис. IV.16), он сдвинут от начала периода на угол, соответствующий ε_1, ч. Для величины Q_2 длина вектора равна A_2, а угол — ε_2, ч. Складывают векторы по правилу параллелограмма (рис. IV.16). Угол отклонения суммарного вектора (модуль которого равен A_3) равен ε_3, ч.

В расчетах сложение амплитуд удобнее проводить аналитически. Амплитуду A_3 определяют по формуле

$$A_3 = (A_1 + A_2)\,\psi, \tag{IV.139}$$

а величину ε_3, ч, по формуле

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_1 \pm \sigma. \tag{IV.140}$$

Первое слагаемое в формуле (IV.140) соответствует сдвигу по фазе большей из складываемых амплитуд (на рис. IV.16 большей является амплитуда A_1, поэтому в формуле стоит ε_1). Величина σ соответствует углу между A_3 и большей из складываемых амплитуд (A_1). Знак перед σ должен выбираться так, чтобы ε_3 было между ε_1 и ε_2.

Поправочный коэффициент Ψ и величина σ определены [IV.8] аналитически из рассмотрения параллелограмма векторов (рис. IV.16). На рис. IV.17 приведены кривые изменения Ψ и σ/T в зависимости от отношения складываемых амплитуд A_1/A_2 ($A_1 > A_2$) и относительного угла между ними $\Delta\varepsilon/T$ ($\Delta\varepsilon = |\varepsilon_1 - \varepsilon_2|$).

§ IV.6. НЕСТАЦИОНАРНАЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ФАЗОВОГО СОСТОЯНИЯ ВЛАГИ В МАТЕРИАЛЕ

Материалы конструкций, ограждающих здание, обычно бывают влажными, поэтому во многих случаях процесс теплообмена в них связан с изменениями фазового состояния влаги.

При фазовых превращениях влаги расходуется теплота плавления и испарения или выделяется теплота льдообразования и конденсации. Теплофизические характеристики материалов при этом могут заметно изменяться.

Процессы фазовых превращений при нестационарной теплопередаче захватывают все ограждение; их интенсивность в отдельных

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сечениях различна. Однако для упрощения расчетов обычно предполагают, что процесс изменения фазового состояния влаги происходит при температуре, соответствующей промерзанию, оттаиванию, испарению или конденсации. Плоскость, соответствующую этой температуре, называют фронтом фазовых превращений.

Решение задачи о теплопередаче с учетом фазовых превращений влаги имеет большое практическое значение, но оно обычно связано с большими математическими трудностями.

Общую физико-математическую постановку задачи удобно проследить на примере промерзания влажной конструкции. Все остальные случаи, связанные с изменением агрегатного состояния влаги (оттаивание, испарение, конденсация), полностью ему аналогичны.

Промерзание влажной конструкции. Если влажная конструкция находится в талом состоянии, то при понижении температуры наружного воздуха ниже температуры замерзания влаги в материале в результате теплообмена на наружной поверхности и теплопроводности в конструкции образуется промерзший слой, толщина которого δ изменяется во времени. Величина δ является обычно искомой величиной. Изменяющаяся граница мерзлого слоя является фронтом промерзания с постоянной температурой замерзания влаги $t_ф$. На этом фронте происходит замерзание влаги с выделением теплоты льдообразования r. На внутренней поверхности конструкции заданы условия теплообмена с воздухом.

Особенность математической формулировки задачи по сравнению с (II.18) и (II.26) состоит в том, что, во-первых, для мерзлой (м) и талой (т) зон записывают отдельные уравнения теплопроводности, считая их как бы отдельными слоями с переменной во времени границей. Во-вторых, на подвижной границе стыка этих слоев задают особое условие. Это условие является уравнением баланса тепла на фронте промерзания: количество тепла, подводимое к границе из талой зоны, плюс тепло льдообразования, выделяемое при перемещении границы промерзания, равно теплу, отводимому от этой границы в мерзлую зону. Обозначая долю замерзающей влаги i, влажность материала u, кг/кг, и его плотность в сухом состоянии ρ_0, кг/м^3, постановку этой задачи можно записать следующим образом:

уравнение для мерзлой зоны при $0 < x < \delta$

$$\frac{\partial t_м}{\partial z} = a_м \frac{\partial^2 t_м}{\partial x^2}; \qquad \text{(IV.141)}$$

уравнение для талой зоны при $\delta < x < l$

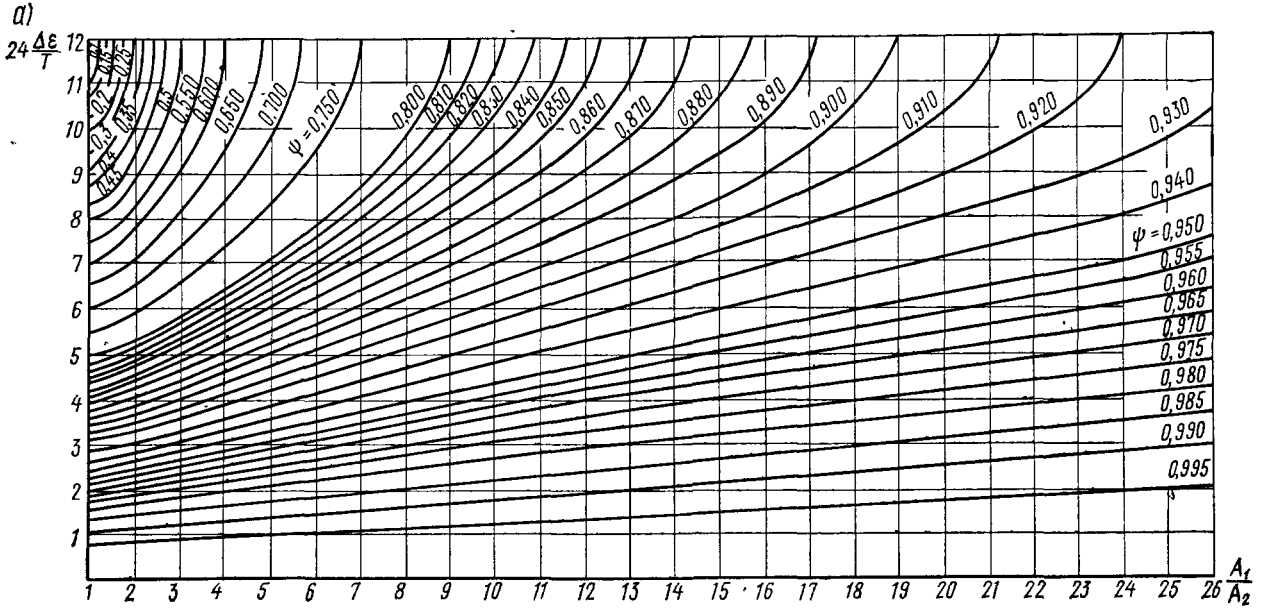
$$\frac{\partial t_т}{\partial z} = a_т \frac{\partial^2 t_т}{\partial x^2}; \qquad \text{(IV.142)}$$

условие на фронте промерзания при $x = \delta$

$$-\lambda_т \frac{\partial t_т}{\partial x}\bigg|_{x=\delta} + riu\rho_0 \frac{d\delta}{dz} = -\lambda_м \frac{\partial t_м}{\partial x}\bigg|_{x=\delta} \qquad \text{(IV.143)}$$

Условия теплообмена на поверхностях конструкции (II.25), (II.26) остаются неизменными, но следует учесть различие коэффициентов

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

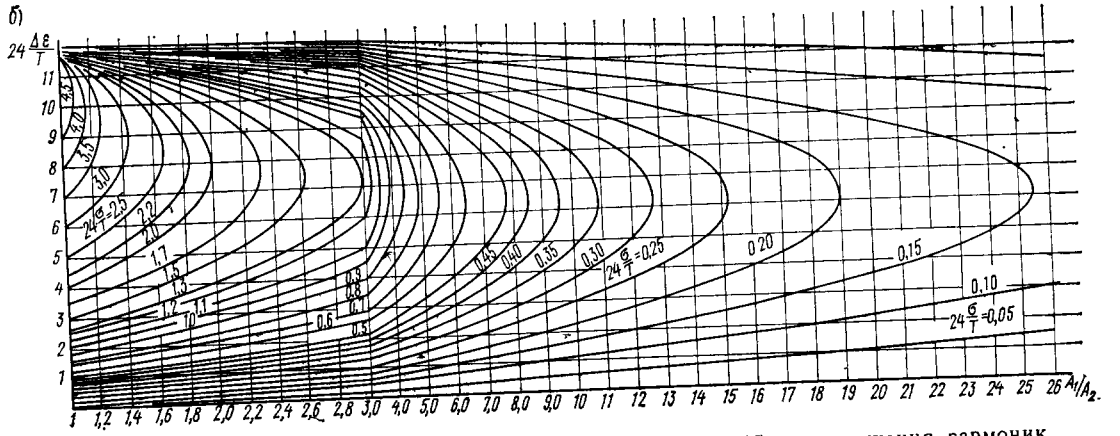


Рис. IV.17. Вспомогательные коэффициенты Ψ (*а*) и σ (*б*) для сложения гармоник

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

теплопроводности мерзлого материала на внешней и талого на внутренней поверхностях ограждения.

Известен ряд решений задачи о промерзании (Ламе, Клапейрона, Лейбензона, Крылова и др.). Наиболее удобен для инженерных расчетов графо-аналитический метод, предложенный В. С. Лукьяновым и М. Д. Головко [IV.6].

Рассмотрим аналитическое решение простейшей задачи о промерзании ограждения. Ограждение в талом состоянии имело постоянную начальную температуру, равную температуре начала замерзания влаги $t_ф = 0°$ С:

$$t_т(x,\ z=0) = t_ф = 0° = \text{const}. \tag{IV.144}$$

На наружной поверхности температура мгновенно понизилась до постоянной отрицательной величины

$$t(x=0,\ z) = t_н = \text{const}. \tag{IV.145}$$

Для упрощения решения принимается, что в мерзлой зоне ($0 < x < \delta$) температура изменяется по линейному закону

$$\frac{\partial t_м}{\partial x} = \frac{t_ф - t_н}{\delta} = -\frac{t_н}{\delta} = \frac{q(0,\ z)}{\lambda_м}. \tag{IV.146}$$

Последнее предположение близко к обычно наблюдаемым условиям.

Условие на фронте промерзания (IV.143) с учетом (IV.144) и (IV.145) имеет вид

$$riu\rho_0 \frac{d\delta}{dz} = -\lambda_м \frac{t_н}{\delta}. \tag{IV.147}$$

Разделяя переменные в обеих частях (IV.147), имеем

$$\delta d\delta = \frac{-\lambda_м t_н}{riu\rho_0}\, dz. \tag{IV.148}$$

После интегрирования в указанных пределах с учетом начального условия $\delta = 0$ при $z = 0$ найдем

$$\int_0^{\delta} \delta d\delta = \int_0^{z} \frac{-\lambda_м t_н}{riu\rho_0}\, dz, \tag{IV.149}$$

откуда

$$\frac{\delta^2}{2} = \frac{-\lambda_м t_н}{riu\rho_c}\, z, \tag{IV.150}$$

$$\delta = \sqrt{\frac{-2\lambda_м t_н z}{riu\rho_0}} = A\sqrt{z}. \tag{IV.151}$$

где

$$A = \sqrt{\frac{-2\lambda_м t_н}{riu\rho_0}}. \tag{IV.152}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По зависимости (IV.151) можно определить время промерзания слоя l. Для этого необходимо положить $\delta = l$ и решить уравнение (IV 150) относительно z:

$$z = \left(\frac{h}{A}\right)^2 = \frac{\delta^2 r i u \rho_0}{-2\lambda_м t_н}. \qquad \text{(IV.153)}$$

Знак минус в формулах (IV.151) и (IV.153) учитывает отрицательное значение температуры $t_н$.

Для инженера по отоплению наиболее важна задача о промерзании стены при изменении наружной и постоянной внутренней температурах.

Сравнительно малые толщины и теплоинерционность ограждения позволяют упростить постановку этой сложной задачи по примеру

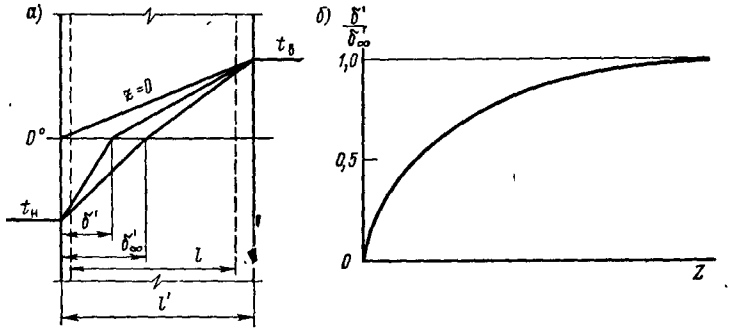


Рис. IV.18. Постановка задачи о промерзании влажного ограждения при резком понижении температуры наружного воздуха: *а* — положение границы δ' талой и мерзлой зон в конструкции; *б* — график развития зоны промерзания во времени

рассмотренного выше решения. Можно предположить, что и в талой и в мерзлой зонах ограждения температура изменяется по линейному закону. Причем на фронте промерзания будет излом этих линий (рис. IV.18, *а*).

Уравнение для определения положения границы δ талой и мерзлой зон можно в этом случае записать в виде

$$\lambda_м \frac{t_ф - t_н}{\delta'} - \lambda_т \frac{t_в - t_ф}{l' - \delta'} = r i u \rho_0 \frac{d\delta'}{dz}. \qquad \text{(IV.154)}$$

Здесь штрихом обозначены толщины стены l' и мерзлой δ' части с учетом эквивалентных слоев (учитывающих теплообмен) на поверхностях ограждения.

Если наружная температура изменяется медленно, как это бывает в годовом цикле, то скорость передвижения фронта промерзания $d\delta/dz \to 0$. В этом случае скрытая теплота пренебрежимо мала и δ изменяется медленно. Ее величину можно определить по условию

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

стационарной теплопередачи, приравняв правую часть уравнения (IV.154) нулю.

Решение задачи при кратковременных изменениях $t_н$ аналитическими методами затруднительно.

§ IV.7. МЕТОД КОНЕЧНЫХ РАЗНОСТЕЙ

Реальные процессы теплообмена протекают во влажных многослойных ограждениях при самых разнообразных изменениях во времени условий на границах. Эти условия отличаются от простейших случаев, для которых получены аналитические решения, рассмотренные в предыдущих параграфах.

Рассмотрение процессов теплообмена, осложненных массообменом, в многослойных ограждениях аналитическим путем сложно, а чаще и невозможно. Поэтому в практике распространены инженерные способы решения задач нестационарной теплопередачи: метод конечных разностей, расчеты с использованием ЭВМ, метод аналогии и др.

Метод конечных разностей для расчета нестационарных температурных полей подобен методу сеток (см. § III.6). Решается уравнение теплопроводности в конечных разностях, которое в простейшем случае при постоянных теплофизических характеристиках и равномерной разбивке на элементарные слои имеет вид (II.16). Расчет ведется ступенями. Определяются температуры элементарных слоев в конце расчетных интервалов времени. Искомой величиной каждой ступени расчета является температура $t_{n,\,\Delta z}$ в центре произвольного элементарного слоя n в конце следующего расчетного интервала времени Δz.

Уравнение (II.16) может быть решено относительно температуры $t_{n,\,\Delta z}$. Для этого запишем его в виде

$$(t_{n,\,\Delta z} - t_n) = \mathrm{Fo}_\Delta (t_{n+1} - 2t_n + t_{n-1}), \qquad \text{(IV.155)}$$

тогда

$$t_{n,\,\Delta z} = \mathrm{Fo}_\Delta \left[t_{n+1} + \left(\frac{1}{\mathrm{Fo}_\Delta} - 2 \right) t_n + t_{n-1} \right]. \qquad \text{(IV.156)}$$

Изменяя значение Fo_Δ (принимая различные значения толщины элементарных слоев Δx и продолжительности расчетного интервала времени Δz), из этого уравнения можно получить множество частных расчетных формул.

Формула будет наиболее простой при $\mathrm{Fo}_\Delta = \Delta z/(CR) = 1/2$:

$$t_{n,\,\Delta z} = \frac{t_{n+1} + t_{n-1}}{2}. \qquad \text{(IV.157)}$$

Из этой формулы следует, что при $\mathrm{Fo}_\Delta = 1/2$ температура $t_{n,\,\Delta z}$ равна средней температуре соседних слоев в начале расчетного интервала времени.

Теоретически доказано [IV.9], что формулой (IV.156) можно пользоваться только при $\mathrm{Fo}_\Delta \leqslant 1/2$, поэтому наиболее быстрый расчет

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

может быть проведен по формуле (IV.157) при $Fo_\Delta = 1/2$. За счет некоторого замедления скорости расчета можно повысить точность результатов. Доказано, что наибольшая точность может быть получена при $Fo_\Delta = 1/6$. Дальнейшее замедление расчета понижает точность. Точность расчета при использовании простейшей формулы (IV.157) вполне достаточна для технических целей. Однако и в этом случае расчет получается громоздким. Разработан способ ускорения расчетов, в котором полнее используют пространственно-временную сетку (сетку разбивки на элементарные слои и расчетные интервалы времени).

В рассмотренной выше так называемой явной конечно-разностной схеме уравнение теплопроводности (II.16) написано в предположении, что тепловые потоки, которыми обмениваются элементарные слои, постоянны и пропорциональны разностям температур, соответствующим началу расчетного интервала времени. Правильнее принять, что эти потоки пропорциональны средним за расчетный интервал разностям температур (неявная схема), и исходное уравнение теплопроводности записать в виде

$$C\frac{t_{n,\,\Delta z}-t_n}{\Delta z}=\frac{1}{R}\left[\left(\frac{t_{n+1}+t_{n+1,\,\Delta z}}{2}-\frac{t_n+t_{n,\,\Delta z}}{2}\right)-\right.$$
$$\left.-\left(\frac{t_n+t_{n,\,\Delta z}}{2}-\frac{t_{n-1}+t_{n-1,\,\Delta z}}{2}\right)\right]. \qquad \text{(IV.158)}$$

Чем дальше расположен слой от расчетного, тем слабее влияние его температуры на результат расчета. Поэтому температуры в соседних с расчетным слоях в конце расчетного интервала ($t_{n+1,\,\Delta z}$; $t_{n-1,\,\Delta z}$) для подстановки в уравнение (IV.158) можно определить по менее точной, но более простой явной схеме (IV.156). При использовании такой смешанной схемы можно решить уравнение (IV.158) относительно искомой температуры $t_{n,\,\Delta z}$. После ряда преобразований формула для определения $t_{n,\,\Delta z}$ принимает вид

$$t_{n,\,\Delta z}=\frac{Fo_\Delta^2}{1+Fo_\Delta}\left[\frac{1-Fo_\Delta}{Fo_\Delta}(t_{n+1}+t_{n-1})+\frac{1}{2}(t_{n+2}+t_{n-2})+\right.$$
$$\left.+\frac{Fo_\Delta^2-Fo_\Delta+1}{Fo_\Delta^2}t_n\right]. \qquad \text{(IV.159)}$$

Этим уравнением можно пользоваться при различных значениях Fo_Δ. Особенность этого уравнения в том, что оно позволяет увеличить в два раза максимальный шаг расчета по сравнению с явной схемой. При значении $Fo_\Delta = 1{,}0$ получим простую формулу

$$t_{n,\,\Delta z}=\frac{1}{4}(t_{n+2}+t_{n-2})+\frac{1}{2}t_n=\frac{t_{n+2}+t_{n-2}+2t_n}{4}. \qquad \text{(IV.160)}$$

Из формулы (IV.160) видно, что при таком большом пространственно-временно́м интервале ($Fo_\Delta = 1{,}0$) искомая температура слоя зависит от его температуры в начале расчетного интервала и от тем-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

пературы не соседних, как это было в явной схеме, а следующих за ними слоев.

При $Fo_\Delta = 1/2$ формула (IV.159) имеет вид

$$t_{n,\,\Delta z} = \frac{1}{2} t_n + \frac{1}{6} (t_{n+1} + t_{n-1}) + \frac{1}{12} (t_{n+2} + t_{n-2}) =$$

$$= \frac{6t_n + 2(t_{n+1} + t_{n-1}) + t_{n+2} + t_{n-2}}{12}. \qquad \text{(IV.161)}$$

Как показывают расчеты, последняя формула при $Fo_\Delta = 1/2$ дает приблизительно такую же точность, как формула явной схемы при $Fo_\Delta = 1/6$.

Точность расчета по формуле (IV.160) для $Fo_\Delta = 1{,}0$ приблизительно соответствует получаемой по формуле (IV.157) при $Fo_\Delta = 1/2$.

Предложены и другие приемы расчета конечными разностями [IV.9], повышающие точность. Однако они не ускоряют расчета, как при применении формулы (IV.159).

Приведенные формулы написаны для элементарных слоев, расположенных в толще конструкции. Некоторое осложнение расчетной схемы возникает при определении температуры в слоях около поверхностей ограждений.

Рассмотрим *аналитическую интерпретацию метода* и граничных условий на поверхностях ограждений.

При граничном условии первого рода разбивку на элементарные слои принимают такой, чтобы центры крайних слоев совпадали с поверхностями. При этом если на поверхности задано мгновенное изменение температуры с t_0 до t_1, то для первого расчетного интервала времени нужно принимать не заданную (мгновенно изменившуюся) температуру t_1 поверхности, а некоторую [8] промежуточную температуру t_x, которая при $Fo_\Delta = 1/2$ равна

$$t_x = (t_0 + 2t_1)/3. \qquad \text{(IV.162)}$$

При граничном условии II и III рода разбивку следует проводить так, чтобы поверхности ограждения совпадали с границами крайних элементарных слоев. Дополнительно к основной разбивке в расчет вводятся условные слои, располагаемые за пределами рассматриваемой области конструкции в сторону окружающей среды. Температура среды в расчете задается как температура на границе эквивалентного слоя, толщина которого $\delta_{экв}$ определяется из условия равенства его термического сопротивления заданному сопротивлению теплообмену на поверхности. Для определения температуры в центре первого от поверхности элементарного слоя при расчете по явной схеме вводится температура на границе условного полуслоя, отложенного от поверхности в сторону окружающей среды. Ее находят по температурам в центре первого элементарного слоя в начале расчетного интервала и среды на границе эквивалентного слоя. При ее определении принимается условие стационарной теплопередачи:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

прямая пропорциональность между перепадами температур и термическими сопротивлениями.

При условии II рода заданный тепловой поток определяется перепадом температур в центре первого элементарного слоя и на границе условного полуслоя.

При граничном условии IV рода (на стыке между материальными слоями) решение усложняется. В многослойных конструкциях разбивку на элементарные слои рекомендуется проводить так, чтобы их границы по возможности совпадали с границами материальных слоев. Расчетный пространственно-временной интервал Fo_Δ для всех материальных слоев должен быть одинаковым, при этом необходимо, чтобы расчетный интервал времени Δz был также общим для всех материальных слоев. В этом случае отношение между толщинами элементарных слоев в отдельных материальных слоях конструкции должно быть равно корню квадратному из соответствующего отношения коэффициентов температуропроводности материалов.

Наиболее общим является случай, когда три рядом расположенных элементарных слоя относятся к трем разным материальным слоям ограждения. В пределах каждого слоя n, $n-1$, $n+1$ будут разные теплофизические характеристики материалов.

Уравнение теплопроводности в конечно-разностном виде по явной схеме для этого случая можно написать в виде

$$\frac{C_n}{\Delta z}\left(t_{n,\,\Delta z}-t_n\right)=2\left(\frac{t_{n+1}-t_n}{R_{n+1}+R_n}-\frac{t_n-t_{n-1}}{R_n+R_{n-1}}\right). \quad \text{(IV.163)}$$

Значение искомой температуры в произвольном слое n через интервал времени Δz равно

$$t_{n,\,\Delta z}=t_n+\frac{2\Delta z}{C_n}\left[\frac{t_{n+1}-t_n}{R_{n+1}+R_n}-\frac{t_n-t_{n-1}}{R_n+R_{n-1}}\right], \quad \text{(IV.164)}$$

где R — сопротивление теплопроводности от центра до границ соответствующих индексам элементарных слоев.

Если элементарный слой n расположен на стыке двух материалов, формула для $t_{n,\,\Delta z}$ несколько упростится, так как третий слой (например, $n+1$) будет иметь одинаковое со слоем n значение термического сопротивления.

Для расчетов удобно воспользоваться *графической интерпретацией метода конечных разностей*.

Наиболее простым оказывается графический метод расчета, если используется яв-

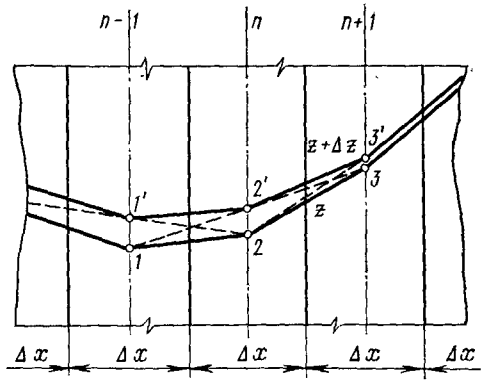


Рис. IV.19. Графическая интерпретация метода конечных разностей при явной схеме и $Fo_\Delta = 1/2$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ная схема при $Fo_\Delta = 1/2$. Температура в слое равна среднеарифметической температуре соседних слоев. При графическом построении (рис. IV.19) для определения температуры в любом слое, спустя расчетный интервал времени, необходимо соединить точки, соответствующие температурам в соседних с ним слоях, прямой линией. Пересечение с осью симметрии расчетного слоя даст искомую температуру. Простым построением, соединяя прямыми линиями через слой точки температуры в центрах элементарных слоев, можно определить распределение температур в конце очередного расчетного интервала времени. При *граничном условии I рода* (с учетом данных выше рекомендаций о разбивке на слои) таким образом можно полностью решить задачу, определив температуру во всех элементарных слоях, спустя любой промежуток времени, кратный продолжительности расчетного интервала времени. Графической интерполяцией в пространстве и во времени можно получить значения температуры в произвольном сечении в любой момент времени.

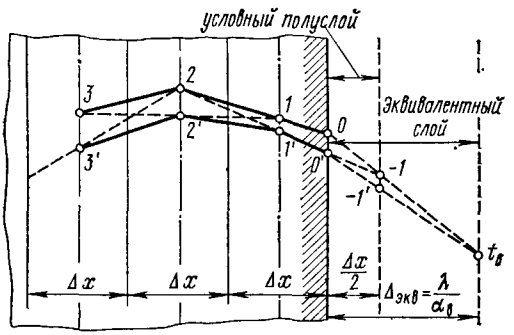


Рис. IV.20. Графическая интерпретация метода конечных разностей при граничном условии III рода

Графическое построение с учетом *граничного условия II и III рода* несколько осложняется. Возникают сложности при определении температуры в последнем к поверхности элементарном слое. Обычно ведут построения с учетом дополнительного условного полуслоя и эквивалентного слоя (рис. IV.20). Значение температуры в центре условного полуслоя (равного половине толщины элементарного слоя) определяют пересечением прямой, соединяющей точки температуры поверхности и температуры воздуха на границе эквивалентного слоя.

При заданном тепловом потоке (условие II рода) определяют соответствующий ему перепад температур между первым слоем и на границе условного полуслоя. В остальном графические построения такие же, как в общем случае расчета в толще конструкции.

При *граничном условии IV рода* на границе двух материальных слоев изменяются толщины элементарных слоев и теплофизические характеристики материалов, что вызывает некоторое осложнение при графическом расчете.

Из формулы (IV.164) видно, что $t_{n,\,\Delta z}$ определяется теплоемкостью данного слоя. Соседние слои влияют только на термические сопротивления. Расчет графическим построением обычно [III.18] рекомендуют вести в такой последовательности. Ограждение разбивают на

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

элементарные слои и вычерчивают в масштабе термических сопротивлений. На графике сечения ограждения в масштабе сопротивлений ведут построения температурных кривых в обычной последовательности, соединяя точки температур прямыми линиями через слой. Можно не вычерчивать все сечение в масштабе сопротивлений, а сделать только соответствующие построения для первых от стыка элементарных слоев. Этого оказывается достаточно, так как для построения температуры в последнем слое данного материала необходима только одна дополнительная точка — температура в соседнем с ним граничном элементарном слое другого материала. Новое расстояние от стыка до оси граничного слоя определяют из условия выдерживания общего с соседним материальным слоем масштаба термических сопротивлений. Размер полуслоя изменяют пропорционально отношению коэффициентов теплопроводности. Для графического расчета температурного поля в материальном слое *1* первый полуслой материала *2* толщиной $\Delta x_2/2$ откладывают от стыка на расстоянии l_2, равном

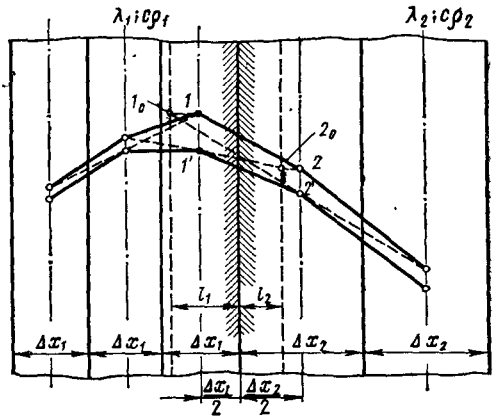


Рис. IV.21. Графическая интерпретация метода конечных разностей при граничном условии IV рода

$$l_2 = \frac{\Delta x_2}{2} \frac{\lambda_1}{\lambda_2}. \qquad \text{(IV.165)}$$

Такое же перестроение должно быть сделано при расчете температуры в слое материала *2*. Для этого граничный полуслой материала *1* толщиной $\Delta x_1/2$ строят на графике с новым размером l_1, равным

$$l_1 = \frac{\Delta x_1}{2} \frac{\lambda_2}{\lambda_1}. \qquad \text{(IV.166)}$$

Особенность построения в слое материала *1* в том, что ординату температуры в центре граничного слоя материала *2* переносят в новое сечение на расстоянии l_2 от стыка (на рис. IV.21 точка 2_0). Аналогичное построение будет для слоя материала *2*. Если в ограждении несколько материальных слоев, то на каждом сопряжении материалов должны быть выполнены такие построения.

Метод конечных разностей может быть использован для расчета практически любой сложности процессов теплопередачи, в том числе с учетом массообмена и фазовых превращений влаги.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ IV.8. МЕТОД ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АНАЛОГИЙ

Метод гидравлических аналогий предложен и разработан проф. В. С. Лукьяновым [IV.5]. Он основан на замене изучаемого явления гидравлическим, аналогичным ему по математическому описанию.

Изложение основ метода удобно провести на примере теплогидравлической аналогии. Изменение температуры в процессе теплопроводности при разбивке поля на элементарные слои полностью определяется двумя закономерностями:

1) тепловой поток q, Вт (ккал/ч), проходящий через элементарный блок материала с термическим сопротивлением R, К/Вт (°С·ч/ккал), при разности температур на его поверхностях Δt, °С, равен

$$q = \frac{1}{R}\Delta t; \qquad \text{(IV.167)}$$

2) количество тепла Q, Дж (ккал), аккумулированное в элемеитарном блоке с теплоемкостью $C = c\rho V$, Дж/К (ккал/°С), при изменении его температуры на Δt_1, °С, будет

$$Q = C\Delta t_1. \qquad \text{(IV.168)}$$

Гидравлический процесс ламинарного перетекания воды из одного сосуда в другой определяется аналогичными зависимостями:

1) поток воды j, см³/мин, проходящий через гидравлическое сопротивление ρ, мин/см², при разности уровней воды в сосудах ΔH, см, равен

$$j = \frac{1}{\rho}\Delta H; \qquad \text{(IV.169)}$$

2) количество воды G, см³, накопившееся в сосуде с площадью поперечного сечения ω, см², в результате изменения уровня воды в нем на величину ΔH_1, см, будет равно

$$G = \omega\Delta H_1. \qquad \text{(IV.170)}$$

Таблица IV.1

Аналогия между тепловыми и гидравлическими процессами
(соответствие между характеристиками)

Тепловой процесс			Гидравлический процесс		
Наименование характеристики	Обозначение	Размерность	Наименование характеристики	Обозначение	Размерность
Температура . . .	t	°С	Пьезометрический уровень (напор) воды	H	см
Термическое сопротивление	R	К/Вт(ч·°С/ккал)	Гидравлическое сопротивление	ρ	мин/см²
Теплоемкость . . .	C	Дж/К(ккал/°С)	Площадь поперечного сечения сосуда	ω	см²
Количество тепла .	Q	Дж(ккал)	Количество воды	I	см³
Тепловой поток . .	q	Вт(ккал/ч)	Поток воды . . .	j	см³/мин
Время	$z_т$	ч	Время	$z_г$	мин

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Уравнения (IV.167) — (IV.170) теплового и гидравлического процессов полностью аналогичны н между отдельными характеристиками имеется следующее соответствие (табл. IV.1).

Если составить гидромодель в внде цепочки из сосудов, соединенных между собой гидравлическими сопротивлениями, то наблюдаемый процесс изменения уровней воды в сосудах будет соответствовать процессу изменения температур в центрах соответствующих элементарных слоев. Модель имеет сосредоточенные параметры, и изменение уровней воды описывается уравнением

$$\omega \frac{\partial H}{\partial z_\Gamma} = \frac{1}{\rho} \Delta^2 H, \qquad \text{(IV.171)}$$

где Δ — конечная разность.

Уравнение (IV.171), составленное в конечных разностях и в дифференциальной форме, показывает, что изменение уровней воды в сосудах происходит во времени непрерывно при ступенчатом изменении уровней воды от сосуда к сосуду.

Для воспроизведения теплового процесса на такой гидромодели рассматриваемое температурное поле необходимо разбить на элементарные слои, с тем чтобы также перейти от поля к тепловой цепи с сосредоточенными параметрами. Процесс изменения температур в такой тепловой цепи описывается уравнением, аналогичным (IV.171):

$$C \frac{\partial t}{\partial z_\tau} = \frac{1}{R} \Delta^2 t. \qquad \text{(IV.172)}$$

Для того чтобы выяснить, в каком соответствии во времени будут находиться исследуемый тепловой процесс и наблюдаемый гидравлический процесс на модели, необходимо знать масштаб времени. Если в уравнениях (IV.171) и (IV.172) все переменные заменить безразмерными величинами, умноженными на размерные, и последние сгруппировать, то получим комплексы размерных величин: в уравнении (IV.171) — $z_\Gamma/\omega\rho$, а в уравнении (IV.172) — z_τ/CR, которые являются модификацией критерия Fo соответственно для гидравлического процесса на модели и теплового процесса в цепи с сосредоточенными элементами. Эти величины являются определяющими критериями подобия процессов. Масштаб времени m_z, ч/мин, находим из условия равенства полученных критериев:

$$m_z = \frac{z_\tau}{z_\Gamma} = \frac{CR}{\omega\rho}. \qquad \text{(IV.173)}$$

Масштаб времени m_z показывает, скольким часам протекания температурного процесса в натуре будет соответствовать наблюдаемый гидравлический процесс на модели в минутах.

Масштабы, определяющие соответствие между уровнями воды и температурой (m_t), гидравлическими и термическими сопротивлениями (m_R) и емкостями (m_C), могут быть заданы произвольно и определяются параметрами гидравлической модели.

Другие масштабные соотношения, такие, как масштабы расходов (m_q), количеств тепла и воды (m_Q), потребность в которых может

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

возникнуть при решении задач с фазовыми превращениями, источниками тепла и пр., могут быть определены как производные на основе установленных выше масштабов.

На гидравлической модели с использованием масштабных соотношений можно воспроизводить сложные тепловые процессы. Переменные температурные условия на границе иа гидромодели воспроизводятся изменениями положения уровня воды в граничном сосуде гидромодели. Заданному начальному распределению температур соответствует определенное положение уровней воды в сосудах гидромодели в начале расчета. Меняя гидравлические сопротивления и площади поперечного сечения сосудов, на гидромодели можно воспроизводить температурные поля с переменными характеристиками материалов. Дополнительные поступления воды в гидромодель воспроизводят тепловые процессы, связанные с выделением тепла, и др.

В. С. Лукьяновым [IV.5] создан гидравлический интегратор, который является счетно-решающим устройством, основанным на методе аналогий. Он предназначен для получения приближенных численных решений краевых задач математической физики, описываемых дифференциальным уравнением в частных производных типа Фурье.

Схема устройства гидравлического интегратора показана на рис. IV.22. Основной частью прибора является гидравлическая система, состоящая из сосредоточенных «элементов аналогии» (гидравлических сопротивлений, емкостей и пр.). Гидравлические трубки

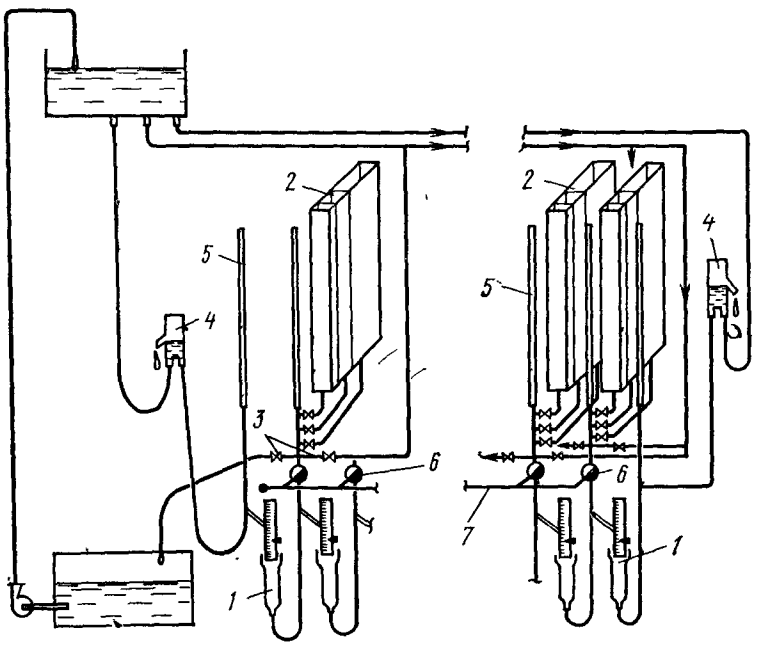


Рис. IV.22. Схема гидравлического интегратора

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сопротивления *1* позволяют изменять в широком диапазоне значения сопротивлений в соответствии с требованиями расчетной схемы. Гидравлическая емкость *2* представляет набор (магазин) из сосудов различного поперечного сечения. Устройство для задания начальных условий *3* позволяет наполнять разобщенные между собой сосуды до необходимого уровня. Устройство для задания граничных условий *4* представляет собой ряд подвижных водосливов. В процессе расчета положение этих водосливов можно изменять, воспроизводя изменение температуры на границах.

График изменения граничных условий вычерчивается на бумаге (с учетом масштабов времени и напоров) и укрепляется на вращающемся барабане. При решении задач с переменными граничными условиями изменение масштаба времени учитывается в скорости вращения барабана.

Положение уровней воды в сосудах гидроинтегратора в процессе расчета фиксируется на миллиметровой бумаге, укрепленной на экранах за отсчетными пьезометрами *5*. Каждая емкость имеет такой пьезометр, выведенный на экран.

Специальное устройство — пробковые краны *6*, соединенные между собой одной тягой *7*, — позволяет в любой момент времени остановить процесс, т. е. разобщить одновременно все сосуды и снять отсчет положения уровней воды в них.

Возможность остановки процесса на приборе позволяет изменять во время расчета сопротивления, емкости, положение уровней воды

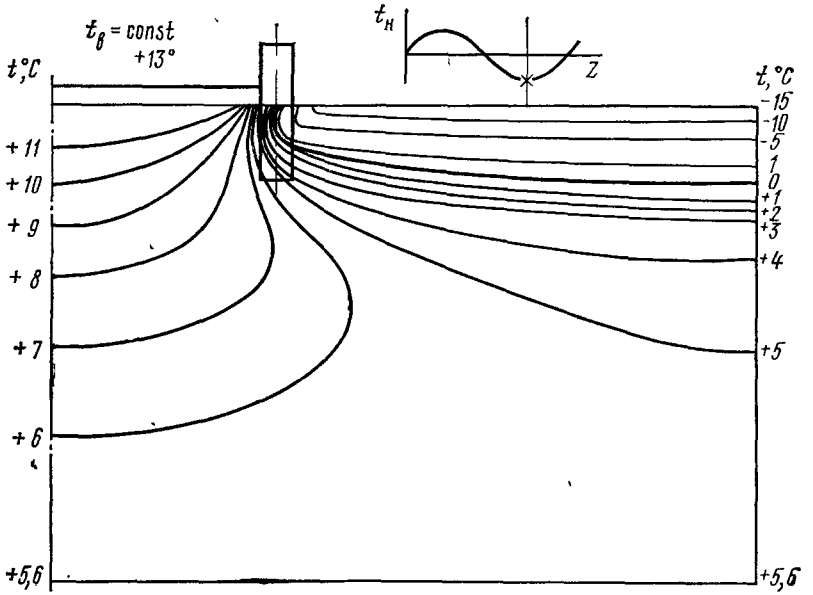


Рис IV.23. Температурное поле грунта под зданием (зимний период), рассчитанное с помощью гидравлического интегратора

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

в сосудах и пр. Это значительно расширяет круг решаемых на приборе задач.

На приборе можно добавлять воду в сосуды гидромодели по любому закону, используя гидравлические сопротивления и подвижные сосуды — водосливы.

Специальные устройства автоматически подают в основные сосуды гидравлического интегратора или забирают из них определенные количества воды. С помощью этих устройств воспроизводится выделение при определенной температуре теплоты, связанной с изменением агрегатного состояния материала.

Диапазоны значений основных параметров элементов интегратора таковы, что на нем может быть решен широкий круг задач в удобном для работы темпе.

Достоинствами гидроинтегратора являются простота, возможность рассмотрения процессов практически любой сложности и наглядность результатов. На гидроинтеграторе можно решать задачи теплообмена при сложных условиях на границах в условиях фильтрации воздуха, миграции влаги, при изменениях агрегатного состояния влаги в материалах и т. д.

В качестве примера на рис. IV.23 показан результат расчета [IV.6] нестационарного двумерного температурного поля грунта около здания, в районе с сезонным промерзанием грунта в годовом цикле. На рисунке приведено температурное поле, соответствующее середине зимы.

§ IV.9. НЕСТАЦИОНАРНАЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЕ С ВЕНТИЛИРУЕМОЙ ВОЗДУШНОЙ ПРОСЛОЙКОЙ

Строительная практика показывает, что при надлежащем воздухообмене в прослойке вентилируемые ограждения превосходят сплошные конструкции высокими теплозащитными качествами при значительно меньшей массе. В зданиях с кондиционированием использо-

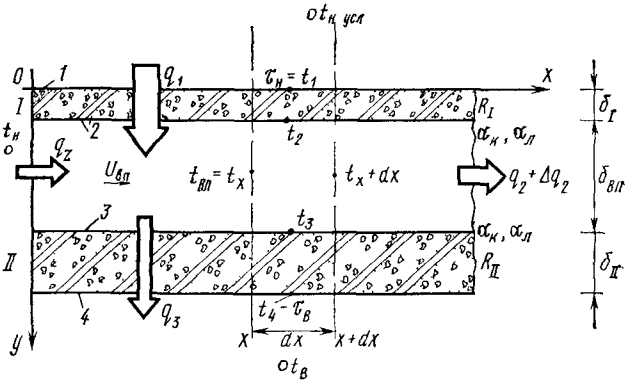


Рис. IV.24. К выводу уравнений теплопередачи через ограждения с вентилируемой воздушной прослойкой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вание воздушной прослойки в двухслойных окнах или в покрытии для вытяжного воздуха позволяет повысить теплозащитные свойства конструкции как в летний, так и в зимний периоды.

Задачу нестационарного теплового режима ограждения с вентилируемой воздушной прослойкой (рис. [V.24) можно решить на основе дифференциального уравнения теплопроводности с применением метода конечных разностей или на основе теории теплоустойчивости вентилируемых помещений с использованием понятия «условная температура прослойки» IVIII.2]. Метод [VIII.2], который будет приведен ниже, прост и имеет достаточную точность.

Наружная часть ограждения (I) имеет толщину δ_I, сопротивление R_I и коэффициент теплопередачи K_I; внутренняя часть ограждения (II) имеет толщину δ_{II}, сопротивление R_{II}, коэффициент теплопередачи K_{II}.

Уравнение теплообмена на поверхности *3*, через которую проходят тепловые потоки от воздуха прослойки (конвекцией) и от внутренней поверхности наружной части ограждения (излучением), имеет вид

$$q = \alpha_к (t_{вп} - t_3) + \alpha_л (t_2 - t_3),$$

или

$$q = \alpha_{вп} (t_{вп.\,усл.} - t_3), \qquad (IV.174)$$

где t_2, t_3, $t_{вп}$ — температуры поверхностей *2*, *3* и воздуха в прослойке; $t_{вп\ усл}$ — условная температура прослойки, равная

$$t_{вп.усл} = \frac{\alpha_л t_2 + \alpha_к t_{вп}}{\alpha_{вп}}; \qquad (IV.175)$$

$\alpha_{вп} = \alpha_к + \alpha_л$ — коэффициент теплообмена прослойки; $\alpha_л$ — коэффициент лучистого теплообмена между поверхностями прослойки [см. (1 43)]; $\alpha_к$ — коэффициент конвективного теплообмена между воздухом и поверхностями прослойки в летних условиях Вт/м²·К):

$$\alpha_к = 3{,}25\, \delta_{вп}^{-0{,}2} v_{вп}^{0{,}8};$$

$\delta_{вп}$, $v_{вп}$ — толщина прослойки и скорость движения воздуха в ней.

Из уравнений (IV.174), (IV.175) видно, что определение теплопоступления через ограждение с вентилируемой воздушной прослойкой можно свести к расчету теплопередачи через внутреннюю часть ограждения под воздействием условной температуры прослойки. Ее среднее значение, амплитуда и время максимума равны:

$$t_{вп\ усл.о} = \frac{\alpha_л t_{2,0} + \alpha_к t_{вп\,0}}{\alpha_{вп}};$$

$$A_{t_{вп\ усл}} = \frac{(\alpha_л A_{t_2} + \alpha_к A_{t_{вп}})\nu}{\alpha_{вп}};$$

$$Z^{макс}_{вп\ усл} = Z^{макс}_{t_{вп}} \pm \sigma, \qquad (IV.176)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $t_{2,0}$, $t_{\text{в п0}}$ — среднесуточные значения температуры внутренней поверхности наружной части ограждения и воздуха в прослойке A_{f2}, $A_{t\text{в п}}$ — их амплитуды; ψ, σ — поправочные коэффициенты на сложение гармоник, определенные по рис. IV.17.

Зная значения $t_{\text{вп. усл.0}}$, $A_{t_{\text{вп. усл}}}$, $z^{\text{макс}}_{t_{\text{вп. усл}}}$, можно определить среднесуточное значение, амплитуду, время максимума температуры на внутренней поверхности ограждения и также теплопоступление через нее в помещение по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \tau_{\text{в.о}} &= t_{\text{в.о}} + \frac{t_{\text{вп. усл 0}} - t_{\text{в.о}}}{\Sigma R_{\text{II}}} R_{\text{в}}; \\ A_{\tau_{\text{в}}} &= \frac{A_{t_{\text{вп.усл}}}}{\nu_{\text{II}}}; \quad Z^{\text{макс}}_{\tau_{\text{в}}} = Z^{\text{макс}}_{t_{\text{вп.усл}}} + \varepsilon_{\text{II}}; \end{aligned}\right\} \qquad \text{(IV.177)}$$

$$q_0 = \frac{t_{\text{вп.усл.0}} - t_{\text{в.о}}}{\Sigma R_{\text{II}}}; \quad A_q = \alpha_{\text{в}} A_{\tau_{\text{в}}}, \qquad \text{(IV.178)}$$

где ν_{II}, ε_{II} и ΣR_{II} — показатели затухания и запаздывания сквозного проникания температурного колебания через внутреннюю часть ограждения и ее суммарное сопротивление теплопередаче, $\Sigma R_{\text{II}} = R_{\text{в}} + R_{\text{II}} + 1/\alpha_{\text{вп}}$.

Для расчета теплопоступления через ограждение необходимо уметь определять величины $t_{2,0}$, $t_{\text{вп. о}}$, A_{t_2}, $A_{t_{\text{в п}}}$.

Среднесуточные значения. Известно, что среднесуточные значения температуры внутренней поверхности наружной части ограждения ($t_{2,0}$) и температуры воздуха в прослойке ($t_{\text{вп. о}}$) можно определить из условия стационарной теплопередачи через ограждения. Решение этой задачи немного отличается от случая, рассмотренного в § III.12, стационарной теплопередачи через вентилируемую воздушную прослойку, тем, что здесь учитывается лучистый теплообмен между поверхностями прослойки.

Система уравнений теплового баланса для элемента dx ограждения (рис. IV.25) имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} \alpha_{\text{н}}(t_{\text{н.усл. 0}} - t_1) + K_{\text{I}}(t_2 - t_1) &= 0; \\ K'_{\text{I}}(t_{\text{в.усл. 0}} - t_2) + \alpha_{\text{к}}(t_x - t_2) + \alpha_{\text{л}}(t_3 - t_2) &= 0; \\ \alpha_{\text{к}}(t_2 - t_x)\,dx + \alpha_{\text{к}}(t_x - t_3)\,dx - Gc dt_x &= 0; \\ \alpha_{\text{л}}(t_2 - t_3) + \alpha_{\text{н}}(t_x - t_3) + K'_{\text{II}}(t_{\text{в}} - t_3) &= 0; \\ K_{\text{II}}(t_3 - t_4) + \alpha_{\text{в}}(t_{\text{в}} - t_4) &= 0, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(IV.179)}$$

где $$K'_{\text{I}} = \frac{1}{R_{\text{I}} + R_{\text{н}}}; \quad K'_{\text{II}} = \frac{1}{R_{\text{II}} + R_{\text{в}}};$$

G — количество воздуха, проходящего через прослойку при ширине 1 м, равное $v_{\text{вп}}\,\delta_{\text{вп}}\,\rho_{\text{вп}}$, кг/с; c — удельная теплоемкость воздуха, $c = 1005$ Дж/(кг·К).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Решая систему из пяти уравнений (IV.179) и затем интегрируя, получим формулы для определения среднесуточных значений температуры воздуха в сечении x прослойки ($t_{\text{вп }x}$) и температуры внутренней поверхности наружной части ограждения ($t_{2,x}$)

$$t_{\text{вп }x} = t_c - (t_c - t_{\text{н.о}})\,e^{-Ax}, \qquad \text{(IV.180)}$$

$$t_{2,x} = D_1 t_{\text{вп }x} + D_2, \qquad \text{(IV.181)}$$

где e — основанне натурального логарифма;

$$t_c = \frac{c_0}{D_0}; \quad A = \frac{\alpha_к D_0}{Gc}; \quad c_0 = \frac{c_1 t_{\text{н.усл. о}} + c_2 t_{\text{в.0}}}{c_3};$$

$$D_0 = 2 - \frac{c_4}{c_3}; \quad D_1 = \frac{c_6}{c_3}; \quad D_2 = \frac{\alpha_л K'_{II}\, t_{\text{в.0}} + c_5 t_{\text{н.усл. о}}}{c_3};$$

$$c_1 = K'_I A_2; \quad c_2 = K'_{II} A_1; \quad c_3 = A_1 A_2 - \alpha_л (A_1 + A_2);$$

$$c_4 = \alpha_к (A_1 + A_2); \quad c_5 = K'_I (A_2 - \alpha_л); \quad c_6 = \alpha_к A_2;$$

$$A_1 = K'_I + \alpha_к + 2\alpha_л; \quad A_2 = K'_{II} + \alpha_к + 2\alpha_л.$$

Среднесуточная температура воздуха $t_{\text{вп.о}}$, осредненная по длине l прослойки, равна

$$t_{\text{вп }o} = t_c - (t_c - t_{\text{н.о}})\,\frac{1 - e^{-Al}}{Al}; \qquad \text{(IV.182)}$$

$$t_{2,0} = D_1 t_{\text{вп }o} + D_2. \qquad \text{(IV.183)}$$

Суточные амплитуды температурных колебаний. Известно, что амплитуда колебания и время максимума температуры внутренней поверхности наружной части ограждения без учета обратной волны равны:

$$A_{t_в} = \frac{A_{t_{\text{н.усл}}}}{\nu_I}; \quad Z^{\text{макс}}_{t_в} = Z^{\text{макс}}_{t_{\text{н.усл}}} + \varepsilon_I, \qquad \text{(IV.184)}$$

где ν_I, ε_I — показатели затухания и запаздывания сквозного проникания колебания через наружную часть ограждения.

Амплитуду колебания температуры воздуха в прослойке $A_{t_{\text{вп}}}$ можно определить на основании теории теплоустойчивости. В каждый момент времени между изменениями количества тепла, передаваемого в прослойку и поглощаемого всеми ее поверхностями, должно быть равенство. Поэтому дифференциальное уравнение колебаний температуры воздуха в прослойке для элемента dx в сечении x (рис. IV.25) может быть написано

$$\alpha_к \left(\frac{\dot{t}_{\text{н.усл}}}{\nu_I} dx + \frac{\dot{t}_в}{\nu_{II}} dx \right) - Gc d\dot{t}_{\text{вп.}x} - \sum \dot{B} dx\, \dot{t}_{\text{вп }x} = 0. \qquad \text{(IV.185)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Граничное условие имеет вид: при $x = 0$ $\dot{t}_{вп} = \dot{t}_н$. $\Sigma \dot{B} = \dot{B}_I + \dot{B}_{II}$ — коэффициент теплопоглощения поверхностями наружной и внутренней частей ограждения, обращенных в воздушную прослойку:

$$\frac{1}{\dot{B}_I} = \frac{1}{\dot{Y}_I} + \frac{1}{\alpha_к}; \quad \frac{1}{\dot{B}_{II}} = \frac{1}{\dot{Y}_{II}} + \frac{1}{\alpha_к}. \qquad \text{(IV.186)}$$

В формулах (IV.185), (IV.186) величины $\dot{t}$, $\dot{\nu}$, $\dot{B}$, $\dot{Y}$ с верхней точкой являются изменяющимися во времени с соответствующими амплитудами.

Сначала, решая уравнение (IV.185) без учета сдвига тепловых потоков и затем для исправления его, применяя правило сложения амплитуд гармонических колебаний по закону векторов, получим амплитуду колебания температуры воздуха в сечении x прослойки:

$$A_{t_{вп\,x}} = \left[\frac{\alpha_к}{\Sigma B} \left(\frac{A_{t_{н.усл}}}{\nu_I} + \frac{A_{t_в}}{\nu_{II}} \right) \psi_1 - \left(\frac{\alpha_к}{\Sigma B} \frac{A_{t_{н\ усл}}}{\nu_I} - A_{t_н} \right) \psi_2 e^{-\frac{\Sigma B}{Gc} x} \right] \psi_3. \qquad \text{(IV.187)}$$

Если колебание температуры воздуха по всей прослойке одинаково и $t_в = \text{const}$, то значение $A_{t_{вп}}$ определяется по следующему выражению:

$$A_{t_{вп}} = \frac{\left(\alpha_к \frac{A_{t_{н.усл}}}{\nu_I} + \frac{Gc}{F} A_{t_н} \right) \psi_2}{\left(\sum B + \frac{Gc}{F} \right) \psi_2}, \qquad \text{(IV.188)}$$

$$Z^{макс}_{t_{вп}} = Z^{макс}_{t_н} \pm \sigma_1 \pm \sigma_2, \qquad \text{(IV.189)}$$

где ψ_1, ψ_2, ψ_3, σ_1, σ_2 — поправочные коэффициенты на сложение гармоник, определенные по рис. IV.17; F — площадь поверхности прослойки, м^2.

Пример IV.3. Конструкция покрытия: наружная часть железобетонная— $\delta_I = 0{,}03$ м; $\lambda_I = 1{,}4$ Вт/(м·К); $S_I = 14{,}5$ Вт/(м^2·К); внутренняя часть— трехслойная: $\delta_{II} = 0{,}17$ м; железобетонная панель: $\delta = 0{,}15$; $\lambda = 1{,}4$; $S = 14{,}5$; цементно-песчаная штукатурка: $\delta = 0{,}015$; $\lambda = 0{,}9$; $S = 10$; рубероид (2 слоя); $\delta = 0{,}005$; $\lambda = 0{,}2$; $S = 3{,}3$.

Высота воздушной прослойки $\delta_{вп} = 0{,}2$ м. Разница по высоте между центрами входа и выхода прослойки $h = 1$ м, длина прослойки $l = 12$ м; аэродинамические коэффициенты на входе в прослойку и на выходе из нее: $k_1 = 0{,}5$; $k_2 = 0{,}4$; сумма местных сопротивлений воздухообмену в прослойке $\Sigma\xi = 4{,}3$.

Расчетная скорость ветра $v_н = 2$ м/с; температура наружного воздуха $t_{н.о} = 30°$ С; $A_{t_н} = 7°$ С; солнечная радиация, падающая на поверхность покрытия, $I_0 = 320$ Вт/м^2; $A_I = 630$ Вт/м^2; коэффициент поглощения солнечной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

радиации $P = 0{,}75$. Коэффициенты теплообмена $\alpha_н = 14$; $\alpha_в = 8$ Вт/(м²К). Температура внутреннего воздуха постоянная, $t_в = 28°$ С.

Р е ш е н и е. Условная температура наружного воздуха

$$t_{н.усл.о} = 30 + \frac{0{,}75 \cdot 320}{14} = 47{,}1\ °C; \quad A_{t_{н.усл}} = \left(7 + \frac{0{,}75 \cdot 630}{14}\right) 0{,}955 =$$

$$= 38{,}9\ °C; \quad Z^{макс}_{t_{н.усл}} = 12 + 0{,}7 = 12{,}7\ ч.$$

Теплотехнические свойства покрытия для наружной части ограждения $R_I = 0{,}03/1{,}4 = 0{,}0214$; $D_1 = 0{,}0214 \cdot 14{,}5 = 0{,}31$; $K'_1 = 1/(0{,}0214 + 0{,}071) = 10{,}82$;

для внутренней части ограждения

$$R_{II} = \frac{0{,}15}{1{,}4} + \frac{0{,}015}{0{,}9} + \frac{0{,}005}{0{,}2} = 0{,}149; \quad K'_{II} = \frac{1}{0{,}149 + 0{,}125} = 2{,}506;$$

$$D_{II} = \Sigma RS = 1{,}804.$$

Сначала допустим, что температура уходящего из прослойки воздуха больше температуры приточного воздуха на $\Delta t = 3°$ С, тогда средняя скорость движения воздуха в прослойке по формуле (III.123) равна

$$v_{вп} = \sqrt{\frac{(0{,}5 + 0{,}4)\, 2^2 + 0{,}08 \cdot 1 \cdot 3}{4{,}3}} = 0{,}94\ м/с.$$

Коэффициент теплообмена на поверхности прослойки

$$\alpha_к = 3{,}25 \cdot 0{,}2^{-0{,}2} \cdot 0{,}94^{0{,}8} = 4{,}28\ Вт/(м^2 \cdot К);$$

$$\alpha_л = 5{,}5; \quad \alpha_{вп} = 4{,}28 + 5{,}5 = 9{,}78.$$

Показатель затухания температурного колебания для наружной части ограждения

$$D_I < 1, \qquad \nu_I \approx \nu_{мин} = \frac{R_{I\,0}}{R_{вп}} = \frac{1/14 + 0{,}0214 + 1/9{,}78}{1/9{,}78} = 1{,}9, \quad \varepsilon_1 \approx 0{,}4\ ч;$$

для внутренней части ограждения:

$$\nu_{II} = 2^D \left(0{,}83 + 3{,}5\, \frac{\Sigma R}{D}\right) = 2^{1{,}804} \left(0{,}83 + \frac{3{,}5 \cdot 0{,}149}{1{,}804}\right) = 3{,}91;$$

$$\varepsilon_{II} \approx 2{,}7 \cdot 1{,}804 - 0{,}4 = 4{,}5\ ч.$$

Так как $D_1 < 1$ [см. формулу (IV.98)], то коэффициент теплоусвоения поверхностей прослойки равен

$$Y_1 = \frac{0{,}0214 \cdot 14{,}5^2 + 14}{1 + 0{,}0214 \cdot 14} = 15; \quad B_I = 1 \Big/ \left(\frac{1}{15} + \frac{1}{4{,}28}\right) = 3{,}33;$$

$$Y_{II} = 10{,}02; \quad B_{II} = 1 \Big/ \left(\frac{1}{10{,}02} + \frac{1}{4{,}28}\right) \approx 3; \quad \Sigma B = 3{,}33 + 3 = 6{,}33.$$

Масса воздуха, проходящего через прослойку, $G = 0{,}94 \cdot 0{,}2 \cdot 1{,}146 = 0{,}215$; $Gc = 0{,}215 \cdot 1005 = 216$ Вт/м.

Определим постоянные величины расчетных формул:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$A_1 = K_1' + \alpha_к + 2\alpha_л = 10{,}82 + 4{,}28 + 2 \cdot 5{,}5 = 26{,}1;$$

$$A_2 = K_{11}' + \alpha_к + 2\alpha_л = 2{,}506 + 4{,}28 + 2 \cdot 5{,}5 = 17{,}8 \text{ и т. д.};$$

$$c_1 = 192{,}6; \quad c_2 = 65{,}4, \quad c_3 = 223{,}1, \quad c_4 = 187{,}9, \quad c_5 = 133{,}1;$$

$$c_6 = 76{,}2, \quad c_0 = \frac{c_1 t_{н\ усл.о} + c_2 t_в}{c_3} = \frac{192{,}6 \cdot 47{,}1 + 65{,}4 \cdot 28}{223{,}1} = 48{,}87;$$

$$D_1 = \frac{c_3}{c_1} = \frac{72{,}6}{223{,}1} = 0{,}3416; \quad D_2 = \frac{\alpha_л K_{11}' t_в + c_5 t_{н.усл.о}}{c_3} =$$

$$= \frac{5{,}5 \cdot 2{,}506 \cdot 28 + 133{,}1 \cdot 47{,}1}{223{,}1} = 29{,}83; \quad D_0 = 2 - \frac{c_4}{c_3} = 2 - \frac{187{,}9}{223{,}1} =$$

$$= 1{,}158, \quad t_c = \frac{c_0}{D_0} = \frac{48{,}87}{1{,}158} = 42{,}2\,°C; \quad A_c = \frac{\alpha_к D_0}{Gc} = \frac{4{,}28 \quad 1{,}158}{215} = 0{,}023;$$

$$\frac{\Sigma B}{Gc} = \frac{6{,}33}{215} = 0{,}0294.$$

По формулам (IV 180) — (IV.187) определяем искомые величины. Результаты расчета приведены в табл IV.2.

Таблица IV.2

Искомые величины	При расстоянии расчетного сечения x от входа прослойки, равном, м				
	0	3	6	9	12
Среднесуточные значения					
$e^{-0{,}023x}$	1	0,933	0,871	0 813	0,759
$t_{вп.x}$, °С (IV.180)	30,00	30,82	31,57	32,28	32,94
$t_{2,\ x}$, °С (IV.181)	40,08	40,39	40,61	40,86	41,08
$t_{вп.усл.о}$, °С (IV.176) . . .	35,63	36,2	36,65	37,11	37,52
$\tau_{в\cdot о}$, °С (IV.177)	30,54	30,73	30,88	31,03	31,17
q_0, Вт/м² (IV. 178)	20,29	21,81	23,01	24,23	25,32
Суточные амплитуды колебания					
$e^{-0{,}0294x}$	1	0,916	0,838	0,767	0,703
$A_{t_{вп\ x}}$, °С (IV. 187)	7,13	7,68	8,20	8,66	9,08
$A_{t\ вп.усл\ x}$, °С (IV. 176) .	14,49	14,72	14,95	15,15	15,33
$A_{\tau_в}$, °С (IV 177)	3,70	3,76	3,82	3,88	3,92
A_q, Вт/м² (IV. 178)	29,74	30,12	30,59	30,99	31,37

Примечание. В скобках даны номера формул, по которым находят данные величины.

Результат расчета дает $t_{пр} - t_{ух}$ прослойки, равную 32,94 — 30 = = 2,94° С, она почти совпадает с начальным допущением, поэтому расчет не нужно повторять.

Из данных табл. IV.2 получим среднее по длине прослойки значение температуры $t_{вп\ о} = 1/4(30/2 + 30{,}82 + 31{,}57 + 32{,}28 + 32{,}94/2) = 31{,}54°$ С; $A_{t_{в\ п}} = 1/4(7{,}13/2 + 7{,}68 + 8{,}2 + 8{,}66 + 9{,}08/2) = 8{,}16°$ С.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По формулам (IV.181) и (IV.187) они равны:

$$t_{\text{вп.о}} = 42{,}2 - (42{,}2 - 30)\,\frac{1 - 0{,}759}{0{,}276} = 31{,}55\ ^\circ\text{C};$$

$$A_{t_{\text{вп}}} = \frac{\left(4{,}28\,\frac{38{,}9}{1{,}9} + \frac{215}{12}\,7\right)\,0{,}96}{(6{,}33 + 215/12)\,0{,}985} = 8{,}56\ ^\circ\text{C}.$$

Среднее по длине прослойки теплопоступление в помещение

$$q_0 = 1/4\,(20{,}29/2 + 21{,}81 + 23{,}01 + 24{,}23 + 25{,}32/2) = 22{,}96\ \text{Вт/м}^2;$$

$$A_q = 1/4\,(2974/2 + 30{,}12 + 30{,}59 + 30{,}99 + 31{,}37) = 30{,}56\ \text{Вт/м}^2.$$

Если в покрытии нет вентилируемой воздушной прослойки, то количество теплопоступления в помещение через покрытие будет равно.

$$q_0 = (47{,}1 - 28)/0{,}367 = 52{,}04\ \text{Вт/м}^2;$$

$$A_q = 8 \cdot 38{,}9/4{,}64 = 67{,}07\ \text{Вт/м}^2,$$

где $R_0 = 1/\alpha_{\text{н}} + R_{\text{I}} + R_{\text{II}} + 1/\alpha_{\text{н}} = 0{,}367$; $\nu = 4{,}64$.

Отсюда видно, что теплопоступление в помещение через покрытие с вентилируемой воздушной прослойкой составляет 30—40% теплопоступления через покрытие без прослойки.

§ IV.10. МЕТОД РАСЧЕТА НЕСТАЦИОНАРНОЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЕ С ПОМОЩЬЮ РЕСПОНС-ФАКТОРА

В последние годы в США, Канаде широкое распространение получил метод расчета нестационарной теплопередачи через ограждение на основе так называемого респонс-фактора (Response—faktor) [IV.14]. Этот метод использует принцип суперпозиции (см. § III.4), из которого следует, что изменение режима теплопередачи ограждения за счет серии (нескольких) заданных тепловых воздействий на его границах будет таким же, как сумма изменения режима теплопередачи ограждения при каждом из этих воздействий. Такое решение удобно, когда ведется расчет теплопередачи по воздействию, заданному в виде дискретных срочных значений (временно́го ряда), например, наружной температуры. Временно́й ряд состоит из изменяющихся величин, взятых через регулярные интервалы времени. Таким рядом, например, всегда являются данные метеорологических наблюдений, которые проводятся в определенные сроки (часы суток).

Основа метода состоит в объединении концепции о заданном условии изменения в виде временно́го ряда с элементарными функциями теплового воздействия, которые могут быть использованы для суперпозиции. В качестве элементарных используются различные функции: в виде прямоугольного или треугольного импульса, ступенчатого изменения. Причем наиболее правильно и полно условия, соответствующие дискретному временно́му ряду, можно представить, используя элементарную функцию в виде треугольного импульса.

На рис. IV.25, *а* представлен временно́й ряд — данные срочных измерений температуры наружного воздуха $t_{\text{н}}$. На рис. IV.25, *б* показана непрерывная функция изменения $t_{\text{н}}$ во времени, построен-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ая по точкам (рис. IV.25, *а*), как сумма ординат последовательности реугольных импульсов. Основания треугольников равны удвоенному интервалу времени между сроками наблюдений, а их вершины овпадают с точками значений $t_н$. Из рисунка очевидно, что при сложении равнобедренных треугольных импульсов получается непрерывная ломаная кривая, дающая линейную интерполяцию между точками значений $t_н$ в заданном временно́м ряде.

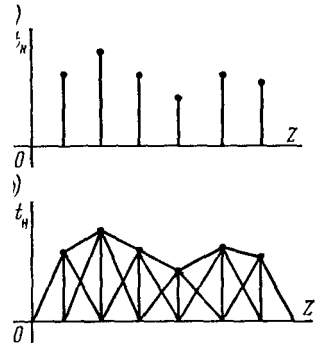


Рис. IV.25. Дискретный временной ряд:
а — данные срочных значений температуры наружного воздуха, *б* — аппроксимирующая их непрерывная функция в виде ломаной кривой

Такая функциональная зависимость является приемлемой, а треугольный импульс, как будет видно из дальнейшего рассмотрения, представляет собой удобную элементарную функцию для математического решения задачи.

Элементарный треугольный импульс единичной высоты с основанием, равным двум интервалам *b* между заданными значениями во временно́м ряде, принимаемый за основу в методе респонс-фактора, представлен на рис. IV.26.

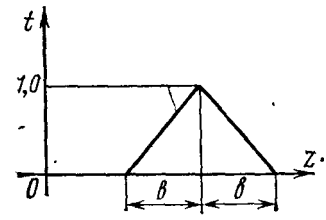


Рис. IV.26. Элементарный треугольный импульс

Рассмотрение теплопередачи через ограждение преследует цель определения температуры и тепловых потоков на его поверхностях. Если произойдет изменение наружной или внутренней температуры, то это вызовет изменение теплового потока на наружной и внутренней поверхностях ограждения. Причем для симметричного в тепловом отношении ограждения оно будет одинаковым.

Принцип суперпозиции определяется, как сумма тепловых потоков, возникающих при колебании температуры как с одной, так и с другой стороны ограждения.

Рассмотрим теплопередачу ограждения при изменениях на обеих поверхностях температуры в виде единичного треугольного импульса с вершиной в нулевой момент времени. На рис. IV.27 показаны кривые изменения тепловых потоков, вызванные каждым изменением температуры в отдельности и их суммарное изменение. Величины тепловых потоков в моменты времени через каждый расчетный интервал *b* и есть респонс-факторы. Их принято обозначать: X — для теплового потока на наружной поверхности, вызванного единичным импульсом температуры на этой же поверхности; Y — то же, при импульсе на внутренней поверхности; Z — для теплового потока на внутренней поверхности, вызванного единичным импульсом температуры на этой же поверхности; Y' — то же, при импульсе на наружной поверхности. Считается, что Y и Y' равны, поэтому для расчета тепловых потоков достаточно иметь три ряда

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

численных значений респонс-факторов X, Y и Z. Таким образом, идея метода сводится к следующему:

1. Временные ряды дискретных значений наружной и внутренней температуры представляются непрерывной функцией в виде ломаной кривой, являющейся суммой треугольных импульсов с вершинами в заданных точках температуры.

2. Тепловой поток с обеих сторон ограждения от каждого импульса определяют как произведение соответствующего респонс-фактора от импульса единичной высоты на температуру, определяющую его фактическую высоту.

3. Для каждого расчетного момента времени через интервал b величину теплового потока определяют, как сумму произведений соответствующих респонс-факторов, относящихся к данному моменту времени, на фактические значения температуры, определяющие высоту каждого импульса.

Определенные выше три этапа расчета математически могут быть записаны в виде:

$$\left.\begin{aligned} q_{н,\,z} &= \sum_{j=0}^{z} t_{н,\,j} X_{z^*-j} - \sum_{j=0}^{z} t_{в,\,j} Y_{z^*-j}; \\ q_{в,\,z} &= \sum_{j=0}^{z} t_{н,\,j} Y_{z^*-j} - \sum_{j=0}^{z} t_{в,\,j} Z_{z^*-j}, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(IV.190)}$$

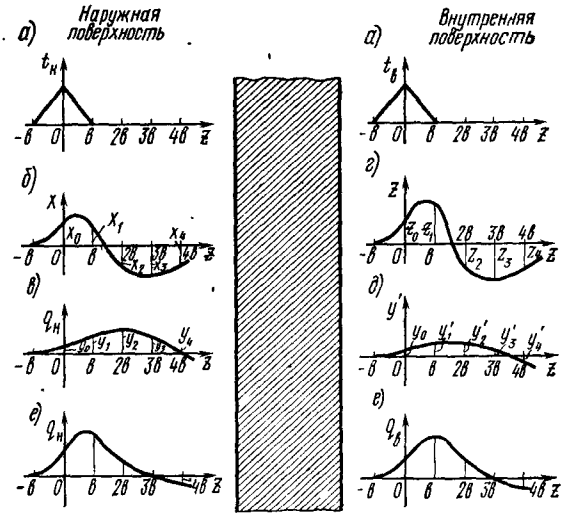


Рис. IV.27. Тепловые потоки на поверхностях ограждения:

а — изменение наружной и внутренней температуры; *б* — изменение теплового потока на наружной поверхности при наружном температурном воздействии; *в* — то же, при внутреннем температурном воздействии (*у*), *г* — изменение теплового потока на внутренней поверхности при внутреннем температурном воздействии; *д* — то же, при наружном температурном воздействии; *е* — суммарное изменение теплового потока на наружной и внутренней поверхностях

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $q_{н,z}$ и $q_{в,z}$ — величины тепловых потоков соответственно на наружной и внутренней поверхностях в момент времени z; z — время, которое отсчитывается с интервалом b, ч ($z = z^*b$, где z^* — число интервалов продолжительностью b, ч); j — номера треугольных импульсов, которые соответствуют моментам времени jb, ч, от начала отсчета, когда $z = 0$, $j = 0$, $jb = 0$; $t_{н,j}$, $t_{в,j}$ — значения соответственно наружной и внутренней температуры в моменты времени jb; X_{z^*-j}, Y_{z^*-j}, Z_{z^*-j} — респонс-факторы с номером z^*-j относительно соответствующих треугольных импульсов, имеющих температуру (высоту) $t_{н,j}$ и $t_{в,j}$.

Для симметричной стенки X равно Z.

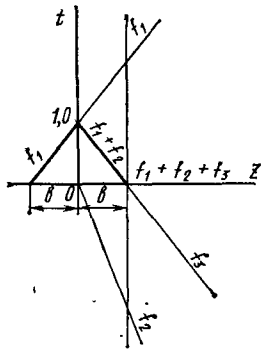


Рис. IV.28. Треугольный импульс, как сумма трех линейных функций

Определение респонс-фактора. Определим респонс-факторы, пользуясь классическим решением теории теплопроводности для простейшего случая однородной стены.

Треугольные импульсы могут быть получены как сумма трех функций, изменяющихся по линейному закону: f_1, f_2 и f_3 (рис. IV.28) в виде:

$$\left.\begin{aligned} f_1 &= (z + b)/b = z^* + 1; \\ f_2 &= -2z/b = -2z^*; \\ f_3 &= (b - z)/b = 1 - z^*. \end{aligned}\right\} \quad \text{(IV.191)}$$

Поэтому достаточно иметь решение для линейного изменения граничного условия, чтобы, пользуясь методом суперпозиции, получить искомое решение в целом для треугольного импульса.

Процесс нагревания стены при линейном изменении во времени температуры с одной ее поверхности описывается дифференциальным уравнением Фурье с граничными условиями: $t_{(z;\,0)} = 0$ и $t_{(z;\,\delta)} = Az$ и начальным условием $t_{(0;\,x)} = 0$.

Решение имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} t_{(z,\,x)} &= A\left[\frac{x^3 - x}{6} + xz + \frac{2}{\pi^3}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(-1)^{n-1}\,e^{-n^2\pi^2 z}\sin(n\pi x)}{n^3}\right]; \\ q_{(z,\,x)} &= -\lambda\frac{\partial t}{\partial x} = -\lambda A\left[\frac{3x^2 - 1}{6} + z + \frac{2}{\pi^2}\times\right. \\ &\left.\times\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(-1)^{n-1}\,e^{-n^2\pi^2 z}\cos(n\pi x)}{n^2}\right], \end{aligned}\right\} \quad \text{(IV.192)}$$

где $A = \delta^2/(ab)$.

Искомые значения тепловых потоков на поверхностях равны

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$q_{\text{н}}(z^*b,\ \delta) = \frac{\lambda}{a}\,\frac{\delta}{b}\left[\frac{1}{3} + \frac{azb}{\delta^2} - \frac{2}{\pi^2}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{\gamma_n^z}{n^2}\right];$$

$$q_{\text{в}}(z^*b,\ 0) = \frac{\lambda}{a}\,\frac{\delta}{b}\left[-\frac{1}{6} + \frac{azb}{\delta^2} - \frac{2}{\pi^2}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(-1)^n\gamma_n^z}{n^2}\right]; \qquad \text{(IV.193)}$$

где $z = z^*b$; $a = \dfrac{\lambda}{c\rho}$; $\gamma_n = \exp\left(-n^2\pi^2\,\dfrac{ab}{\delta^2}\right)$.

Решение для треугольного импульса определим сложением полученного решения для трех прямых (IV.191) изменения условий на поверхности. В результате получим следующие частные значения респонс-факторов для соответствующих моментов времени Z:

$$X_0 = \frac{\lambda\delta}{ab}\left[\frac{1}{3} + \frac{ab}{\delta^2} - \frac{2}{\pi^2}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{\gamma_n}{n^2}\right], \qquad \text{(IV.194)}$$

$$X_1 = \frac{\lambda\delta}{ab}\left[-\frac{1}{3} - \frac{2}{\pi^2}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{\gamma_n^2 - 2\gamma_n}{n^2}\right], \qquad \text{(IV.195)}$$

$$X_{z^*} = -\frac{\lambda\delta}{ab}\,\frac{2}{\pi^2}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{\gamma_n^{z^*+1} - 2\gamma_n^{z^*} + \gamma_n^{z^*-1}}{n^2}, \qquad \text{(IV.196)}$$

$$Y_0 = -\frac{\lambda\delta}{ab}\left[\frac{1}{6} - \frac{ab}{\delta^2} + \frac{2}{\pi^2}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(-1)^n\gamma_n}{n^2}\right], \qquad \text{(IV.197)}$$

$$Y_1 = -\frac{\lambda\delta}{ab}\left[-\frac{1}{6} + \frac{2}{\pi^2}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(-1)^n(\gamma_n - 2\gamma_n)}{n^2}\right], \qquad \text{(IV.198)}$$

$$Y_{z^*} = -\frac{\lambda\delta}{ab}\,\frac{2}{\pi^2}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(-1)^n\left(\gamma_n^{z^*+1} - 2\gamma_n^{z^*} + \gamma_n^{z^*-1}\right)}{n^2}. \qquad \text{(IV.199)}$$

Мителаш и Стифенсон предложили развитие метода для случая многослойных конструкций со сложными условиями теплообмена на поверхностях конструкций. При этом используется передаточная функция (Transfer-faktor) (так называемая Z-функция), смысл которой по существу тот же, что и у респонс-фактора. Она дает возможность получить ответ системы (потоки тепла на поверхностях ограждений) на действие некоторой входной функции (изменение температуры на поверхностях, описанное треугольными импульсами).

Обычно получение численных значений Z-функции для некоторого типового, но сложного ограждения проводится предварительным численным расчетом на ЭВМ.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Теоретическая основа метода расчета с помощью респонс-фактора в общем случае состоит в отыскании функций-ответа системы при воздействии на нее некоторой функции на входе, заданной в виде ряда импульсов. Эти функции могут быть определены аналитически с помощью классических решений, вариационных или операционных методов, решением численными методами конечных разностей или расчетом на ЭВМ. В любом случае решение с помощью респонс-фактора целесообразно и удобно только при использовании ЭВМ. В противном случае при ручном счете эта методика трудоемка и неоправданно сложна.

Следует иметь в виду, что рассмотренная в § IV.4 теория теплоустойчивости так же основана на отыскании функции ответа системы на вход возмущающей функции. Возмущающей функцией является правильное периодическое изменение температуры, а, например, коэффициенты теплоусвоения Y и теплопоглощения P есть функции ответа, потому что по ним можно определить вызванное входной функцией изменение теплового потока на этой же поверхности ограждения. Точно так же коэффициенты затухания ν и запаздывания ε дают возможность получить реакцию ограждения на возмущающее воздействие с противоположной поверхности ограждения. Особенность состоит лишь в том, что в данном случае сразу можно получить интересующие максимальные, а следовательно, расчетные значения соответствующих показателей.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА V

ВОЗДУШНЫЙ РЕЖИМ ЗДАНИЯ И УЧЕТ ВОЗДУХОПРОНИЦАНИЯ В ПРОЦЕССЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ

Воздушным режимом здания называют совокупность факторов и явлений, определяющих общий процесс обмена воздуха между всеми его помещениями и наружным воздухом, включающий перемещение воздуха внутри помещений, движение воздуха через ограждения, проемы, каналы и воздуховоды и обтекание здания потоком воздуха. Традиционно при рассмотрении отдельных вопросов воздушного режима здания их объединяют в три задачи: внутреннюю, краевую и внешнюю.

Общая физико-математическая постановка задачи о воздушном режиме здания возможна лишь в самом обобщенном виде. Отдельные процессы весьма сложны Описание их базируется на классических уравнениях переноса массы, энергии, импульса в турбулентном потоке. Инженерные решения отдельных вопросов воздушного режима рассмотрены в [13].

С позиций специальности «Теплоснабжение и вентиляция» наиболее актуальны следующие явления: инфильтрация и эксфильтрация воздуха через наружные ограждения и проемы (неорганизованный естественный воздухообмен, увеличивающий теплопотери помещения и снижающий теплозащитные свойства наружных ограждений); аэрация (организованный естественный воздухообмен для вентиляции теплонапряженных помещений); перетекание воздуха между смежными помещениями (неорганизованное и организованное).

Аэрация и перетекание воздуха в здании подробно рассматриваются в курсе «Вентиляция» [13].

Воздухообмен в здании происходит под действием естественных сил и работы искусственных побудителей движения воздуха. Наружный воздух поступает в помещения через неплотности ограждений или по каналам приточных вентиляционных систем. Внутри здания воздух может перетекать между помещениями через двери и неплотности во внутренних конструкциях. Внутренний воздух удаляется из помещений за пределы здания через неплотности наружных ограждений и по вентиляционным каналам вытяжных систем (рис. V 1)

Естественными силами, вызывающими движение воздуха в здании, являются гравитационное и ветровое давления. Температура и плотность воздуха внутри и снаружи здания обычно неодинаковы, в результате чего гравитационное давление по сторонам ограждений оказывается разным. За счет действия ветра на наветренной стороне здания создается подпор, а на поверхностях ограждений возникает избыточное статическое давление. На заветренной стороне образуется

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

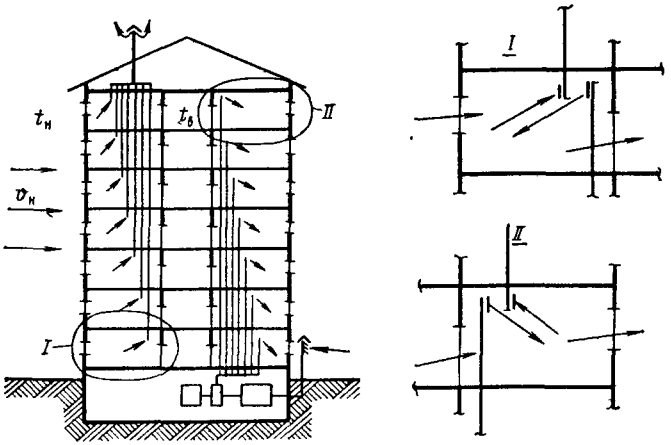


Рис. V.1. Схема воздухообмена в здании

разрежение и статическое давление оказывается пониженным. Таким образом, при ветре давление с внешней стороны здания отличается от давления внутри помещений.

Гравитационное и ветровое давления обычно действуют совместно. Воздухообмен под влиянием этих естественных сил трудно рассчитывать и прогнозировать. Его можно уменьшить, уплотняя ограждения, а также частично регулировать с помощью дросселирования каналов вентиляции, открыванием окон, фрамуг и вентиляционных фонарей.

Воздушный режим связан с тепловым режимом здания. Инфильтрация наружного воздуха приводит к дополнительным затратам тепла на его подогрев. Эксфильтрация влажного внутреннего воздуха увлажняет и снижает теплозащитные свойства ограждений. Положение и размеры зоны инфильтрации и эксфильтрации в здании зависят от геометрии, конструктивных особенностей, режима вентилирования здания, а также от района строительства, времени года и параметров климата.

Между фильтрующимся воздухом и ограждением происходит теплообмен, интенсивность которого зависит от места фильтрации в конструкции ограждения (массив, стык панелей, окна, воздушные прослойки и т. д.). Таким образом, возникает необходимость в расчетах воздушного режима здания: определении интенсивности инфильтрации и эксфильтрации воздуха и решении задачи теплопередачи отдельных частей ограждения при наличии воздухопроницания.

§ V.1. ВОЗДУХОПРОНИЦАЕМОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ

Воздушный режим здания в большой мере зависит от воздухопроницаемости наружных [1] и внутренних ограждений. В большинстве случаев по техническим причинам полная герметичность ограждений невозможна. Интенсивность фильтрации воздуха зависит от

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

разности давлений с двух сторон конструкции и ее свойства проницаемости для воздуха. В технических расчетах применяют различные характеристики воздухопроницаемости. В частности, пользуются понятием коэффициента воздухопроницания I, кг/(м²·ч·Па), или кг/(м·ч·Па) [кг/(м²·ч·мм вод. ст.), или кг/(м·ч·мм вод. ст.)] и обратной величиной — сопротивлением воздухопроницанию $R_и = 1/I$. Коэффициент I равен количеству воздуха, кг, проходящему через 1 м² ограждения (или через 1 м щели, стыка) за 1 ч при разности давлений 1 Па (мм вод. ст.).

Эти понятия предполагают линейную зависимость между расходом воздуха j, кг/(ч·м²), или кг/(ч·м) и разностью давлений Δp. Для большинства конструктивных элементов здания воздухопроницаемость зависит от разности давлений в виде

$$j = s' \Delta p^{1/n}, \qquad (V.1)$$

где $n = 1 \div 2$.

В диапазоне возможных для здания перепадов давлений фактические зависимости воздухопроницаемости j от Δp, например для окон и балконных дверей, могут быть достаточно точно аппроксимированы единой формулой

$$j = s\Delta p^{1/1,5} = s\Delta p^{2/3}, \qquad (V.2)$$

где s — коэффициент проводимости воздуха конструкцией, кг/(м²× ×ч·Па$^{2/3}$) [кг/(м²·ч·мм вод. ст.$^{2/3}$)].

На рис. V.2 приведены графики зависимости расхода воздуха j от Δp для отдельных воздухопроницаемых элементов здания.

Между сопротивлением воздухопроницанию $R_и$ и сопротивлением проводимости воздуха $1/s$ при равных расходах имеет место зависимость, из которой следует, что они численно равны между

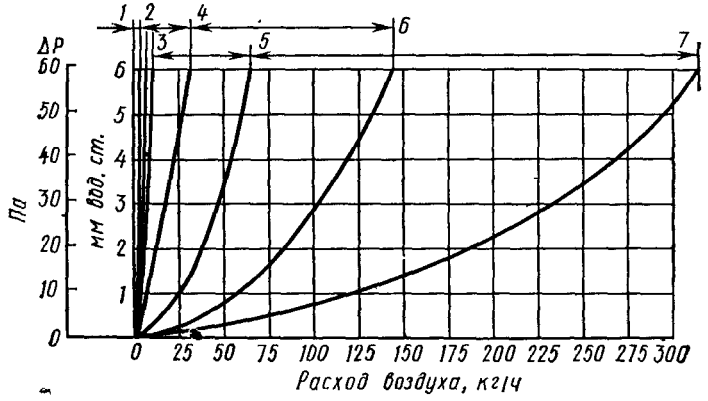


Рис. V.2. Кривые граничных значений воздухопроницания через отдельные элементы здания:

1—2 — диапазон воздухопроницаемости для стыков панелей; *2—4* — то же, для массива ограждений, *3—5* — то же, для окон; *4—6* — то же, для дверей, *5—7* — то же, для воздуховодов

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

собой при равных расходах и перепаде давления, равном 1 Па (кг/м²). Поэтому при небольших перепадах давления обычно нормируемые величины можно принимать (при расчете воздушного режима) за сопротивления проводимости воздуха $1/s$.

Для стен, стыковых соединений и входных дверей квартир согласно СНиП II-3—79 предполагается линейная зависимость между расходом воздуха j, кг/(м²·ч) или кг/(м·ч), и разностью давления Δp

$$j = s'\Delta p = \Delta p/R_в . \qquad (V.3)$$

Для открытых отверстий и каналов показатель $n = 2$, поэтому расход воздуха j, кг/ч, через всю их площадь равен

$$j = S'\Delta p^{1/2} , \qquad (V.4)$$

где S' — показатель проводимости воздуха всей площадью отверстия или канала, кг/(ч·Па) [кг/(ч·мм вод. ст.)].

§ V.2. ВОЗДУШНЫЙ РЕЖИМ ЗДАНИЯ

Схема движения воздуха в здании показана на рис. V.1, *а*. За счет разности температур под действием гравитационного давления в помещения нижних этажей (см. рис. V.1, *в*) через ограждения проникает наружный воздух. С наветренной стороны действие ветра усиливает инфильтрацию, с заветренной — уменьшает ее. Внутренний воздух с первых этажей стремится проникнуть в верхние помещения. В основном он перетекает через внутренние двери и коридоры, которые соединены с лестничной клеткой. Из помещений верхних этажей воздух уходит через неплотности наружных ограждений за пределы здания. Помещения средних этажей могут находиться в условиях смешанного режима. На естественный воздухообмен в здании накладывается действие приточной и вытяжной вентиляции помещений.

Для определения расходов воздуха через конструктивные элементы ограждений и вентиляционных систем необходимо знать распределение давления внутри и снаружи здания. Для расчета воздушного режима здания должны быть известны его геометрия и внутренняя планировка, температура наружного и внутреннего воздуха, скорость ветра, а также показатели проводимости воздуха.

Формирование избыточного давления внутри здания и на его внешних поверхностях под влиянием естественных гравитационных сил и ветра показано на рис. V.3.

При отсутствии ветра на поверхностях наружных стен будет действовать разной величины гравитационное давление. По закону сохранения энергии среднее давление по высоте внутри и снаружи здания будет одинаково. Относительно среднего уровня в нижней части здания давление столба теплого внутреннего воздуха будет меньше, чем давление столба холодного наружного воздуха с внешней поверхности стены. Эпюра этого избыточного (относительно давления внутри здания) гравитационного давления показана на рис. V.3, *а*. На противоположных стенах здания эпюры одинаковы. В нижней части здания внешнее давление больше внутреннего и ординаты из-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

быточного гравитационного давления имеют знак плюс. Вверху здания внутреннее давление больше внешнего, поэтому ординаты эпюры имеют знак минус Величины ординат изменяются по высоте. В среднем сечении избыточное гравитационное давление равно нулю; на этом уровне через отверстие в стене здания движения воздуха не

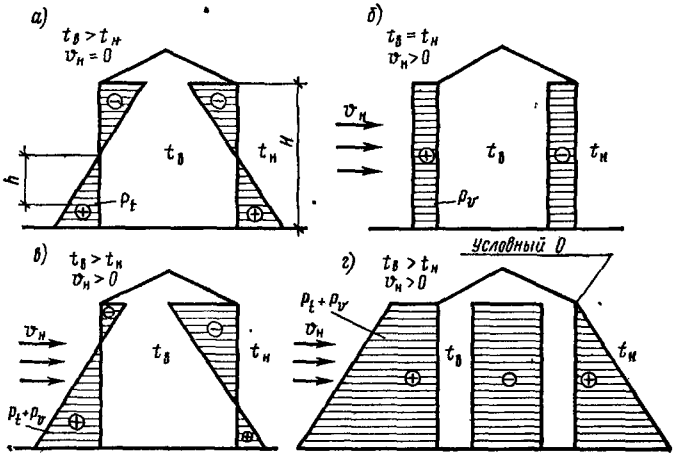


Рис. V.3. Построение эпюр избыточных давлений

будет. Плоскость нулевого избыточного давления называется нейтральной плоскостью здания. Величины ординаты P_t эпюры избыточного гравитационного давления на произвольном уровне h относительно нейтральной плоскости равны

$$P_t = \pm hg(\rho_н - \rho_в). \qquad (V.5)$$

Если здание обдувается ветром, а температуры внутри здания и вне его равны, то на внешних поверхностях ограждений будет создаваться повышенное статическое давление или разрежение. По закону сохранения энергии, давление внутри здания при одинаковой проницаемости будет равно среднему между повышенным с наветренной и пониженным с заветренной сторон. Эпюры избыточного (относительно давления внутри здания) ветрового давления показаны на рис. V 3, *б* Ординаты этих эпюр по высоте здания одинаковы, так как предполагается постоянство скорости и аэродинамического режима обтекания по высоте. Для разных сторон здания они равны по абсолютной величине и различны по знаку.

Абсолютная величина избыточного ветрового давления равна

$$|\Delta P_v| = \frac{k_1 - k_2}{2} \frac{v_н^2}{2} \rho_н, \qquad (V.6)$$

где k_1 и k_2 — аэродинамические коэффициенты соответственно с наветренной и заветренной сторон здания; $(v_н^2/2)\,\rho_н$ —динамическое давление набегающего на здание потока воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

К рассматриваемому явлению применим принцип независимости действия сил. В связи с этим при совместном действии гравитационных сил ветра величину избыточного давления можно найти простым сложением полученных частных результатов. Результат такого сложения при $v_н > 0$ и $t_в > t_н$ показан на рис. V.3, *в*. Величины ординат эпюр избыточного давления в этом случае будут равны

$$P = \pm P_t \pm P_v = \pm hg(\rho_н - \rho_в) \pm \frac{k_1 - k_2}{2} \frac{v_н^2}{2} \rho_н. \qquad (V.7)$$

Для расчета воздушного режима здания оказывается удобным построить эпюры избыточного давления так, чтобы по всему контуру здания они были одного знака (с плюсом). Для этого нужно за нуль отсчета принять давление, равное наибольшему отрицательному избыточному давлению. Этому давлению на рис. V.3, *в* соответствует верхняя точка эпюры давления на заветренной стороне здания. В этом случае давление внутри здания равно

$$P_0 = \frac{Hg}{2}(\rho_н - \rho_в) + \frac{k_1 - k_2}{2} \frac{v_н^2}{2} \rho_н. \qquad (V.8)$$

Эпюры избыточных давлений на внешнем контуре здания относительно его внутреннего давления имеют вид, показанный на рис. V.3, *г*. Ординаты этих эпюр равны $P_0 + P$.

В соответствии с этим для расчёта инфильтрации воздуха через наружные ограждения разность давления воздуха снаружи и внутри помещения, Па, составит

$$\Delta P = (H_ш - H_э) g(\rho_н - \rho_в) + 0{,}5\rho_н v_н^2 (k_1 - k_2) \beta_v - (P_0 - P_в), \qquad (V.9)$$

где $H_ш$ — высота устья вентиляционной шахты от уровня земли (отметка расположения точки условного нуля давления); $H_э$ — высота центра рассматриваемого элемента здания (окна, стены и т. д.) от уровня земли; β_v — коэффициент, вводимый на скоростное давление и учитывающий изменение скорости ветра от высоты здания (для европейской зоны страны ориентировочное изменение скорости ветра по высоте 0,03—0,015 м/с на 1 м высоты), изменение скорости ветра от наружной температуры зависит от района и определяется, например, для Москвы по формуле (VI.5); P_0 — давление воздуха в помещении, определяемое из условия соблюдения воздушного баланса; $P_в$ — избыточное относительно P_0 давление в помещении (прирост или уменьшение давления) из-за действия вентиляции.

Для административных зданий, корпусов НИИ и им подобных характерна сбалансированная приточно-вытяжная вентиляция в рабочем режиме или полное отключение вентиляции в нерабочее время $P_в = 0$. Для таких зданий ориентировочное значение

$$P_0 \cong 0{,}5 H_ш g(\rho_н - \rho_в) + 0{,}25\rho_н v_н^2 (k_н - k_2) \beta_v.$$

Действие вентиляции может изменить давление внутри здания P_0 на величину избыточного вентиляционного давления $P_в$. В много-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

этажных зданиях определение давления в отдельных помещениях осложняется наличием частично проницаемых для воздуха внутренних ограждений и различной протяженностью каналов вентиляционных систем. Задача состоит в решении системы уравнений воздушного баланса отдельных помещений. Полное решение этой задачи удается получить с помощью ЭВМ [V.4, V.5], аналоговых счетно-решающих устройств [V.3] или графо-аналитическим способом [V.7].

Для оценки влияния воздушного режима здания на тепловой можно воспользоваться упрощенными способами расчета. Можно наметить [V.2] три простых случая, для которых возможно приближенное решение.

Случай А. В многоэтажном здании во всех помещениях вентиляционная вытяжка полностью компенсируется вентиляционным притоком и поэтому $P_в$ в помещениях равно нулю. К этому случаю относятся здания без вентиляции или с механической приточно-вытяжной вентиляцией всех помещений с равными расходами по притоку и вытяжке. Решение для этого случая соответствует рассмотренному построению эпюр давлений на рис. V.3, *г*. Давление P_0 равно давлению в лестничной клетке и в непосредственно соединенных с ней коридорах. Величина давления внутри отдельных помещений $P_{п,х}$ находится между P_0 и давлением на внешней поверхности ограждения этого помещения $P_х$. Принимая, что за счет разности давления $P_х - P_0$ воздух проходит последовательно через окна и внутренние двери, выходящие в коридоры и лестничную клетку, исходные расходы воздуха и давление внутри помещений можно рассчитать по уравнению

$$\pm S_{ок}(|P_х - P_{п,х}|)^{2/3} \pm S_{дв}(|P_0 - P_{п,х}|) = 0, \qquad (V.10)$$

где $S_{ок}$ и $S_{дв}$ — характеристика проницаемости всей площади окон и дверей из помещения в коридор и на лестничную клетку.

Знак плюс соответствует положительному значению разности давлений, минус — отрицательному.

Случай Б. Все помещения многоэтажного здания имеют естественную вытяжку. Каждое помещение имеет самостоятельный вытяжной вентиляционный канал с заданной характеристикой проницаемости $S_{вх}$. В этом случае эпюру избыточного давления по внешнему контуру здания можно построить аналогично рис. V.3, *г*. Неизвестными будут давления в лестничной клетке P_0 (с учетом вентиляции $P_в$) и в отдельных помещениях $P_{п,х}$. Давление P_0 будет равно средневзвешенному из давлений внутри всех k отдельных помещений, выходящих на лестницу:

$$P_0 \approx \sum P_{п,х}/k. \qquad (V.11)$$

Оно будет меньше давления P_0, определенного для случая А. Расчет в этом варианте условий можно выполнить последовательным приближением, задавая давление P_0 и рассчитывая графически или аналитически давление $P_{п,х}$ в отдельных помещениях по уравнению

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\pm S_{\text{ок}}(|P_x - P_{n,x}|)^{2/3} \pm S_{\text{дв}}(|P_0 - P_{n,x}|) \pm$$
$$\pm S_{\text{вх}}(|P_{\text{выт}} - P_{n,x}|)^{1/2} = 0, \qquad \text{(V.12)}$$

где $P_{\text{выт}}$ — давление на внешнем контуре здания в месте, где расположена шахта вытяжных систем.

Варианты А и Б соответствовали условию, когда в лестничной клетке давление формировалось только под влиянием выходящих на них одинаковых помещений. Считалось, что воздухопроницаемость наружной двери пренебрежимо мала.

Случай В. Предполагается, что давление в лестничной клетке задано. Оно обеспечивается работой приточной системы, поступлениями воздуха через наружную дверь из нижнего этажа, воздушный режим которого отличается от режима верхних этажей, и т. д. В этом случае расходы воздуха и давление внутри отдельных помещений определяются также решением уравнения (V.12).

§ V.3. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ ПРИ НАЛИЧИИ ВОЗДУХОПРОНИЦАЕМОСТИ

В современных многоэтажных зданиях из крупноразмерных элементов воздухопроницаемость существенно влияет на тепловой режим, теплопотери помещений и на теплопередачу через отдельные ограждения.

Влияние воздухопроницаемости на теплопередачу для различных элементов ограждений сказывается по-разному. Для окон, которые обладают наименьшим сопротивлением фильтрации воздуха, результатом этого влияния будет увеличение теплопотерь. Воздухопроницаемость массива и стыков в основном сказывается на понижении температуры на их внутренних поверхностях. Рассмотрим эти случаи.

Теплопередача через воздухопроницаемое ограждение. При фильтрации воздуха температурное поле и теплообмен на поверхностях пористого ограждения заметно изменяются. Происходит это в результате переноса тепла потоком воздуха. Расходы воздуха, проникающего через ограждения, обычно невелики и составляют до 10 м³/ч через 1 м² поверхности. Воздух двигается по порам и капиллярам медленно (числа Рейнольдса порядка 0,05), и его температура во всех сечениях ограждения практически равна температуре твердого материала. Это обстоятельство значительно упрощает математическое рассмотрение процесса теплопередачи воздухопроницаемого ограждения. В такой постановке задача подробно исследована Ф. В. Ушковым [V.12].

Уравнение температурного поля плоского пористого ограждения при наличии фильтрации воздуха. Рассмотрим тепловой баланс элементарного слоя Δx, расположенного в сечении x от наружной поверхности ограждения, через которое происходит инфильтрация наружного воздуха в количестве j, кг/(м²·ч) (рис. V.4, *а*).

В результате теплопроводности в момент времени z_1 от слоя $n+1$ в слой n поступит тепловой поток $q_{n+1,n}$, а к слою $n-1$ — $q_{n,\,n-1}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Разность этих потоков в соответствии с формулой (II.9) можно записать в виде конечных разностей:

$$q_{n+1,\,n} - q_{n,\,n-1} = \frac{\lambda}{\Delta x}(t_{n+1} - t_n) - \\ - \frac{\lambda}{\Delta x}(t_n - t_{n-1}) = \frac{\lambda}{\Delta x}\Delta_x^2 t. \qquad (V.13)$$

Наружный воздух фильтрует навстречу потоку теплопроводности. Воздух, перетекая из слоя $n-1$, внесет в элементарный слой n коли-

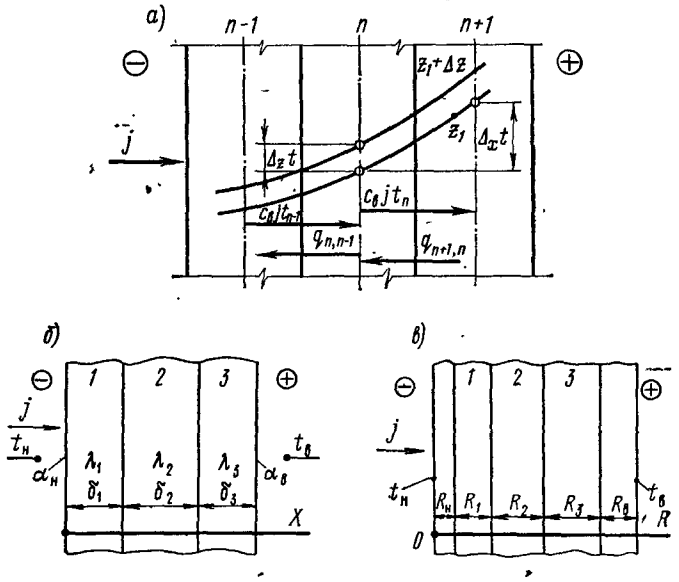


Рис. V.4 К выводу уравнения теплопроводности ограждения при фильтрации:

а — постановка задачи; *б* — ограждение в геометрическом масштабе; *в* — ограждение в масштабе термических сопротивлений с введением эквивалентных слоев

чество тепла, которое с учетом его массовой теплоемкости $c_в$, равно $c_в j t_{n-1}$. Пройдя через элементарный слой n, поток воздуха попадет в слой $n+1$, имея теплосодержание $c_в j t_n$. Разность количеств тепла, принесенного воздухом в слой n и унесенного из него, составит

$$c_в j (t_{n-1} - t_n) = c_в j \Delta_x t. \qquad (V.14)$$

За интервал времени Δz в результате теплопроводности и переноса тепла воздухом в слое будет накапливаться или рассеиваться тепло в количестве, равном

$$\Delta Q = \left(\frac{\lambda}{\Delta x}\Delta_x^2 t + c_в j \Delta_x t\right)\Delta z. \qquad (V.15)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Это тепло будет изменять температуру слоя. К концу интервала времени Δz температура слоя материала толщиной Δx с объемной теплоемкостью $c\rho$ изменится на величину $\Delta_z t$. При этом

$$c\rho\Delta x\Delta_z t = \left(\frac{\lambda}{\Delta x}\Delta_x^2 t + c_в j\Delta_x t\right)\Delta z. \qquad (V.16)$$

Уравнение (V.16) можно записать в конечных разностях, пользуясь обозначениями, принятыми в § II.1:

$$C\frac{\Delta_z t}{\Delta z} = \frac{1}{R}\Delta_x^2 t + c_в j\Delta_x t \qquad (V.17)$$

и в дифференциальной форме:

$$c\rho\frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\frac{\partial t}{\partial x}\right) + c_в j\frac{\partial t}{\partial x}. \qquad (V.18)$$

Для стационарного температурного поля уравнение (V.18) имеет вид

$$\frac{d}{dx}\left(\lambda\frac{dt}{dx}\right) + c_в j\frac{dt}{dx} = 0. \qquad (V.19)$$

Для устранения ряда трудностей математического решения дифференциальное уравнение стационарного температурного поля многослойного ограждения (рис. V.4, *б*) при фильтрации удобно записать, пользуясь масштабом термических сопротивлений (рис. V.4, *в*). Такое уравнение получим, умножив [подобно (III.1)] оба слагаемых уравнения (V.19) на λ, в виде:

$$\frac{d^2t}{dR^2} + c_в j\frac{dt}{dR} = 0. \qquad (V.20)$$

Анализ показывает, что условия тепловосприятия и теплоотдачи на поверхностях при фильтрации могут быть учтены эквивалентными слоями, как и при отсутствии воздухопроницания. Доказано [V 14], что такая замена точно соответствует условиям конвективного теплообмена. При наличии вдува или отсоса воздуха через поверхность теплопередача через пограничные слои воздуха подчиняется также уравнению (V.19). Решение этого уравнения применительно к пограничному слою воздуха как в режиме ламинарного, так и в режиме турбулентного теплообмена показало [V.12], что движение воздуха через поверхность изменяет коэффициент теплообмена. При вдуве воздуха через поверхность (например, при инфильтрации на внутренней поверхности ограждения) интенсивность теплообмена уменьшается, а при отсосе (на внутренней поверхности ограждения при эксфильтрации) увеличивается. Коэффициент конвективного теплообмена при наличии фильтрации $\alpha_ф$ может быть достаточно надежно определен по упрощенной формуле

$$\alpha_ф \approx \alpha \pm \frac{c_в j}{2}, \qquad (V.21)$$

где плюс — при отсосе и минус — при вдуве.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Наличие кроме конвективного лучистого теплообмена на поверхности может быть учтено в расчете теплопередачи при фильтрации, так же как при обычных расчетах, введением суммарного коэффициента теплообмена или применением условной температуры среды [формула (II.32)].

Решение дифференциального уравнения для стационарного температурного поля при фильтрации. Решением уравнения (V.20) является функция

$$t = C_1 + C_2 \frac{1}{c_в j} e^{c_в j R}. \qquad (V.22)$$

На поверхностях ограждения введены эквивалентные сопротивлениям теплообмена $R_в$ и $R_н$ пористые слои. Постоянные интегрирования C_1 и C_2 могут быть найдены из граничных условий: при $R = 0$ $t = t_н$; при $R = R_0$ $t = t_в$.

В результате формула для определения t в произвольном сечении R принимает следующий вид:

$$t = t_н + (t_в - t_н) \frac{e^{c_в j R} - 1}{e^{c_в j R_0} - 1}. \qquad (V.23)$$

Формулу для определения теплового потока q в произвольном сечении ограждения получим, продифференцировав уравнение (V.23):

$$q = \frac{c_в j e^{c_в j R}}{e^{c_в j R_0} - 1} (t_в - t_н). \qquad (V.24)$$

При эксфильтрации воздуха из помещения через ограждение в формулах (V.23) и (V.24) величина j берется со знаком минус.

При отсутствии фильтрации $j = 0$ уравнение (V.23) превращается в неопределенность, раскрыв которую по правилу Лопиталя:

$$\lim_{j \to 0} \frac{e^{c_в j R} - 1}{e^{c_в j R_0} - 1} = \lim \frac{d(c_в j R - 1)/dj}{d(c_в j R_0 - 1)/dj} = \frac{R}{R_0}, \qquad (V.25)$$

получим известное уравнение стационарного температурного поля

$$t = t_н + \frac{R}{R_0} (t_в - t_н). \qquad (V.26)$$

При инфильтрации, как это следует из (V.24), тепловой поток на внутренней поверхности ограждения оказывается наибольшим. По мере приближения к наружной поверхности q уменьшается. Такое явление возникает в результате рекуперации (частичного возврата) тепла на нагрев наружного воздуха, фильтрующегося через ограждение навстречу потоку тепла (часто это явление называют экономайзерным эффектом). Из уравнения (V.24) следует, что разность тепловых потоков на внутренней $q_в$ и наружной $q_н$ термических границах ограждения (с эквивалентными слоями) равна

$$q_в - q_н = c_в j (t_в - t_н). \qquad (V.27)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Влияние потока фильтрующегося воздуха на трансмиссионный перенос тепла через ограждение удобно характеризовать коэффициентом порового охлаждения ε, который равен отношению входящего в ограждение потока тепла $q_в$ при наличии фильтрации к тепловому потоку q_0 при его отсутствии:

$$\varepsilon = \frac{q_в}{q_0} = \frac{c_в j e^{c_в j R_0}}{e^{c_в j R_0} - 1} : \frac{1}{R_0} = \frac{\varkappa e^{\varkappa}}{e^{\varkappa} - 1}, \qquad (V.28)$$

где $\varkappa = c_в j R_0$ — относительный коэффициент фильтрационного теплообмена, характеризующий отношение тепловой емкости потока воздуха ($c_в j$) к коэффициенту теплопередачи ограждения ($K = 1/R_0$).

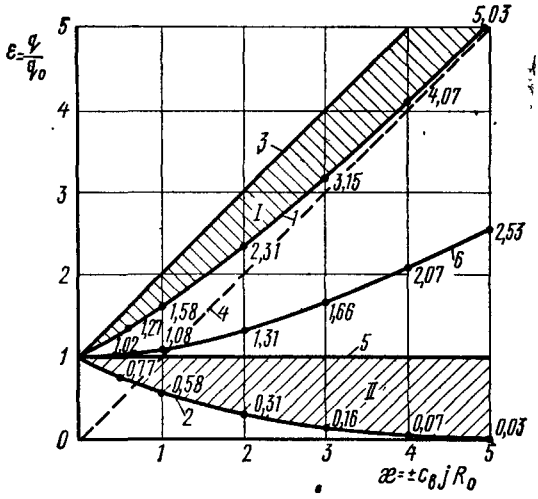


Рис. V.5. Относительные затраты тепла при различных фильтрационных режимах (коэффициенты порового охлаждения):

1 — инфильтрация через пористую стенку; *2* — эксфильтрация через пористую стенку; *3* — затраты тепла на трансмиссионные теплопотери и на нагрев приточного вентиляционного воздуха; *4* — затраты тепла на нагрев только приточного вентиляционного воздуха; *5* — трансмиссионные теплопотери; *6* — затраты тепла при сквозном проветривании помещения; *I* — уменьшение общих затрат тепла при инфильтрации; *II* — то же, при эксфильтрации

График зависимости коэффициента порового охлаждения ε от ϰ при инфильтрации и эксфильтрации приведен на рис. V.5. Из графика видно, что с увеличением инфильтрации коэффициент порового охлаждения резко возрастает и уже при значениях $\varkappa > 4$ теплопотери практически определяются только переносом тепла воздухом. При эксфильтрации при $\varkappa < -4$ трансмиссионные теплопотери за счет разности наружной и внутреиней температур практически отсутствуют. Таким образом, например, при больших расходах инфильтрации воздуха через пористое ограждение потерь тепла фактически не будет, так как трансмиссионное тепло почти целиком используется на нагрев наружного воздуха. В результате оказывается возможным использовать эффект порового нагрева для экономии тепла при вентиляции помещений. Расход тепла можно заметно сократить, если вместо обычного проветривания с подогревом наружного воздуха применять проветривание через наружное пористое ограждение.

При обычной вентиляции расход тепла будет равен сумме потерь тепла через ограждения и затрат тепла на нагрев приточного наруж-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ного воздуха. На рис. V.5 нанесена прямая линия *3*, соответствующая изменению этого расхода тепла. На графике даны относительные (к потерям тепла q_0) расходы тепла. Заштрихованная область показывает тепловой эффект порового проветривания, т. е. экономию тепла при поровом проветривании по сравнению с суммарным расходом тепла при обычном проветривании.

Сейчас уже ведутся поиски конструктивных решений вентиляции зданий, использующих экономические достоинства порового проветривания.

Представляет интерес случай сквозного проветривания помещения, когда потоки инфильтрационного и эксфильтрационного воздуха через ограждения равны. В таком случае относительное увеличение теплопотерь будет определяться средней величиной $(\varepsilon_{инф} + \varepsilon_{экс})/2$, которая медленно возрастает до $\varkappa = 1{,}5$ (см. кривую *6* на рис. V.5) и затем изменяется приблизительно пропорционально $\varkappa$.

Теплопередача через ограждение в зоне воздухопроницаемого стыка. Общая картина теплопередачи воздухопроницаемого стыка показана в виде температурного поля сечения ограждения на рис. V.6, *а*. Через щель стыка фильтрует воздух. Он нагревается, но температура воздуха на выходе из щели остается ниже температуры на внутренней поверхности ограждения τ_x около щели. Панель, прилегающую к стыку, можно рассматривать как полуограниченную пластину (см. § III.3). На торце панели происходит теплообмен с воздухом, фильтрующим через щель. Задача в такой постановке решена В. П. Титовым [V.10]. Результаты решения обработаны в безразмерном виде.

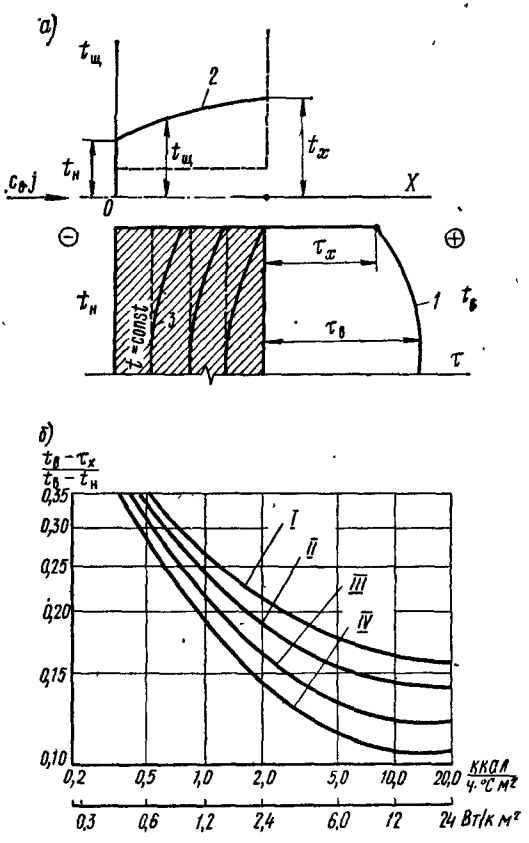


Рис. V.6. Тепловой режим воздухопроницаемого стыка (*а*) и изменение относительной избыточной минимальной температуры τ_x поверхности ограждения около стыка от $c_в j(t)$

1 — распределение температур по внутренней поверхности ограждения около стыка; *2* — изменение температуры фильтрующегося через стык воздуха, *3* — изотермы в сечении ограждения; *I* — $R_0 = 0{,}76$ м² К/Вт (0,88 м²·ч·°С/ккал); *II* — $R_0 = 0{,}86$ (1,0); *III* — $R_0 = 1{,}12$ (1,3); *IV* — $R_0 = 1{,}38$ (1,6)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

На рис. V.6, *б* показана графическая зависимость, с помощью которой можно определить минимальную температуру τ_x около воздухопроницаемой щели. Величина снижения температуры внутренней поверхности зависит от количества воздуха, фильтрующегося через стык, и от теплотехнических качеств утеплителя ограждения. При эффективных утеплителях влияние инфильтрации увеличивается, (чем меньше λ, тем ниже τ_x).

Дополнительные теплопотери от инфильтрации воздуха через стык $j_{ст}$ [на 1 м стыкового соединения в Вт/м (ккал/ч·м)] можно определить, выразив общие теплопотери через теплосодержание воздуха по формуле

$$\Delta q_{и.ст} = A_{ст} j_{ст} c_в (t_в - t_н), \qquad (V.29)$$

где $A_{ст}$ — коэффициент, учитывающий догрев наружного воздуха, проходящего через стык, за счет основных теплопотерь; $A_{ст} \approx 0{,}7$.

Обычно дополнительные теплопотери в результате инфильтрации через стыки панелей и блоков наружных ограждений малы и в об-

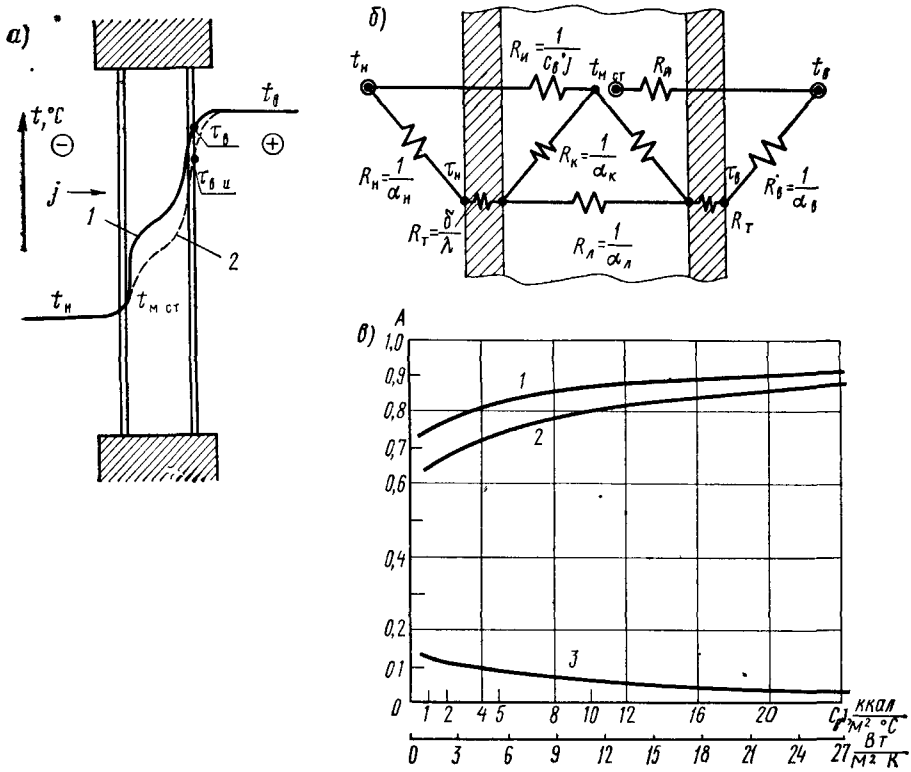


Рис. V.7. Теплопередача через воздухопроницаемое окно:

а — схема распределения температуры без инфильтрации (*1*) и при инфильтрации (*2*); *б* — схема теплообмена, *в* — значения коэффициентов $A_{ок}$ (*1*), A_j (*2*) и A_τ (*3*)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

щих теплопотерях их, как правило, не учитывают. Понижение температуры τ_x может быть значительным, поэтому задача расчета состоит в основном в определении этой температуры.

Теплопередача через окно с учетом воздухопроницания. Конструкция окна обычно допускает некоторое воздухопроницание. Через притворы и стыки стекла с переплетом воздух попадает в межстекольное пространство, где нагревается до температуры воздушной прослойки. Через неплотности внутреннего остекления воздух попадает в помещение. Увеличение теплопотерь окна при воздухопроницании происходит в результате нагрева воздуха и за счет снижения температуры внутреннего остекления (рис. V.7, *а*). Расчет этого процесса проведен на электромодели (рис. V.7, *б*), представляющей собой систему сопротивлений (см. § III.4). Каждое электрическое сопротивление воспроизводило термическое сопротивление. Влияние воздухопроницания учитывалось на модели сопротивлениями стока электричества, воспроизводящими затраты тепла на нагрев проходящего через конструкцию окна воздуха. Расчеты показали, что дополнительные теплопотери за счет воздухопроницания (в виде дополнительного потока тепла Δq, отнесенного к 1 м^2 окна) равны

$$\Delta q = \Delta q_\tau + \Delta q_j = \frac{\tau_в - \tau_{в.и}}{R_в} + c_в j\,(t_в - t'_{м.ст}), \qquad (V.30)$$

где $\tau_в - \tau_{в.и}$ — понижение температуры поверхности внутреннего стекла при инфильтрации; $t_{м.ст}$ — температура воздуха в межстекольном пространстве.

Величину Δq можно выразить через расчетную разность температур $(t_в - t_н)$, введя коэффициенты

$$A_j = \frac{t_в - t_{м.ст}}{t_в - t_н} \quad \text{и} \quad A_\tau = \frac{\tau_в - \tau_{в.и}}{R_в c_в j\,(t_в - t_н)}, \qquad (V.31)$$

показывающие доли увеличения теплопотерь от инфильтрации за счет нагрева воздуха и понижения температуры внутреннего стекла.

В результате имеем

$$\Delta q = A_\tau c_в j\,(t_в - t_н) + A_j c_в j\,(t_в - t_н) = A_{ок} c_в j\,(t_в - t_н), \qquad (V.32)$$

где $A_{ок}$ — коэффициент, показывающий долю от полных затрат тепла на нагрев воздуха, расходуемую на дополнительные потери тепла при воздухопроницании через окно.

Для лучшего уяснения физического смысла коэффициента A в формулах (V.29) и (V.32) удобно сопоставить его с коэффициентом порового охлаждения, зависимость для которого приведена на рис. V.5. Ординаты заштрихованной области теплового эффекта порового охлаждения равны доле от полных затрат тепла на нагрев воздуха, которая экономится при поровом нагреве воздуха. Эта доля сэкономленного тепла для воздухопроницаемого пористого ограждения равна $1 - A_0$, где A_0 — коэффициент для массива ограждения, соответствующий $A_{ст}$ для стыка, $A_{ок}$ — для окна.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Значения коэффициентов $A_{ок}$, A_j и A_τ для конструкций окон с двойным неспаренным остеклением приведены на рис. V.7, *в*.

Кроме рассмотренного здесь случая сквозной (поперечной) фильтрации воздуха может быть продольная фильтрация воздуха в конструкциях, в том числе в окне. Расчет теплопередачи для этого случая аналогичен задаче о вентилируемой воздушной прослойке (см. § III.12).

Пример V.1. Определить температуру внутренней поверхности и величину теплового потока при инфильтрации через наружную стену из керамзитобетонных панелей. Толщина стены $\delta = 24$ см. Сопротивление теплопередаче $R_0 = 1{,}03$ м²·К/Вт (1,2 ч·м²·°С/ккал). Интенсивность расхода воздуха $j = 5{,}0$ кг/(м²·ч). Температура внутреннего воздуха $t_в = +18°$ С и наружного $t_н = -26°$ С.

Сопротивление тепловосприятию на внутренней поверхности $R_в = 0{,}115$ м²·К/Вт (0,133 ч·м²·°С/ккал) и удельная теплоемкость воздуха $c = 1005$ Дж/(кг·К) [0,24 ккал/(кг·°С)].

Решение По формуле (V.23) определим температуру внутренней поверхности наружной стены при инфильтрации

$$\tau_в^{инф} = -26 + (18 + 26)\,\frac{e^{1005\frac{5}{3600}(1{,}03-0{,}115)} - 1}{e^{1005\frac{5}{3600}1{,}03} - 1} = 6{,}77\ °\text{C}.$$

По формуле (V.24) определяем расчетную величину теплового потока на внутренней поверхности ограждения при инфильтрации

$$q_в^{инф} = \frac{1005\,\frac{5}{3600}\,e^{1005\frac{5}{3600}1{,}03}}{e^{1005\frac{5}{3600}1{,}03} - 1}(18 + 26) = 80{,}55\ \text{Вт/м}^2.$$

Температура на внутренней поверхности при отсутствии инфильтрации по формуле (V.26)

$$\tau_в = -26 + \frac{1{,}03 - 0{,}115}{1{,}03}(18 + 26) = 11{,}38\ °\text{C}.$$

Величина теплового потока при отсутствии фильтрации

$$q_0 = \frac{t_в - t_н}{R_0} = \frac{18 + 26}{1{,}03} = 42{,}7\ \text{Вт/м}^2.$$

По формуле (V.28) определим коэффициент порового охлаждения керамзитобетонной панели:

$$\varepsilon = \frac{1005\,\frac{5}{3600}\,e^{1005\frac{5}{3600}1{,}03}}{e^{1005\frac{5}{3600}1{,}03} - 1} : \frac{1}{1{,}03} = 1{,}89.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Величину теплового потока при инфильтрации $q_в^{инф}$ удобно определить, пользуясь графиком рис. V.5 (кривая *1*). Для данного случая при $\tau = 1{,}44$; $\varepsilon = 1{,}9$ находим $q_в^{инф} = \varepsilon q_0 = 1{,}9 \cdot 42{,}7 = 81$ Вт/м², что близко к определенному по формуле (V.24).

§ V.4. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ ТЕПЛА В ПОМЕЩЕНИИ В УСЛОВИЯХ ВОЗДУХОПРОНИЦАЕМОСТИ ОГРАЖДЕНИЙ

Дополнительные затраты тепла в помещении при наличии воздухопроницаемых ограждений можно рассчитать по формуле

$$\Delta Q = \left(\sum A c_в j F + \sum A c_в j l\right)(t_в - t_н); \qquad (V.33)$$

$$\Delta Q = \Delta Q_F + \Delta Q_l, \qquad (V.34)$$

где A — коэффициенты для разных конструкций; j — удельные расходы проникающего воздуха; F — площади окон, стен и т. д., м²; l — протяженности стыков, щелей и т. п., м.

Ориентировочно можно принять значения коэффициента A для массива стен 0,5, для стыковых соединений 0,7, для двойных окон 0,8.

Дополнительные затраты тепла на нагрев наружного воздуха, поступающего через открытые проемы окон и дверей и через одинарное остекление, определяют при $A = 1{,}0$.

Наибольшая величина ΔQ в здании будет у помещений первого этажа, расположенных с наветренной стороны. Некоторое уменьшение основных теплопотерь будет у помещений в зоне эксфильтрации здания, наибольшее — у помещений верхнего этажа на заветренной стороне.

При расчете теплопотерь с учетом инфильтрации следует иметь в виду следующее. Наибольшее увеличение теплопотерь от инфильтрации имеют окна и особенно в промышленных зданиях, где притворы обычно не заклеиваются на зиму. В промышленных зданиях затраты тепла на инфильтрацию составляют 30—50% от трансмиссионных теплопотерь. Теплопотери через стыки от инфильтрации составляют до 3—5% от основных теплопотерь, через массив ограждения дополнительные потери тепла еще меньше. Однако при их теплотехническом расчете обязательно следует учитывать инфильтрацию, так как она ведет к заметному понижению температуры на внутренней поверхности ограждений.

Пример V.2. Определить дополнительные теплопотери от инфильтрации в помещенне первого этажа наветренной стороиы 10-этажного административного корпуса в Москве Окна имеют спаренные переплеты с уплотнением пенополиуритановыми прокладками. Коэффициент воздухопроницаемости $s = 0{,}39$ кг/(м²·ч·Па); сопротивление воздухопроницанию $R_н = 2{,}6$ м²·ч·Па$^{2/3}$/кг [по СНиП II-3—79 прилож. 10 $R_н = 0{,}26$ м²·ч·мм вод. ст.$^{2/3}$/кг]. Площадь оконных проемов $F_{он} = 9{,}6$ м².

Стены из керамзитобетонных панелей. Сопротивленне воздухопроннцанию панели толщнной 0,28 м $R_и = 196$ м²·ч·Па/кг [20 (м²·ч·мм вод. ст.)/кг].

Площадь наружных стен в помещении $F_0 = 17{,}4$ м². Сопротивление воздухопроннцанню стыковых соединений $R_и = 42$ м·ч·Па/кг (4,3 м·ч·мм вод. ст./кг] Общая длина стыков $l = 60$ м. Высота этажа 3 м. Климатические ус-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ловия: $t_н = -25°$; $\rho_н = 1{,}43$ кг/м³; $v_н = 4{,}9$ м/с. В главе СНиПа «Нагрузки и воздействия» $\beta_v = 0{,}4$. Расчетное направление ветра принимаем перпендикулярно фасаду, следовательно, $k_1 = 0{,}8$; $k_2 = -0{,}4$.

В помещении $t_в = 18°$ С; $\rho_в = 1{,}21$ кг/м³.

Решение. Определяем P_0

$$P_0 \cong 0{,}5\,(3 \cdot 10 - 1{,}5)\,9{,}8\,(1{,}43 - 1{,}21) + 0{,}25 \cdot 1{,}43 \cdot 4{,}9^2 \times$$
$$\times\,(0{,}8 + 0{,}4) \cdot 0{,}4 = 34{,}8 \text{ Па}.$$

По формуле (V.9)

$$\Delta P = (3 \cdot 10 - 1{,}5)\,9{,}8\,(1{,}43 - 1{,}21) + 0{,}5 \cdot 1{,}43 \cdot 4{,}9^2 \times$$
$$\times\,(0{,}8 + 0{,}4)\,0{,}4 - (34{,}8 - 0) = 34{,}8 \text{ Па}.$$

Количество воздуха, фильтрующегося через 1 м² окна, по (V.2)

$$l_{ок} = 0{,}39\,(34{,}8)^{2/3} = 4{,}16 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч)}.$$

Количество воздуха, фильтрующегося через 1 м² массива наружной стены, по (V.3)

$$l_м = 34{,}8/196 = 0{,}178 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч)}.$$

Количество воздуха, фильтрующегося через 1 м стыкового соединения,

$$l_{ст} = 34{,}8/42 = 0{,}83 \text{ кг/(м} \cdot \text{ч)}.$$

Дополнительные затраты тепла на нагрев инфильтрующегося воздуха определим из уравнения (V.33), приняв $c_в = 1005$ Дж/(кг·К);

$$\Delta Q = (1 \cdot 1005 \cdot 4{,}16 \cdot 9{,}6 + 0{,}5 \cdot 1005 \cdot 0{,}178 \cdot 17{,}4 +$$
$$+ 0{,}7 \cdot 1005 \cdot 0{,}83 \cdot 60)\,(18 + 25)/3600 = (40135{,}7 + 1556{,}3 + 35034) \times$$
$$\times\,(18 + 25)/3600 = 916{,}5 \text{ Вт},$$

где значение A для сдвоенного окна равно 1, для массива — 0,5, для стыкового соединения — 0,7.

Как видно из примера, основные затраты тепла идут на подогрев воздуха, фильтрующегося через окно (52%), меньше через стыки (47%) и совсем мало через массив стены (2%).

§ V.5. УЧЕТ ВОЗДУШНОГО РЕЖИМА ЗДАНИЯ ПРИ ВЫБОРЕ ОСНОВНЫХ СХЕМ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

При выборе основных схем систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха необходимо учитывать особенности воздушного режима здания.

Зимой инфильтрация переохлаждает нижние этажи, поэтому в многоэтажных зданиях целесообразно применять системы отопления с подачей теплоносителя снизу — вверх (с «опрокинутой» циркуляцией). Возможно позонное отопление по высоте здания. Лестничные клетки и лифтовые шахты должны отапливаться в основном внизу. Необходим интенсивный обогрев вестибюлей [V.9] с устройством теплых тамбуров и полов.

Инфильтрация в помещения с наружными ограждениями одной ориентации изменяется с направлением ветра. В связи с этим, а также действием солнечной радиации необходимо предусматривать пофасадное разделение систем отопления. Зонирование отопления по вы-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

соте и фасадам здания позволяет регулировать теплоотдачу приборов в зависимости от скорости и направления ветра, температуры наружного воздуха, интенсивности солнечной радиации. Для локализации инфильтрации через окна и ниспадающих холодных конвективных токов желательно располагать нагревательные приборы внизу помещения, под окнами и вдоль наружных ограждений.

При организации естественной вентиляции помещений следует иметь в виду, что режим вентиляции в этом случае в значительной мере определяется воздушным режимом здания. Воздух нижних этажей перетекает в помещения верхних этажей. Поэтому наряду с общим воздухообменом необходимо рассчитывать количество чистого наружного воздуха, поступающего в отдельные помещения. Обеспечение требуемого минимума поступления наружного воздуха во все помещения является основным условием этого расчета. При естественной вентиляции это условие обычно выполнить трудно. Кроме того, такая система является практически нерегулируемой. С ее помощью трудно изменять воздухообмен в отдельных помещениях при изменении $t_н$ и $v_н$ и направления ветра.

Механическую вентиляцию в зданиях желательно разделять на зоны по фасадам, по высоте здания и, конечно, по назначению помещений, что позволит осуществлять гибкое регулирование в течение года.

Может быть два подхода к выбору принципиальных схем вентиляции, учитывающих направленность инфильтрации. Можно использовать при вентиляции естественные процессы инфильтрации в нижних этажах и эксфильтрации в верхних или противодействовать им искусственной вентиляцией. В первом случае в нижней зоне здания должна превалировать вентиляционная вытяжка, а в верхней — приточная вентиляция, работающая на выдавливание. Во втором случае вентиляцию используют для выравнивания фильтрационного режима здания по высоте. В нижней зоне создают подпор приточной вентиляцией, а в верхней обеспечивают интенсивную вентиляционную вытяжку. В обоих случаях необходимо заботиться о предупреждении перетекания воздуха из «загрязненных» помещений в чистые. Анализ режима вентиляции в связи с воздушным режимом здания необходим не только для зимнего периода, но также для переходного и летнего времени года.

В промышленных зданиях воздушный (аэрационный) режим определяет распределение воздуха по помещениям и давление в них. От него в большой мере зависит режим работы воздушных завес у ворот, местных отсосов, особенно с естественным побуждением, и других вентиляционных устройств. В лабораторных, больничных и других подобных зданиях расчет воздушного режима должен установить прежде всего возможные пути движения воздуха в здании, а вентиляция должна предупредить перетекание загрязненного воздуха между смежными помещениями различного назначения.

Необходимый для данного здания воздушно-тепловой режим должен обеспечиваться наряду с разумной организацией отопления и вентиляции определенными конструктивными мерами и объемно-планировочными решениями.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Должна быть достаточная герметизация не только наружных ограждений, но и внутренних ограждений и проемов в них. Необходимо устройство шлюзов, изолирующих здание от наружного воздуха и разделяющих его по высоте, незадымляемых лестничных клеток, изолированных от основного здания и сообщающихся по всей высоте с наружным воздухом. Необходимо учитывать дополнительные противопожарные меры и специальные требования незадымления путей эвакуации в здании.

Сложная задача определения оптимальной совокупности различных отопительно-вентиляционных и конструктивно-планировочных решений может быть решена методом сопоставления вариантов с помощью ЭВМ.

§ V.6. ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ ДЛЯ РАСЧЕТА ВОЗДУШНОГО РЕЖИМА ЗДАНИЙ

Из определения воздушного режима здания ясно, что помещения в здании нельзя рассматривать изолированно друг от друга. Многоэтажное здание представляет собой единую гидравлическую систему, по отдельным элементам которой происходит перетекание воздуха. Изменение метеорологических условий (температуры, скорости ветра), режима работы вентиляционной системы и прочее приводит к перераспределению потоков воздуха в здании, меняет количественную и качественную картину воздухообмена.

Выбор рациональных схем и расчет систем отопления, вентиляции и кондиционирования может быть проведен только с учетом анализа воздушного режима здания.

Целью расчета воздушного режима является определение фактических воздухообменов, расходов воздуха в вентиляционных системах и элементах внутренних и наружных ограждений. Задача сводится к решению системы уравнений при заданных давлениях у источников и стоков воздуха. Совместно рассматриваются уравнения проводимости воздуха для каждого элемента

$$l_i = \varepsilon S (\,|\,\Delta P\,|\,)^{1/n} \qquad \text{(V 35)}$$

и воздушного баланса для каждого помещения

$$\sum l_i = 0, \qquad \text{(V 36)}$$

где $\varepsilon = \pm 1$ учитывает направление потока в данном элементе.

Число уравнений в системе при расчете потокораспределения в схеме воздухообмена здания, имеющей i элементов и k помещений, составляет 2^{i-k}. При разветвленных схемах в многоэтажных зданиях приходится иметь дело с решением системы из 200 уравнений и более. Решение без применения счетно-вычислительных машин становится практически невозможным.

Для расчета воздушного режима зданий могут быть использованы аналоговые счетно-решающие устройства, основанные на методах электрической и гидравлической аналогии. Однако применение их

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ограничено малым числом элементов и узким диапазоном их характеристик. Наиболее полно и быстро расчет может быть выполнен с помощью электронных цифровых вычислительных машин.

Расчет воздушного режима относится к задачам нелинейного программирования, численные методы решения которых до сих пор весьма ограничены. Первые работы по расчету воздушного режима зданий на ЭВМ выполнены В. Е. Константиновой [V.3], применившей для этого метод контурных расходов, разработанный В. Я Хасилевым [V.14]. Программа позволяла производить расчет воздухообмена для схем с ограниченным числом элементов (100—150), что привело к необходимости эквивалентирования элементов расчетной схемы и некоторой погрешности в результатах. В МИСИ им. В. В. Куйбышева применяется способ, основанный на решении системы нелинейных уравнений n-мерным методом Ньютона. Первое приближение при этом находится рекуррентным методом, разработанным ранее [V.5]. Хорошая сходимость, отсутствие необходимости эквивалентирования элементов, сравнительная простота—отличительные черты этого способа расчета. Блок-программа расчета показана на рис. V.8.

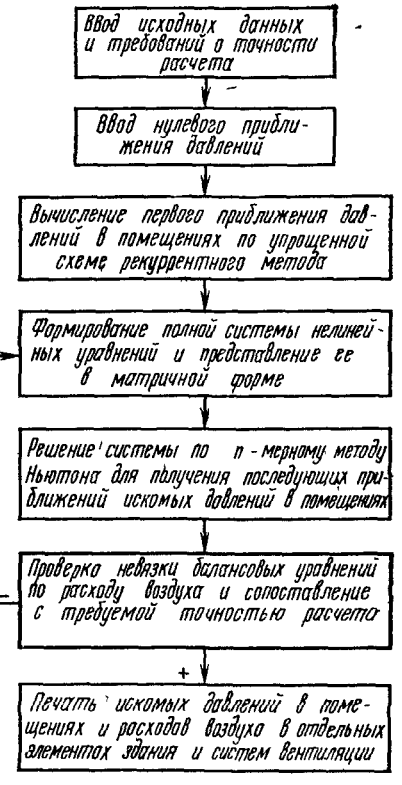


Рис. V.8. Блок-схема программы расчета воздушного режима здания

Циклический алгоритм обеспечивает повторение вычислений по одним и тем же математическим зависимостям при различных исходных данных, которые получаются с помощью итерационных формул, обеспечивающих увязку расходов по помещениям, лестничной клетке без вмешательства расчетчика. Возможность быстрого проведения большого объема вычислений с помощью ЭВМ позволяет ставить и решать задачу по всей ее полноте, не прибегая ко многим упрощениям и допущениям, снижающим точность расчета.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА VI

ЗИМНИЙ ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЯ

В холодный период года ограждения защищают помещение от низких наружных температур и ветра, а система отопления поддерживает в нем определенную температуру.

Постоянство температурной обстановки в помещении должно быть выдержано при наличии холодных поверхностей наружных ограждений и нагретых поверхностей приборов системы отопления. Холодные и нагретые поверхности вызывают конвективные воздушные потоки и являются источниками «положительного» и «отрицательного» излучения, которые тем интенсивнее, чем больше разности температур. Температура наружного воздуха непрерывно изменяется. Следом за ней изменяются температуры поверхностей в помещении. Наибольшие разности температур будут наблюдаться в самые суровые периоды зимы. Если наружные ограждения и система отопления обеспечат удовлетворительные условия в помещении в этот отрезок времени, то они смогут поддержать необходимые условия и в течение всей зимы.

Интенсивные токи холодного воздуха, потеря тепла излучением или, наоборот, чрезмерное количество излучаемого тепла создают у людей, находящихся в помещении, ощущение неприятного переохлаждения или перегрева. Такая обстановка в помещении может привести к простудным и другим заболеваниям.

Решая задачу отопления помещения, необходимо рассчитать ограждения и обогревающие устройства так, чтобы они обеспечивали требуемые тепловые условия в обслуживаемой (рабочей) зоне в течение всего отопительного периода.

§ VI.1. ОБЕСПЕЧЕННОСТЬ РАСЧЕТНЫХ УСЛОВИЙ

Тепловые условия должны соответствовать функциональному назначению помещения и предъявляемым к нему санитарно-гигиеническим требованиям. Для большинства жилых и общественных зданий эти условия выбираются приблизительно на одном уровне.

В промышленных зданиях можно также выделить несколько групп помещений приблизительно с одинаковыми условиями. Кроме санитарно-гигиенических и технологических требований, определяющих необходимый уровень внутренних условий, важными во многих случаях являются требования, определяющие надежность поддержания заданных вчутренних условий, т. е. требования к их обеспеченности.

Одни здания, такие, как больницы, родильные дома, детские ясли, а также цехи со строгим технологическим режимом, требуют высокой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

степени обеспеченности расчетных условий. Заданные условия в них должны выдерживаться при любых возможных в районе строительства погодных условиях. В зданиях общего назначения (жилые дома, общежития, залы музеев и т. д.) возможны небольшие кратковременные отклонения от расчетных условий. В зданиях второстепенного назначения, периодически функционирующих, с кратковременным пребыванием людей (торговые помещения, залы ожидания для пассажиров и др.) степень обеспеченности расчетных внутренних условий может быть более низкой.

В зависимости от назначения здания, особенностей технологического процесса проектировщика могут интересовать различные показатели отклонения условий в помещении от расчетных, которыми могут быть: а) показатель числа случаев (сколько раз) отклонений условий от расчетных в общем ряду суток, сезонов, лет, принятых по тем или иным причинам к рассмотрению; б) показатель общей продолжительности отклонений от заданных условий за расчетный период (часы, сутки); в) показатель, характеризующий наиболее невыгодное разовое отклонение (наибольшую продолжительность и наибольшую величину разового отклонения какого-либо расчетного параметра).

Для того чтобы выполнить определенные требования обеспеченности заданных внутренних условий, необходимо правильно выбрать теплозащитные качества ограждений, тепловую мощность системы отопления и др. Выбор должен быть основан на расчете, результаты которого зависят от расчетных наружных условий. Таким образом, обеспечение заданных внутренних условий определяется выбором расчетных параметров наружного климата. Действительно, если проводить расчет, приняв наиболее суровые наружные условия, возможные в данном районе, то теплозащита ограждений и тепловая мощность системы обеспечат устойчивое выдерживание заданных условий, конечно, при надежной работе системы регулирования. Если принять в расчет условия более мягкой зимы, то в помещении в отдельные моменты будут наблюдаться отклонения от расчетных условий. Причем эти отклонения будут тем чаще и с тем большей продолжительностью, чем менее суровые наружные условия приняты в расчет. Таким образом, есть возможность учесть требование обеспеченности заданных внутренних условий при выборе параметров наружного климата, необходимых для расчета теплозащиты ограждений и тепловой мощности отопления.

При выборе расчетных наружных параметров в качестве прогноза на следующие годы принимают данные наблюдений за климатом предшествующего периода. Точность выбора расчетных значений зависит от числа зим, принятых к рассмотрению.

Наиболее холодный период каждой зимы называют «случаем». Для выбора параметров, отвечающих определенной вероятности их появления, принимают к рассмотрению весь ряд случаев предшествующих лет. Обеспеченность условий определяют коэффициентом обеспеченности $K_{об}$, величина которого показывает долю общего числа случаев, не допускающих отклонение от расчетных условий.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Параметры климата для каждого случая связаны с определенной продолжительностью, поэтому с помощью коэффициента обеспеченности можно характеризовать также выдерживание во времени расчетных условий. Сопоставление расчетных условий с параметрами климата максимальной обеспеченности позволяет выяснить величину и продолжительность наибольшего разового отклонения возможных условий от расчетных.

В результате, проведя обработку данных метеорологических наблюдений с учетом заданного коэффициента обеспеченности, можно получить все показатели возможных отклонений от заданных условий в помещении (число отклонений, их общая продолжительность и характеристики наибольшего разового отклонения).

Влияние наружного климата на тепловой режим ограждений и помещений является комплексным. Оно определяется совместным действием нескольких метеорологических параметров, которые метеорологами наблюдаются раздельно. При расчете теплопередачи через ограждения их действие необходимо учитывать совместно. Для зимы такими параметрами климата являются температура наружного воздуха $t_н$ и скорость ветра $v_н$. В некоторых расчетах дополнительно к ним должны учитываться относительная влажность $\varphi_н$ и теплосодержание $J_н$ наружного воздуха, а также солнечная радиация, направление ветра, осадки и пр.

Некоторые из этих параметров связаны между собой и изменение одного из них обычно сопровождается определенным изменением другого. Например, похолодание для большинства континентальных районов связано обычно с понижением скорости ветра. В то же время во Владивостоке, на полуострове Мангышлак и в некоторых других приморских районах похолодание зимой чаще связано с усилением ветра. Но так или иначе между этими параметрами (изменениями $t_н$ и $v_н$) для разных районов существует определенная связь. События, для которых изменение одного ($t_н$) обычно связано с определенным изменением другого ($v_н$), называются *зависимыми*. В то же время есть характеристики, между которыми такой зависимости не существует или она проявляется слабо. События, изменение одного из которых практически не связано с изменением другого, называют *независимыми*.

При определении расчетных наружных условий с учетом заданного коэффициента обеспеченности обработка климатических данных осложняется необходимостью получения расчетных сочетаний климата.

Для зимних условий задача в основном сводится к определению расчетного сочетания зависимых событий $t_н$ и $v_н$ с учетом заданного коэффициента обеспеченности $K_{об}$. Отыскание обеспеченности двух зависимых событий является сложной задачей. Однако ее можно значительно упростить, если прибегнуть к решению, основанному на одной из теорем теории вероятности. Этой теоремой устанавливается, что обеспеченность появления двух зависимых событий равна произведению обеспеченности появления одного из событий на условную обеспеченность появления другого события при условии осуществле-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ния первого события. Применительно к нашему случаю это означает, что обеспеченность $K_{об}$ ($t_н$, $v_н$) появления одновременно определенной температуры и определенной скорости ветра равна

$$K_{об}(t_н, v_н) = K_{об}(t_н) \cdot K_{об}(v_н/t_н), \qquad (VI.1)$$

где $K_{об}(t_н)$ — обеспеченность появления заданной температуры наружного воздуха; $K_{об}$ ($v_н/t_н$) — условная обеспеченность появления скорости ветра $v_н$ при заданной температуре $t_н$.

Запись (VI.1) теоремы можно упростить, если принять во внимание очевидное ее следствие. Если условную обеспеченность появления второго события $K_{об}$ ($v_н/t_н$) принять равной единице, то обеспеченность двух событий $K_{об}$ ($v_н$, $t_н$) будет равна обеспеченности первого $K_{об}$ ($t_н$), т. е.

$$K_{об}(t_н, v_н) = K_{об}(t_н) \text{ при } K_{об}(v_н/t_н) \approx 1. \qquad (VI.2)$$

Для обработки климатических данных удобно пользоваться этим следствием теоремы. Расчетное изменение температуры наружного воздуха должно соответствовать заданному коэффициенту обеспеченности $K_{об}$ ($t_н$) $= K_{об}$ ($t_н$, $v_н$), а расчетное значение $v_н$ нужно принять, исходя из наиболее невыгодного сочетания параметров (наибольшие значения $v_н$ при разных $t_н$), т. е. сочетания, отвечающего условию $K_{об}$ ($v_н/t_н$) = 1,0.

Для независимых событий принципиальная последовательность решения остается той же. Разница состоит в том, что для них соответствующая теорема формулируется несколько иначе. Обеспеченность появления двух независимых событий (например, некоторых значений температуры и солнечной радиации) $K_{об}(t_н, q)$ равна произведению обеспеченностей появления температуры $K_{об}$ ($t_н$) и радиации $K_{об}(q)$, т. е.

$$K_{об}(t_н, q) = K_{об}(t_н) \cdot K_{об}(q). \qquad (VI.3)$$

Следствием этой теоремы является, например, такая запись

$$K_{об}(t_н, q) = K_{об}(t_н), \qquad (VI.4)$$

которая справедлива при $K_{об}$ (q) = 1,0.

При обработке климатических данных можно принимать в качестве расчетной максимальную радиацию, соответствующую $K_{об}$ (q) = 1,0, а расчетную температуру определять при заданном значении коэффициента обеспеченности.

В табл. VI.1 приведены величины коэффициента обеспеченности $K_{об}$ для зданий и помещений с различными эксплуатационными режимами в расчетных зимних условиях для принятого ряда случаев при обработке климатических данных.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VI.1

Коэффициент обеспеченности расчетных условий для холодного периода года

Характеристика основных помещений	Уровень требований	Коэффициент обеспеченности $K_{об.п}$
Особо высокие требования к санитарно-гигиеническим условиям	Повышенный(П)	~1,0
Круглосуточное пребывание людей или постоянный технологический режим	Высокий (В)	0,9
Ограниченное во времени пребывание людей	Средний (С)	0,7
Кратковременное пребывание людей	Низкий (Н)	0,5

Примечание. Значения $K_{об}$ получены на основе сопоставления с действующими в настоящее время рекомендациями

§ VI.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАРУЖНОГО КЛИМАТА

При выборе расчетных наружных параметров зимнего климата нужно исходить из следующих предпосылок.

Расчетные параметры климата должны быть общими для расчета всех составляющих теплового режима помещения (теплозащита ограждений, теплопотери и др.), так как они отражают единый процесс теплопередачи через ограждения. Расчетные значения и сочетания параметров должны определяться с учетом коэффициента обеспеченности. Данные о расчетных климатических условиях должны учитывать необходимость анализа нестационарного процесса теплопередачи, так как в расчетные наиболее холодные периоды зимы происходит быстрое изменение наружной температуры, в то время как ограждения обладают теплоинерционностью.

Основным показателем климата холодного периода является изменение температуры $t_н$. В видимой хаотичности значений температуры наружного воздуха можно обнаружить определенные закономерности изменения [IV.8; VI.7]. Это прежде всего годовые и суточные колебания температуры.

Зимы в разных районах и в отдельные годы заметно отличаются степенью суровости. Однако в определенный период года есть довольно устойчивая закономерность в постоянном понижении температуры по мере приближения к наиболее холодным условиям, которые во многих местностях часто приходятся на конец января. В это время четко обозначается период резкого похолодания, для которого показательно резкое понижение и последующее выравнивание температуры. Учитывая такую закономерность, кривые расчетного изменения температур строят относительно суток с наиболее низкой за зиму температурой. Для построения желательно максимально полно использовать все данные наблюдений и в то же время получить температурные кривые обобщенной формы, подчеркивающие типичные закономерности изменения.

Периоды наиболее резкого за зиму похолодания в ряду многолетних наблюдений являются теми случаями, которые принимают для анализа.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для получения обобщенной температурной кривой расчетного периода обрабатывают данные наблюдений методами математической статистики. Для этого берут результаты зимних наблюдений возможно большего числа предшествующих лет. Обычно удается получить данные наблюдений за последние > 10 лет. В каждую зиму выбирается один период наиболее резкого похолодания. Сутки этого периода обозначаются условным номером. День с минимальной температурой считают за нуль, предшествующие ему обозначают номерами —1, —2, —3 и т. д., последующие — соответственно +1, +2, +3 и т. д. Для каждого номера дня берут значения среднесуточных температур, которые располагают в убывающий по величине ряд. Первая цифра в каждом ряду для отдельных условных суток соответствует наинизшей температуре, которая наблюдалась за все годы. Обеспеченность появления такой температуры в эти условные сутки максимальная, она равна отношению числа зим минус один ко всему числу рассматриваемых зим. Появление температуры, соответствующей второй цифре в этом ряду, имеет меньшую обеспеченность (меньший $K_{об}$), равную отношению числа зим минус два ко всему числу зим, и т. д. Каждой температуре в этом ряду соответствует определенная обеспеченность ее появления. Убывающий ряд строится также для минимальных значений температур в сутки с условным номером

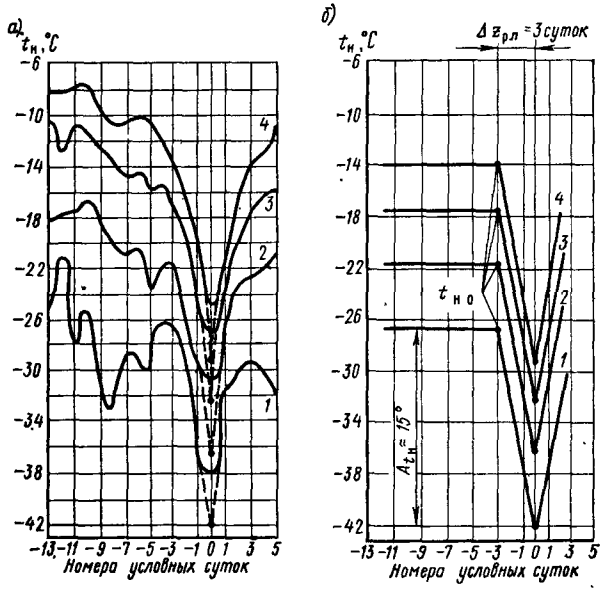


Рис. VI.1. Расчетные зимние наружные температуры:

а — кривые изменения среднесуточных температур в период резкого похолодания при коэффициентах обеспеченности 0,98 (*1*), 0,90 (*2*), 0,70 (*3*); 0,50 (*4*). Пунктиром отмечен ход температуры в наиболее холодные сутки — понижение до минимальной температуры; *б* — расчетные кривые изменения температуры в период резкого похолодания для Москвы при тех же коэффициентах обеспеченности

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нуль. Убывающими рядами температур можно воспользоваться для построения кривых изменения температуры в период резкого похолодания, соответствующих различным коэффициентам обеспеченности. Для построения каждой такой кривой нужно использовать значения температуры условных суток, соответствующих определенному коэффициенту обеспеченности. Расчетные кривые изменения температуры в период резкого похолодания для разных $K_{об}$, построенные для Москвы по данным наблюдений за 50-летний период, приведены на рис. VI.1, *а*.

Анализ расчетных кривых для Москвы и для других пунктов показал, что их очертания во всех случаях близки между собой. В период резкого похолодания кривая изменения температуры похожа на треугольную. До этого периода температуры изменяются сравнительно медленно.

Расчетные кривые для разных географических пунктов и для разных коэффициентов обеспеченности в связи с такой формой могут быть определены тремя характеристиками: температурой начала периода резкого похолодания $t_{н0}$, отклонением температуры в этот период от $t_{н0}$ до минимальной $t_{н.мин}$, т. е. $A_{t_н} = t_{н0} - t_{н\ мин}$ и продолжительностью периода резкого похолодания $\Delta z_{р.п}$ (время понижения температуры от $t_{н0}$ до $t_{н.мин}$). Эти показатели для Москвы при разных $K_{об}$ приведены в табл. VI.2.

Таблица VI.2

Расчетные параметры климата холодного периода года для Москвы при разных коэффициентах обеспеченности

Коэффициент обеспеченности $K_{об}$	Расчетные характеристики климата			
	$t_{н0}$, °С	$A_{tн}$, °С	$\Delta z_{р.п}$, сут	$v_н$, м/с
0,98	—26,4	15,8	3	2,6
0,9	—21,5	14,9	3	3,0
0,7	—17,2	14,9	3	3,4
0,5	—13,9	15,8	3	3,8

Данные для Москвы характерны тем, что $\Delta z_{р.п}$ и $A_{t_н}$ практически не зависят от коэффициента обеспеченности и могут быть приняты постоянными — $\Delta z_{р\ п} = 3$ сут, $A_{t_н} = 15°$ С (рис. VI.1, *б*).

Аналогичная обработка данных для Иркутска показала, что $\Delta z_{р.п} = 5$ сут Увеличение $\Delta z_{р.п}$ можно объяснить особенностями климата центральной Сибири (по сравнению с Москвой), для которой характерны зимой условия устойчивого антициклона.

Для получения расчетных скоростей ветра при условии (VI 2) необходимо получить зависимость $v_н$ от $t_н$, соответствующую $K_{об}(v_н/t_н) = 1$. Эта зависимость наиболее невыгодных сочетаний $t_н$ и $v_н$ определяет наибольшие скорости, которые наблюдались при различных температурах. На рис. VI.2 показана такая зависимость

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

для Москвы [V.9]. На графике проведена прямая линия, которая достаточно хорошо отражает общую закономерность. Уравнение этой прямой имеет вид

$$v_н = 5 + 0{,}143\,(t_н + 26) = 8{,}72 + 0{,}143 t_н. \qquad \text{(VI.5)}$$

В этой формуле скорости ветра приняты по измерениям по высоте 25 м от поверхности земли. В пределах города, как показывают измерения, скорость ветра начиная с 2,0 м от поверхности земли возрастает с высотой практически по линейному закону. В частности, для Москвы на каждый 1 м высоты скорость увеличивается в среднем на 0,03 м/с. Численные значения $v_н$ в Москве на высоте 2,0 м от земли, определенные для средней температуры периода резкого похолодания для разных коэффициентов обеспеченности, приведены в табл. VI.2. Эти значения скоростей нужно принимать за расчетные.

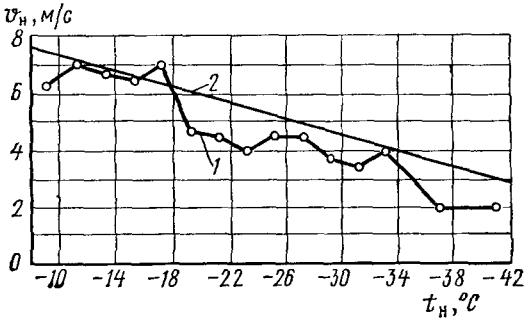


Рис VI.2. Зависимость скорости ветра от наружных температур:

1 — наибольшие осредненные значения скорости ветра при разных температурах, полученные для наиболее суровых периодов зимы, *2* — зависимость расчетной скорости ветра от температуры при значении условной обеспеченности $K_{об}(v_н/t_н)=1$

При медленном понижении температуры, до начала периода резкого похолодания, распределение температуры в ограждении в каждый момент времени практически соответствует стационарному (рис. VI.3). В период резкого похолодания нельзя пренебрегать нестационарностью режима теплопередачи, так как в этот период в каждый момент времени распределение температуры заметно отличается от стационарного. Изменение температуры на внутренней поверхности ограждения $\tau_в$ будет заметно отставать от изменений $t_н$. Понижение $\tau_в$ за период резкого похолодания на $A_{\tau_в}$ меньше величины, определенной для стационарного режима. Для распределения температур при стационарной теплопередаче отношение между амплитудами

$$A_{\tau_в}/A_{t_н} = R_в/R_0. \qquad \text{(VI.6)}$$

Это отношение в условиях нестационарной теплопередачи периода резкого похолодания для ограждения определенной тепловой инерции запишем в виде

$$A_{\tau_в}/\psi A_{t_н} = R_в/R_0, \qquad \text{(VI.7)}$$

где ψ — коэффициент теплоинерционности ограждения, учитывающий нестационарность теплопередачи.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

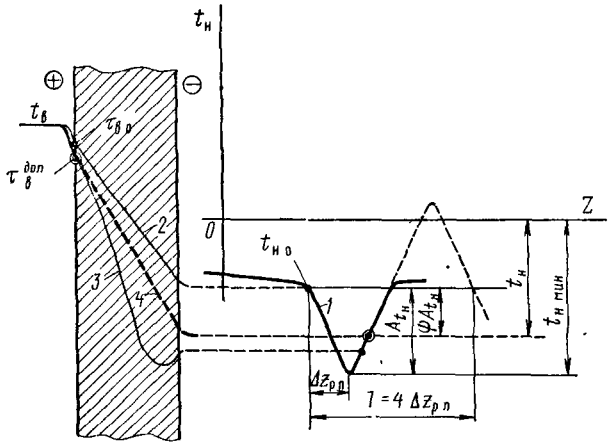


Рис. VI.3. Распределение температуры в сечении ограждения при расчетном изменении температуры:

1 — расчетная кривая изменения температуры наружного воздуха; *2* — распределение температуры в толще стены перед началом периода резкого похолодания (стационарное состояние); *3* — распределение температуры в стене в момент времени, соответствующий минимальной температуре на внутренней поверхности ограждения (в нестационарном режиме теплопередачи); *4* — расчетное распределение температуры в стене в стационарных условиях, когда температура на внутренней поверхности равна минимальному значению в соответствии с кривой *3*

Коэффициент $\psi < 1$. Он показывает, какую долю от $A_{t_н}$ нужно принять в расчет, чтобы, пользуясь формулой (VI.6) стационарной передачи, получить значение $A_{\tau_в}$, которое будет соответствовать фактическому в условиях нестационарного процесса теплопередачи через ограждение, обладающее определенной теплоустойчивостью.

Расчетная наружная температура $t_н$ с учетом теплоустойчивости ограждения и коэффициента ψ может быть определена в виде

$$t_н = t_{н0} + \psi A_{t_н}. \qquad (VI.8)$$

Зависимость расчетной наружной температуры $t_н$ от тепловой массивности ограждения $D = RS$ и коэффициента обеспеченности $K_{об}$ для условий Москвы приведена на рис. VI.4.

Коэффициент теплоинерционности ограждения, как это следует из формулы (VI.7), можно определить по формуле

$$\psi = R_0/(R_в \nu), \qquad (VI.9)$$

где $\nu = A_{t_н}/A_{\tau_в}$ — показатель сквозного затухания в ограждении разового отклонения $A_{t_н}$ при изменении температуры по расчетной кривой периода резкого похолодания.

Продолжительность периода резкого похолодания достаточно большая, поэтому затухание температурных изменений в ограждении оказывается близким к полученным по формуле (VI.6). Значения показателя тепловой массивности D, определенные для условного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

периода T, равного $4\Delta z_{р.п}$ (см. рис. VI.3), оказываются меньше 2,5, поэтому для определения ν можно воспользоваться формулой (IV.126).

В действующих нормах приняты три значения расчетной наружной температуры для каждого географического пункта: абсолютно минимальная температура холодных суток t_1 и температура холодной пятидневки t_5. Две последние температуры определены как средние за восемь наиболее суровых зим последних пятидесяти лет.

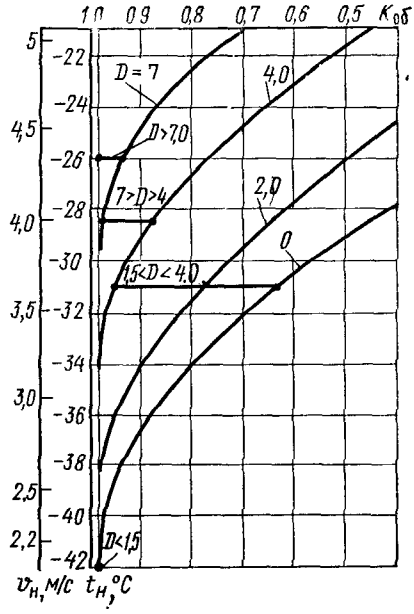


Рис. VI.4. Зависимость расчетной наружной температуры $t_н$ и скорости ветра $v_н$ для отдельного ограждения от его тепловой массивности D при разных коэффициентах обеспеченности. (На графике горизонтальными линиями отмечены наружные температуры, принятые в СНиПе).

Выбор расчетной температуры по нормам зависит от степени тепловой инерции ограждения. В качестве показателя тепловой инерции принята величина D ограждения, рассчитанная для колебаний с периодом $T = 24$ ч. Расчетные наружные температуры принимаются в зависимости от D в соответствии с данными:

D	$<1,5$	1,5—4,0	4—7	$>7,0$
$t_н$	$t_{мин}$	t_1	$\frac{t_1+t_5}{2}$	t_5

На рис. VI.4 показано сопоставление этих данных со значениями $t_н$, определенными при разных $K_{об}$ и D по формуле (VI.8) и табл. VI.2.

Расчетная скорость ветра по СНиПу принимается равной средней за январь с учетом повторяемости ветра на местности по основным направлениям с поправкой на высоту здания.

§ VI.3. ЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА НАРУЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ

Ограждения здания должны обладать требуемыми теплозащитными свойствами и быть в достаточной степени воздухо- и влагонепроницаемыми.

Теплозащитные свойства наружных ограждений определяются двумя показателями: величиной сопротивления теплопередаче R_0

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

и теплоустойчивостью, которую оценивают по величине характеристики тепловой инерции ограждения D. Величина R_0 определяет сопротивление ограждения передаче тепла в стационарных условиях, а теплоустойчивость характеризует сопротивляемость ограждения передаче изменяющихся во времени периодических тепловых воздействий.

В зимних условиях теплозащитные свойства ограждений принято характеризовать в основном величиной R_0, а в летних — также их теплоустойчивостью. Это объясняется тем, что для зимы характерны устойчивые температуры вне здания и постоянные внутренние температуры, которые обеспечивает система отопления. Летом характерны периодические суточные изменения наружной температуры и солнечной радиации, внутри здания температура обычно не регулируется.

Наиболее важным является определение расчетного сопротивления теплопередаче R_0 основной части (глади) конструкции ограждения, с которого обычно и начинают теплотехнический расчет ограждения. Необходимым является условие, при котором R_0 должно быть равно или больше минимально допустимого по санитарно-гигиеническим соображениям (требуемого) сопротивления $R_{0\,тр}$, теплопередаче:

$$R_0 \geqslant R_{0\,тр}. \qquad (VI.10)$$

Однако этого условия недостаточно, так как при определении R_0 должны учитываться также технико-экономические показатели. Если оказывается, что экономически оптимальное сопротивление $R_{0\,опт}$ теплопередаче ограждения больше $R_{0.тр}$

$$R_{0\,опт} > R_{0\,тр}, \qquad (VI.11)$$

то расчетное сопротивление должно определяться по условию

$$R_0 \approx R_{0\,опт}. \qquad (VI.12)$$

В этом случае сопротивление R_0 больше минимально допустимого и целесообразнее в экономическом отношении.

После определения R_0 глади ограждения необходимо проверить теплозащитные свойства элементов конструкции (стыки, углы, включения). Необходимым и достаточным условием этого расчета является отсутствие выпадения конденсата на внутренней поверхности конструкции.

Для расчета теплопотерь и тепловых условий в помещении часто кроме R_0 необходимо рассчитывать приведенное сопротивление $R_{0\,пр}$ теплопередаче ограждения.

Для зданий, расположенных в южных районах, дополнительно проверяют теплоустойчивость ограждений в расчетных летних условиях. Недостаточную теплоустойчивость ограждения для зимнего периода учитывают увеличением его сопротивления теплопередаче при расчете $R_{0\,тр}$.

Для заполнения оконных и дверных проемов теплозащитные свойства регламентируются только сопротивлением теплопередаче кон-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

струкции, которое должно быть не ниже установленного СНиПом. Допустимая воздухопроницаемость окон, дверей, стыков конструкций, стен и перекрытий здания определяется нормируемым сопротивлением $R_{н.тр}$ воздухопроницанию, расходом воздуха, дополнительными затратами тепла, понижением температуры поверхности конструкции при инфильтрации.

Влагозащитные свойства ограждения должны исключать переувлажнение материалов атмосферной влагой и за счет диффузии водяных паров из помещения. Процессы передачи тепла, фильтрации и переноса влаги взаимосвязаны, и одно явление оказывает влияние на другое, поэтому определение сопротивлений тепло-, воздухо- и влагопередаче должно проводиться, как общий расчет защитных свойств наружных ограждений здания.

§ VI.4. МИНИМАЛЬНО ДОПУСТИМОЕ ТРЕБУЕМОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ ОГРАЖДЕНИЯ

Санитарно-гигиенические требования ограничивают понижение температуры $\tau_в$ на внутренней поверхности ограждений допустимой температурой $\tau_в^{доп}$. Температура $\tau_в^{доп}$ должна быть такой, чтобы человек, находясь около ограждений, не испытывал интенсивного радиационного охлаждения (должно удовлетворяться второе условие комфортности, см. гл. I). Кроме того, на ограждениях недопустима конденсация, поэтому $\tau_в^{доп}$ должна быть выше температуры точки росы $t_{т.р}$ воздуха в помещении.

Формулу для определения минимально допустимого требуемого сопротивления теплопередаче $R_{0\ тр}$ можно вывести, приняв за основу стационарные условия и записав выражение (III.4) относительно R_0 в виде

$$R_0 = R_в \frac{t_в - t_н}{t_в - \tau_в}. \qquad \text{(VI.13)}$$

В формулу (VI.13) необходимо подставить регламентированные величины характеристик, чтобы получить $R_{0\ тр}$.

В нормах даны значения температуры $t_в$ помещений различного назначения и расчетные (нормируемые) перепады температур $t_в - \tau_в^{доп} = \Delta t^н$ (табл. VI.3).

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности ограждений $R_в$ в нормах принято равным 0,115 м²·К/Вт [(0,133 ккал/(м²·ч××град)]. Исключение составляют оребренные поверхности, для которых дана специальная таблица значений $R_в$.

Формула (VI.13) написана, как было сказано, в предположении, что в расчетных условиях температурный режим ограждения является стационарным и поэтому за расчетную должна быть принята условная температура $t_н$. Вопрос выбора $t_н$ рассмотрен в § VI.2. В формулу (VI.13) необходимо подставить значения $t_н$ по формуле (VI.8) или по рекомендации норм (табл. VI.3).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Нормируемые перепады температур $\Delta t^н$, тепловые потоки $q^н$, Вт/м² [ккал/(м²·ч)], и допустимые температуры $\tau_в^{доп}$

Характеристика помещения	Нормируемые и допустимые величины для								
	стены			потолка			пола		
	$\Delta t^н$	$q^н$	$\tau_в^{доп}$	$\Delta t^н$	$q^н$	$\tau_в^{доп}$	$\Delta t^н$	$q^н$	$\tau_в^{доп}$
Повышенные санитарно-гигиенические требования, круглосуточное и длительное пребывание людей ($t_п \sim 20°C$)	6	52,3 (45)	14	4	34,9 (30)	16	2	17,4 (15)	18
Ограниченное во времени и кратковременное пребывание людей ($t_п \sim 16°C$)	7	61,6 (53)	9	5,5	47,7 (41)	10,5	2,5	(22) (19)	13,5

Для отдельных ограждений расчетная разность температур $t_в - t_н$ уточняется введением поправочного коэффициента n, значения которого приведены в СНиПе Коэффициент n учитывает фактическое уменьшение расчетной разностн температур для ограждений, которые отделяют отапливаемые помещения от неотапливаемых и непосредственно не омываются наружным воздухом. Для точного расчета нужно составить тепловой баланс неотапливаемого помещения и определить его температуру.

Формула $R_{0\,тр}$ с учетом регламентаций величин, входящих в (VI.13), должна быть записана в виде

$$R_{0\,тр} \geqslant R_в \frac{(t_в - t_н)\,n}{\Delta t^н}. \qquad \text{(VI 14)}$$

В этой формуле отношение $\Delta t^н/R_в$ удобно заменить равным ему потоком тепла через ограждение

$$q^н = \Delta t^н/R_в \qquad \text{(VI 15)}$$

и записать $R_{0\,тр}$ в виде

$$R_{0тр} = \frac{(t_в - t_н)\,n}{q^н}. \qquad \text{(VI.16)}$$

Значения $q^н$ приведены в табл VI.3.

Теплообмен внутри помещения, особенно при лучистом или воздушном отоплении, оказывается довольно сложным. В этом случае правильнее заранее не задавать величину $R_в$ (ее определяют специальным расчетом, см гл. I) и рассчитывать не $R_{0\,тр}$, а $R'_{0\,тр} = R_{0\,тр} - R_в$ Величина $R'_{0\,тр}$ есть требуемое сопротивление теплопередаче от внутренней поверхности ограждения к наружному

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

воздуху. В $R'_{0\,тр}$ исключен теплообмен на поверхности в помещении; при его определении расчет ведется относительно внутренней поверхности ограждения, минимально допустимая температура которой определена величиной $\tau_в^{доп}$. Формула для определения $R'_{0тр}$ в этих условиях имеет вид

$$R'_{0\,тр} = \frac{\left(\tau_в^{доп} - t_н\right) n}{q^н}. \qquad \text{(VI.17)}$$

В табл. VI.3 значения $\tau_в^{доп}$ определены по формуле $\tau_в^{доп} = t_в - \Delta t^н$

Пример VI.1. Определить требуемую толщину слоя утеплителя и общее сопротивление теплопередаче R_0 для трехслойной стеновой панели выбранной конструкции.

Район постройки — Москва Конструкция панели: наружный фактурный слой $\delta = 0{,}025$ м из бетона: $\rho = 2400$ кг/м³, $\lambda = 1{,}454$ Вт/(м·К), $S = 14{,}54$ Вт/(м²·К), слой утеплителя — пенобетон: $\rho = 600$ кг/м³, $\lambda = 0{,}174$ Вт/(м·К), $S = 2{,}51$ Вт/(м²·К), внутренний отделочный слой $\delta = 0{,}015$ м из того же бетона, что и наружный. Внутренняя температура помещения $t_в = 18°$ С.

Решение. Для Москвы по СНиПу определяем $t_5 = -26°$, $t_1 = -31°$ С.

Для наружных стен жилых зданий по СНиПу находим $n = 1$, $R_в = 0{,}115$ м²·К/Вт; $\Delta t^н = 6°$ С.

Предположим, что стена имеет среднюю массивность, тогда в качестве наружной температуры принимаем в соответствии с данными на с. 291.

$$t_н = \frac{(-26) - 31}{1} = -28{,}5\ °C.$$

Подставляя принятые значения в (VI.14), получим

$$R_{о.тр} = \frac{[18 - (-28{,}5)]\,1}{6}\,0{,}115 = 0{,}891\ м^2 \cdot К/Вт.$$

Сопротивление теплопередаче слоя утеплителя

$$R_{ут} = R_{о\text{-}тр} - R_в - R_{вн.ф} - R_{н.ф} - R_н =$$

$$= 0{,}891 - 0{,}115 - \frac{0{,}015}{1{,}454} - \frac{0{,}025}{1{,}454} - 0{,}043 = 0{,}7058\ м^2 \cdot К/Вт.$$

Тепловая инерция стены в этом случае равна

$$D = \Sigma RS = \Sigma \frac{\delta}{\lambda} S = \frac{0{,}015}{1{,}454}\,14{,}54 + 0{,}7058 \cdot 2{,}51 + \frac{0{,}025}{1{,}454}\,14{,}54 = 2{,}17 < 4.$$

Ограждение легкой массивности, следовательно, при определении $R_{0\,тр}$ в качестве расчетной наружной температуры надо принять $t_1 = 31°$ С:

$$R_{о.тр} = \frac{[18 - (-31)]\,1}{6}\,0{,}115 = 0{,}939\ м^2 \cdot К/Вт.$$

Толщина слоя утеплителя должна быть

$$\delta = \left(0{,}939 - 0{,}115 - \frac{0{,}015}{1{,}454} - \frac{0{,}025}{1{,}454} - 0{,}043\right) 0{,}174 = 0{,}131\ м.$$

Принимаем толщину утеплителя, округляя значение δ до 0,135 м. Расчетное сопротивление теплопередаче равно

$$R_0 = 0{,}115 + \frac{0{,}015}{1{,}454} + \frac{0{,}135}{0{,}174} + \frac{0{,}025}{1{,}454} + 0{,}043 = 0{,}961 > 0{,}939\ м^2 \cdot К/Вт.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ VI.5. ОПТИМАЛЬНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ ОГРАЖДЕНИЯ

В настоящее время в строительстве широко распространены дешевые и эффективные теплоизоляционные материалы Применяя их, часто оказывается выгоднее делать ограждение более утепленным, чем это необходимо по санитарно-гигиеническим требованиям. Экономически оптимальное сопротивление теплопередаче ограждения оказывается больше требуемого $R_{0\ тр}$ (VI.11), и конструкцию следует выбирать по условию (VI.12). Определение $R_{0\ опт}$ является сложной технико-экономической задачей [VI.2], которая, однако, может быть решена аналитически с учетом некоторых упрощающих предпосылок.

Экономической характеристикой, определящей рациональность конструктивного решения, является величина приведенных затрат A, руб/м^2:

$$A = K + ЭT, \tag{VI.18}$$

где K — капитальные затраты на ограждение и сопряженные с ним системы отопления и охлаждения помещения, зависящие от сопротивления теплопередаче ограждения, руб/м^2; $Э$ — эксплуатационные расходы, которые складываются в основном из стоимости теряемого через ограждение тепла (холода) и затрат на восстановление и капитальный ремонт ограждения и сопряженных систем, руб/м^2 в год; T — нормативиый срок окупаемости дополнительных капитальных вложений, равный 8,33 годам.

Наиболее целесообразной в экономическом отношении будет такая теплозащита ограждения, для которой приведенные затраты будут минимальными.

Оптимальное сопротивление $R_{0\ опт}$ соответствует минимуму функции A и может быть найдено в общем случае из уравнения

$$\frac{\partial A}{\partial R_0} = 0. \tag{VI.19}$$

Рассмотрим сначала простейший случай. Если пренебречь сравнительно небольшими изменениями затрат на сопряженные системы и при определении K ограничиться рассмотрением только ограждения, то можно принять

$$K = K_к + \delta_{из} S_{из}, \tag{VI.20}$$

где $K_к$ — стоимость конструкции ограждения без теплоизоляционного слоя ($K_к$ практически не зависит от толщины теплоизоляции); $\delta_{из}$ — толщина теплоизоляции, м; $S_{из}$ — стоимость изоляции в конструкции ограждения, руб/м^3.

Примем эксплуатационные затраты $Э$ равными стоимости тепла $Q_т$, теряемого за год через 1 м^2 ограждения:

$$Э = Q_т S_т = \frac{(t_в - t_{о.п})\, n_{о.п}}{R_к + \delta_{из}/\lambda_{из}}\, S_т, \tag{VI.21}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $S_т$ — стоимость теряемого через ограждение тепла, руб/Дж (руб/ккал); $R_к$ — термическое сопротивление ограждения без слоя теплоизоляции м²·ч·К/Вт (м²·ч·°С/ккал); $t_{о.п}$ и $n_{о.п}$ — температура и продолжительность отопительного периода, °С и ч/год. Обозначим

$$M = (t_в - t_{о.п})\, n_{о.п}.$$

Тогда приведенные затраты A составят

$$A = K_к + \delta_{из} S_{из} + \frac{MS_т T}{R_к + \delta_{из}/\lambda_{из}}. \qquad \text{(VI.22)}$$

В соответствии с (VI.19) и исходя из уравнения (VI.22), имеем

$$\frac{\partial A}{\partial \delta_{из}} = S_{из} - \frac{MS_т T}{\lambda_{из}(R_к + \delta_{из}/\lambda_{из})^2} = 0. \qquad \text{(VI 23)}$$

Из последнего уравнения при оптимальной толщине изоляции $\delta_{из.\,опт}$ определим $R_{0\,опт}$:

$$R_{0\,опт} = R_к + \frac{\delta_{из.опт}}{\lambda_{из}} = \sqrt{\frac{MS_т T}{\lambda_{из} S_{из}}}. \qquad \text{(VI.24)}$$

Если учесть изменение затрат на систему отопления и отчисления на амортизацию и текущий ремонт, то

$$R_{0\,опт} = \sqrt{\frac{(t_в - t_н)\, S_{с.о}\,(1 + C_{с.о} T) + (t_в - t_{о.п})\, n_{о.п} \cdot 24 T S_т}{\lambda_{из} S_{из}\,(1 + C_{огр}\, T)}}, \qquad \text{(VI.25)}$$

где $S_{с.о}$ — изменение затрат на систему отопления, руб., при изменении ее тепловой мощности на 1 Вт (1 ккал/ч); $C_{с.о}$, $C_{огр}$ — ежегодные отчисления на амортизацию и текущий ремонт от капитальных затрат на систему отопления и ограждение, 1/год.

Последовательность рассмотрения задачи остается такой же и при наличии в здании системы летнего охлаждения или круглогодичного кондиционирования. В расчете должны быть учтены затраты на системы кондиционирования, а также стоимость холода, который расходуется летом на ассимиляцию тепла, поступающего через ограждение. С учетом некоторых упрощающих предпосылок формула $R_{0.опт}$ при круглогодичном обеспечении си-

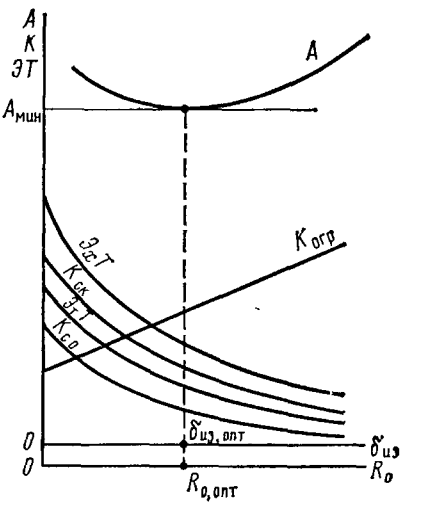


Рис. VI.5. Графическое изображение к методике определения $R_{0,\,опт}$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

стемами заданного микроклимата в помещениях жилых и общественных зданий может быть записана в виде

$$R_{0\,\text{опт}} = \left[\frac{(t_в - t_н) S_{с.о} (1 + C_{с.о} T) + (t_{усл.о} - t_{в.л}) S_{е.к} (1 + C_{с.к} T) + (t_в - t_{о.п}) n_{о.п} T S_т + (t_{усл.охл} - t_{в.л}) n_{охл} T S_х}{\lambda_{нз} S_{из} (1 + C_{огр} T)}\right]^{1/2}, \quad \text{(VI.26)}$$

где характеристики с индексом «с. к.» относятся к системе летнего кондиционирования; $t_{усл.\,о}$ — расчетная наружная температура для летнего периода (средняя условная температура расчетных суток, см. гл. VIII); $t_{в.л}$ — температура в помещении летом; $t_{усл.\,охл}$ и $n_{охл}$ — средняя условная температура и продолжительность охладительного периода (период работы системы охлаждения помещения); $S_х$ — стоимость холода руб/Дж (руб/ккал).

Графическое изображение решения $R_{0\,опт}$ приведено на рис. VI.5. На графике показаны изменения составляющих приведенных затрат в зависимости от $\delta_{из}$ и $R_{о}$.

Пример VI.2. Определить оптимальное сопротивленне теплопередаче для стеиовой панели, рассмотренной в примере VI.1. Для Москвы по СНиПу $t_{о.п} = -3{,}7°$ С, $n_{о.п} = 212$ сут.

Решение. Принимаем стоимость теплоизоляции из ячеистого бетона $S_{нз} = 21{,}5$ руб/м³ и стоимость тепла при снабжении здания от ТЭЦ $S_т = 0{,}48 \times 10^{-9}$ руб/Дж. Тогда по (VI.24)

$$R_{0\,опт} = \sqrt{\frac{|18 - (-3{,}7)|\,212 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 0{,}48 \cdot 10^{-9} \cdot 8{,}33}{0{,}174 \cdot 21{,}5}} = 0{,}65 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Если воспользоваться формулой (VI.25), приняв $S_{с.о} = 3{,}34 \cdot 10^{-6}$ руб/Дж, $C_{с.о} = C_{огр} = 0{,}043$, то

$$R_{0\,опт} = \sqrt{\frac{|18 - (-31)|\,3{,}345 \cdot 10^{-6} \cdot 3600\,(1 + 0{,}043 \cdot 8{,}33) + |18 - (-3{,}7)|\,212 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 6 \cdot 0{,}48 \cdot 10^{-9}}{0{,}174 \cdot 21{,}5\,(1 + 0{,}043 \cdot 8{,}33)}} =$$

$$= 0{,}74 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

§ VI.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАИБОЛЬШИХ ПОТЕРЬ ТЕПЛА ПОМЕЩЕНИЕМ

Наибольшие потери тепла помещением определяют установочную мощность системы отопления. В общем виде потребность в дополнительном тепле от системы отопления $Q_{от}$ возникает при положительном значении величины теплового баланса

$$Q_{от} = Q_{огр} + Q_и - Q_{тех} - Q_{с.р}, \quad \text{(VI.27)}$$

где $Q_{огр}$ — теплопотери помещением за счет теплопередачи через наружные ограждения; $Q_и$ — расход тепла на нагрев инфильтрующегося наружного воздуха; $Q_{тех}$ — внутренние (технологические

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

и бытовые) тепловыделения, $Q_{с.р}$ — теплопоступления за счет солнечной радиации.

Потери тепла через отдельные ограждения определяют по формуле

$$Q_i = \frac{1}{R_{0\,пр}} (t_в - t_н)\, nF\eta, \qquad (VI.28)$$

где $R_{0\,пр}$ — приведенное сопротивление теплопередаче ограждения, определяемое с учетом рекомендаций § III.10; n — коэффициент, уменьшающий расчетную разность температур $(t_в - t_н)$; F — площадь ограждения; η — коэффициент, учитывающий дополнительные теплопотери через ограждение.

Величина расчетных теплопотерь через отдельные ограждения будет соответствовать коэффициенту обеспеченности $K_{об}$, с учетом которого выбрано значение $t_н$ в формуле (VI.28).

Наружные ограждения в помещении имеют различную теплоустойчивость. Через ограждение с малой теплоустойчивостью (окна, легкие конструкции) теплопотери при похолодании будут резко возрастать, практически следуя во времени за изменением температуры наружного воздуха. Через теплоустойчивые ограждения потери тепла при похолодании возрастут немного и во времени эти изменения будут значительно отставать от наружной температуры. Максимальные потери тепла помещением в расчетных условиях не будут равны сумме потерь через отдельные ограждения. Сложение необходимо провести с учетом сдвига во времени теплопотерь через отдельные ограждения.

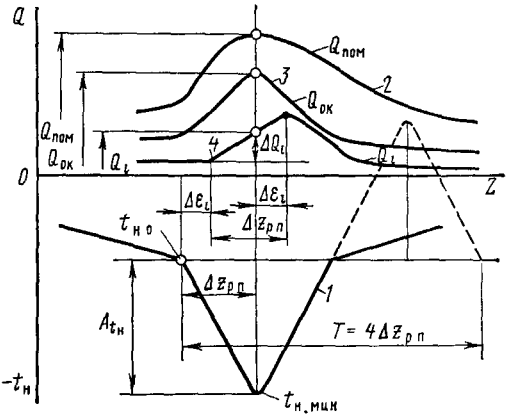


Рис. VI.6. Определение наибольших теплопотерь помещением в период резкого похолодания:

1 — изменение наружной температуры; *2* — теплопотери помещением, которые складываются из теплопотерь через окна (*3*), стены и перекрытия (*4*)

В период резкого похолодания, как показывают расчеты и наблюдения [VI.1], теплопотери через окна составляют до 80% от общих потерь. Основываясь на этих данных, можно также считать, что наибольшие потери тепла помещением $Q_{пом}$ (рис. VI.6) совпадают во времени с наибольшими теплопотерями через окна. Окна практически не обладают тепловой инерцией, поэтому момент времени и величина наибольших теплопотерь через них практически совпадают во времени и по величине с минимальной наружной температурой.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Величину $Q_{пом}$ в связи с этим удобно определить в виде

$$Q_{пом} = Q_{ок} + \sum Q_i, \qquad (VI.29)$$

где $Q_{ок}$ — наибольшие теплопотери через окна (безынерционные ограждения), определяемые по формуле (VI.28) при $t_н = t_{но} - A_{t_н}$; $\sum Q_i$ — сумма теплопотерь через прочие теплопередающие ограждения помещения в момент наибольших теплопотерь через окна.

Величина Q_i для теплоустойчивого ограждения равна

$$Q_i = Q_{i\,0} + \Delta Q_i, \qquad (VI.30)$$

где $Q_{i\,0}$ — теплопотери в начале периода резкого похолодания при $t_н = t_{н\,0}$ по формуле (VI.28); ΔQ_i — дополнительные теплопотери, соответствующие наружной температуре в момент наибольших теплопотерь через окна.

Разница $\Delta\varepsilon_i$ между временем наступления максимума теплопотерь через теплоустойчивые ограждения и временем минимума наружной температуры с учетом формулы (IV.125) равна

$$\Delta\varepsilon_i = 4\Delta z_{р.п}(0{,}113D_i - 0{,}017), \qquad (VI.31)$$

где D_i — характеристика тепловой массивности, рассчитанная по формуле (IV.92) для периода $T = 4\Delta z_{р.п}$.

Теплопотери Q_i изменяются практически линейно, следуя за изменением наружной температуры, поэтому величина ΔQ_i может быть определена как

$$\Delta Q_i = \frac{1}{R_{о.пр\,i}} \psi_i A_{t_н} n_i F_i \frac{\Delta z_{р.п} - \Delta\varepsilon_i}{\Delta z_{р.п}}. \qquad (VI.32)$$

При расчете теплопотерь через конструкцию пола по грунту учитывая большую тепловую массивность грунта, величиной $\Delta Q_{пл}$ можно пренебречь.

При определении установочной тепловой мощности системы отопления по СНиПу теплопотери через отдельные ограждения расчитывают при $t_н = t_5$. Из предыдущего рассмотрения теплового режима ограждения в период резкого похолодания видно, что определенная по рекомендациям норм потеря тепла за счет теплопередачи может заметно отличаться от максимальных (для принятого $K_{об}$) значений.

Необходимое количество тепла на нагрев инфильтрующегося в помещение наружного воздуха определяется по формуле

$$Q_и = L_и c \rho_н (t_в - t_н) A, \qquad (VI.33)$$

где $L_и$ — часовой объем инфильтрующегося наружного воздуха; c — массовая теплоемкость воздуха; $\rho_н$ — плотность наружного воздуха; A — коэффициент, учитывающий влияние встречного теплового потока (экономайзерный эффект).

В случае отсутствия компенсации вытяжного воздуха подогретым приточным воздухом часовой расход инфильтрующегося наружного воздуха определяется нормируемым по санитарно-гигиеническим условиям воздухообменом.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для наиболее точного расчета величины $Q_и$ количество инфильтрующегося воздуха $L_и$ необходимо рассчитывать с учетом фактического воздухообмена в здании (см. § V.5 и V.6).

Внутренние теплопоступления складываются из поступлений тепла от электропотребляющих источников, приборов для приготовления пищи, системы горячего водоснабжения, людей. Существующими нормами (применительно к жилым зданиям) теплопоступления оцениваются величиной порядка 20,9 Вт (18 ккал/ч) на 1 м² площади помещения. Однако в расчете отопительной нагрузки следует учитывать, что часть этого тепла расходуется на некоторый догрев воздуха помещения от допустимой (расчетной для системы отопления) температуры до оптимальной, а также на неизбежный перегрев уходящего вентиляционного воздуха.

В настоящее время при определении расчетной отопительной нагрузки нормы не учитывают теплопоступления за счет солнечной радиации. Однако на тепловой баланс помещений, а следовательно, и на режим работы отопления они оказывают существенное влияние, что особенно важно при определении текущей отопительной нагрузки, выборе схем и режима регулирования системы отопления. Расчет величины теплопоступлений за счет солнечной радиации можно проверить по методике, описанной в гл. VIII.

Точный учет возможных теплопоступлений в помещения является дополнительным резервом для уменьшения тепловой нагрузки системы отопления и экономии тепла. Способы определения расчетных теплопотерь и соответствующие расчетные приемы подробно рассматриваются в курсе «Отопление».

Пример VI.3. Определить наибольшие теплопотери через наружные ограждения жилой комнаты, если потери тепла происходят через наружную стену ($F_{н.с} = 5{,}4$ м²), конструкция стены принята по примеру VI.1, и окно ($F_{ок} = 2{,}4$ м²) двойное с деревянными раздельными переплетами с $K_{ок} = 2{,}675$ Вт/(м²·К) [2,3 ккал/(м²·ч·°С)]. Здание расположено в Москве. Комната ориентирована на север.

Решение. По табл. VI.1 для жилых домов в зимний период $K_{об} = 0{,}7$. По табл. VI.2 для Москвы при $K_{об} = 0{,}7$, $t_{н\,0} = -17{,}2°$; $A_{t_н} = 14{,}6°$; $\Delta z_{р.п} = 3$ сут; $v_н = 4{,}5$ м/с.

Для окна при $\Psi = 1$ по формуле (VI.8)

$$t_н = (-17{,}2) + 1\,(-14{,}9) = -32{,}1\ °\text{C}.$$

Наибольшие теплопотери через окна по формуле (VI.37)

$$Q_{ок} = 2{,}675\,[18 - (-32{,}1)]\,1 \cdot 2{,}4 \cdot 1{,}15 = 369{,}89\ \text{Вт},$$

где $\eta = 1{,}15$ с учетом скорости ветра и ориентации помещения на север.

Теплопотери через стену, соответствующие началу периода резкого похолодания ($t_н = t_{н\,0} = -17{,}2°$), равны

$$Q_{н.с.о} = \frac{1}{0{,}961}\,[18 - (17{,}2)[\,1 \cdot 5{,}4 \cdot 1{,}15 = 227{,}46\ \text{Вт}.$$

Массивность стены при $T = 4\Delta z_{р.п} = 4 \cdot 3 = 12$ сут $= 288$ ч с учетом формул (IV.90) и (IV.94) равна

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$D = \sum R_i S_i = \sum R \sqrt{\frac{2\pi\lambda c\gamma}{4\Delta z_{\text{р.п}}}}.$$

По СНиПу, для бетона $\rho = 2400$ кг/м³ и пенобетона $\rho = 600$ кг/м³, теплоемкость $c = 837{,}36$ Дж/(кг·К),

$$D = \frac{0{,}025}{1{,}454}\sqrt{\frac{2\ 3{,}14\cdot 1{,}454\cdot 837{,}36\cdot 2400}{288\cdot 3600}} + \frac{0{,}135}{0{,}174}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{2\ 3{,}14\ \ 0{,}174\ \ 837{,}36\ \ 600}{288\cdot 3600}} + \frac{0{,}015}{1{,}454}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{2\cdot 3{,}14\cdot 1{,}454\cdot 837{,}36\cdot 2400}{288\cdot 3600}} = 0{,}681.$$

Коэффициент теплоинерционности стены Ψ по формуле (VI 7) равен $\Psi = R_0/(R_в\nu) = 1$, так как коэффициент сквозного затухании ν при $D < 2{,}5$ по формуле (IV.126) равен $\nu \approx \nu_{мин} = R_0/R_в$.

Наибольшее возрастание теплопотерь через наружную стену за период резкого похолодания по формуле (VI 32) составит

$$\Delta Q'_{нс} = \frac{1}{0{,}961}\ 14{,}9\cdot 1{\cdot}5{,}4\cdot 1{,}15 = 96{,}28\ \text{Вт}.$$

Запаздывание $\Delta\varepsilon$ по формуле (VI.31) равно

$$\Delta\varepsilon = 288\,(0{,}113\cdot 0{,}681 - 0{,}017) = 17{,}3\ \text{ч}.$$

Дополнительные теплопотери через стену в момент максимума теплопотерь по формуле (VI.32)

$$\Delta Q_{нс} = 96{,}28\,\frac{72 - 17{,}3}{72} = 73{,}19.$$

Наибольшие теплопотери помещения по формуле (VI.29) равны

$$Q_{пом} = 369{,}88 + 227{,}46 + 73{,}19 = 670{,}54\ \text{Вт}.$$

Эта величина соответствует принятому в расчете коэффициенту обеспеченности $K_{об} = 0{,}7$.

§ VI.7. ОБОГРЕВ ПОМЕЩЕНИЯ

Отопительный прибор передает тепло от теплоносителя системы отопления обогреваемому помещению. Его конструкция, способ установки и присоединения к системе отопления должны всесторонне оцениваться по теплотехническим, экономическим, техническим и эстетическим показателям. Для этого определяют количество затрачиваемого на обогрев помещения тепла, оптимальные формы прибора, доли отдаваемого им конвективного и лучистого тепла и оценивают степень оптимальности микроклимата, создаваемого нагревательным прибором.

Использование прибора той или иной конструкции и его установка в различных местах помещения не должны приводить к заметному перерасходу тепла. Показателем, оценивающим эти свойства, явля-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ется отопительный эффект прибора [I.13]. Он показывает отношение количества отдаваемого прибором тепла для создания в помещении заданных тепловых условий к расчетным потерям тепла.

Считается, что наилучшим отопительным эффектом обладают панельно-лучистые приборы, установленные в верхней зоне помещения или встроенные в конструкцию потолка. По данным отдельных авторов [I.13], у таких приборов отопительный эффект равен 0,9—0,95, т. е. теплоотдача потолочных панелей-излучателей может быть даже несколько ниже расчетных теплопотерь помещения, без ухудшения комфортности внутренних условий. У нагретой поверхности пола отопительный эффект равен $\sim$ 1,0

Наиболее распространенные приборы-радиаторы обычно устанавливают в нишах или около поверхности наружной стены. Поверхность за радиатором перегревается, и тепло бесполезно теряется через эту часть наружной стены Отопительный эффект радиаторов оценивают [I.13] величиной 1,04—1,06. Лучше радиатора оказываются конвекторы, располагаемые вдоль наружной стены Отопительный эффект, например, плинтусного конвектора равен 1,03 Подоконная панель, встроенная в конструкцию наружной стены, имеет заметные бесполезные потери тепла и ее отопительный эффект равен 1,1

Комфортность тепловой обстановки в помещении зависит не только от количества поступающего тепла, но и от места установки нагревательного прибора в помещении, а также его геометрии. Нагревательные приборы, компенсируя теплопотери, должны также выполнять роль локализаторов источников холода в помещении Поэтому нагретая поверхность прибора и струя теплого воздуха над ним должны предупредить радиационное переохлаждение и попадание холодных токов воздуха в обслуживаемую зону помещения.

Идеальным в этом отношении является решение, когда все наружные ограждения равномерно обогреваются и в помещении отсутствуют охлажденные поверхности.

Хорошие тепловые условия в помещении создают приборы, расположенные под окнами вдоль наружной стены. В этом случае обслуживаемая зона и особенно область у пола помещения, которая особенно подвержена переохлаждению ниспадающими токами воздуха, защищается в тепловом отношении наиболее эффективно

В детских яслях и садах желательно устраивать обогреваемый пол или применять плинтусные приборы, равномерно обогревающие по периметру всю нижнюю зону помещения. Специальные теплые дорожки делаются в помещении бассейнов Обогрев пола желателен в вестибюлях и переходах. В промышленных цехах необходим специальный подогрев холодных перекрытий и фонарей, который должен предупредить образование «падающих» в рабочую зону токов холодного воздуха. В верхней зоне помещения располагают приборы-излучатели, которые подвешивают в виде лент на некотором расстоянии от потолка Излучением тепла они равномерно обогревают рабочую зону Конвективная составляющая их теплоотдачи нагревает воздух и компенсирует теплопотери перекрытия, предупреждая образование холодных токов воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

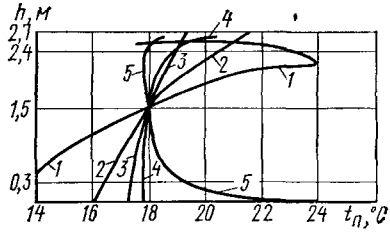


Рис. VI 7. Распределение температуры воздуха по высоте помещения при различных видах отопления:

1 — печном, *2* — воздушном, *3* — радиаторном, *4* — потолочной отопительной панелью; *5* — напольной отопительной панелью

В помещениях небольшой глубины, когда расстояние от наружных стен до противоположной внутренней стены невелико, приборы можно располагать у внутренних стен. Система отопления в этом случае оказывается компактной. Оценка эффективности обогрева помещения при различных нагревательных приборах может быть приближенно дана по распределению температуры по высоте помещения (рис. VI.7). Образование тепловой подушки у потолка и перегрев верхней зоны помещения увеличивают потери тепла. Наилучшим является обогрев при равномерном распределении температуры по высоте.

§ VI.8. ЛОКАЛИЗАЦИЯ ХОЛОДНЫХ ТОКОВ ВОЗДУХА

Для защиты помещения со светопрозрачными ограждающими конструкциями (окна, витрины) от ниспадающих холодных токов воздуха наряду с восходящими динамическими струями от систем кондиционирования воздуха и приточной вентиляции могут использоваться также отопительные приборы. Около отопительного прибора образуется восходящий ток воздуха. Он поднимается вверх, навстречу холодному потоку от окна. На некоторой высоте над прибором эти струи воздуха смешиваются и продолжают движение от поверхности в помещение (рис. VI.8). Задача о взаимодействии восходящей и ниспадающей струй на вертикальной поверхности рассмотрена в § 1.11. Для использования приведенных там формул нужно определить кинематический импульс E_0 и избыточное теплосодержание Q_0 восходящего потока воздуха у верхней границы нагревательного прибора. Эти характеристики определяют начальные параметры восходящей теплой струи, которые необходимы для расчета по формуле (I 96) высоты встречи струй $h_{вст}$ и определения по (I.97) направления движения смешанной струи.

Отопительный прибор (рис. VI.8) имеет вертикальную поверхность, условная площадь которой равна произведению периметра P, проекции прибора в плане, на

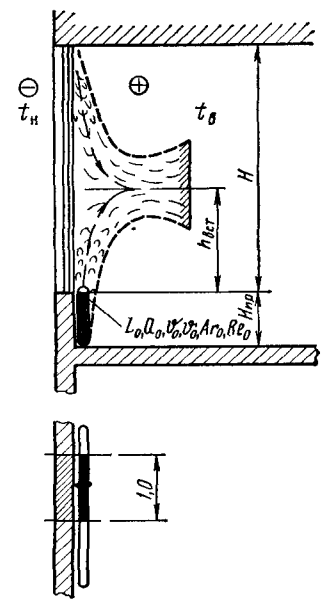


Рис. VI.8. Локализация отопительным прибором холодных ниспадающих потоков воздуха от окна

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

высоту $h_{н.п}$ прибора. Естественный ток воздуха около поверхности подчиняется уравнениям (I.102) и (I.105). Тепловой поток $q_к$ от поверхности к воздуху равен отношению конвективной составляющей $Q_{н.п.к}$ теплоотдачи нагревательного прибора к площади поверхности теплоотдачи $Ph_{н.п}$:

$$q_к = Q_{н.п.к}/(Ph_{н.п}). \qquad \text{(VI.34)}$$

Прибор имеет обычно две вертикальные параллельные наружной стене поверхности. В пределах 1 м ширины наружной стены кинематический импульс струи над прибором по формуле (I.102) равен

$$E_0 = 2\,(0{,}7 \cdot 10^{-5})^{2/3} q_к^{2/3} h_{н.п}^{5/3} = 0{,}366 \cdot 10^{-3}\,(Q_{н.п.к}/P)^{2/3} h_{н.п} \quad \text{(VI.35)}$$

$$E_0 = 2\,(0{,}0294)^{2/3} q_к^{2/3} h_{н.п}^{5/3} = 0{,}191\,(Q_{н.п.к}/P)^{2/3} h_{н.п}.$$

Расход теплого воздуха L_0 над прибором по формуле (I.95) равен

$$L_0 = 2 \cdot 0{,}72 \cdot 10^{-2} q_к^{1/3} h_{н.к}^{4/3} = 1{,}44 \cdot 10^{-2}\,(Q_{н.п.к}/P)^{1/3} h_{н.п}^{4/3}; \quad \text{(VI.36)}$$

$$L_0 = 2 \cdot 0{,}116 q_к^{1/3} h_{н.п}^{4/3} = 0{,}232\,(Q_{н.п.к}/P)^{1/3} h_{н.п}^{4/3}.$$

Ширина этих двух струй теплого воздуха над прибором равна по формуле (I.92) $0{,}28h_{н.п}$, поэтому средняя скорость v_0 теплого воздуха в этом сечении

$$v_0 = L_0/(0{,}28h_{н.п}). \qquad \text{(VI.37)}$$

Начальное избыточное теплосодержание воздуха в струе Q_0 равно конвективной теплоотдаче прибора

$$Q_0 = Q_{н.п.к}. \qquad \text{(VI.38)}$$

Средняя избыточная температура ϑ_0 воздуха в струе над прибором

$$\vartheta_0 = Q_0/(c\rho L_0). \qquad \text{(VI.39)}$$

Задача расчета состоит обычно в определении высоты $h_{вст}$ встречи струй, направления движения и температуры смешанной струи.

В случае больших остекленных поверхностей отопительный прибор должен быть рассчитан на локализацию ниспадающих холодных токов. Наилучшим прибором для решения этой задачи является конвектор в кожухе. Изменяя подачу тепла и высоту кожуха, можно обеспечить нужные условия. Расчет теплового и гидравлического режимов конвектора может проводиться по методике расчета вентилируемой прослойки, которая рассмотрена в § III.12.

Для конвекторов с кожухом типа «Комфорт» значения v_0 и ϑ_0 могут быть определены по графикам рис. VI.9, для радиаторов и стальных панелей — по графикам рис. VI.10.

С учетом найденных значений v_0, ϑ_0 определяют значения критериев Ar_0 и Re_0, необходимых для дальнейшего расчета по § I.11:

$$Ar_0 = 0{,}033\vartheta_0 a/v^2; \quad Re_0 = va/\delta, \qquad \text{(VI.40)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где a принимается для конвекторов с кожухом типа «Комфорт», равным ширине прибора; для радиаторов a рассчитывается по формуле

$$a = 3{,}5\,Q_{\text{нп к}}/(v_0\vartheta_0). \qquad \text{(VI.41)}$$

Величина конвективной составляющей теплоотдачи отопительного прибора $Q_{\text{нп к}}$ принимается равной: для чугунных радиаторов — 0,7 $Q_{\text{полн}}$ полной теплоотдачи отопительного прибора, для стальных панелей — 0,5 $Q_{\text{полн}}$

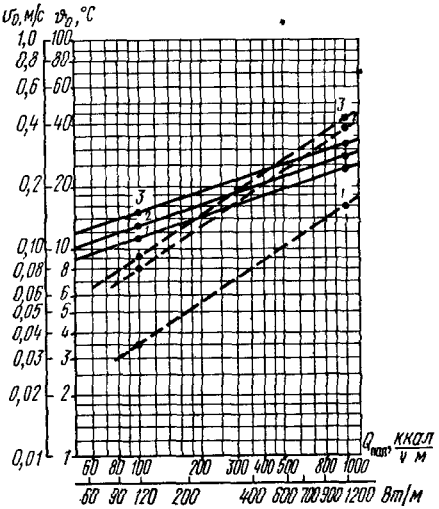


Рис VI.9 Средняя скорость v_0 ——— и избыточная температура $\vartheta_0 = t_0 - t_в$ — — — над конвекторами типа «комфорт»:

1 — конвектор типа *Н*-1—*Н*-3, *2* — конвектор типа *Н*-4—*Н* 12, *3* — конвектор типа *Н* 13—*Н*-15

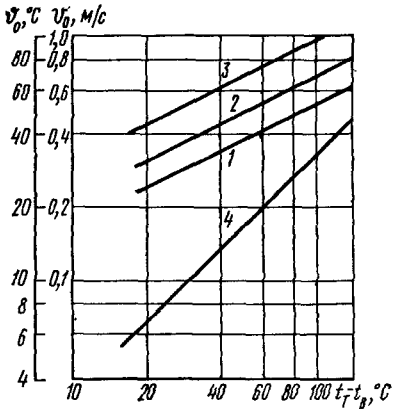


Рис. VI.10 Зависимость v_0 (*1*, *2*, *3*) и ϑ_0 (*4*) от перепада температур между теплоносителем $t_т$ и воздухом $t_в$ для радиаторов и стальных панелей: *1* — $H_{\text{пр}}$=0,3 м, *2* — $H_{\text{пр}}$=0,5 м, *3* — $H_{\text{пр}}$=1,0 м ($H_{\text{пр}}$ — высота прибора)

§ VI.9. ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА ОСТЕКЛЕНИЯ

Низкая температура ограждений приводит наряду с образованием ниспадающих токов воздуха к интенсивному радиационному охлаждению помещения. Отопительный прибор под окном должен в определенной мере улучшить и радиационный режим в этой части помещения. Тепловые условия могут быть улучшены прежде всего усилением теплозащиты окна и повышением температуры его внутреннего стекла, но также и увеличением поверхности и температуры прибора под ним.

Комфортность тепловой обстановки в помещении в большой мере зависит от температуры окна, интенсивности «холодного» излучения с его поверхности в сторону человека Зная минимальную температуру этой поверхности, можно правильно выбрать необходимое со-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

противление теплопередаче конструкции заполнения оконного проема.

Допустимую температуру окна различного размера можно определить, воспользовавшись требованием второго условия комфортности (см. § I 19), которое определяет допустимую величину теплоотдачи излучением $q_ч^л$ с поверхности человека, находящегося в непосредственной близости от холодной поверхности. Использование этого условия дает возможность связать геометрические размеры и допустимую температуру окна.

Уравнение баланса лучистого теплообмена $q_ч^л$ элементарной площадки на поверхности тела человека, стоящего около окна и нагревательного прибора (рис. VI.11), может быть записано по формуле (I.36) в виде

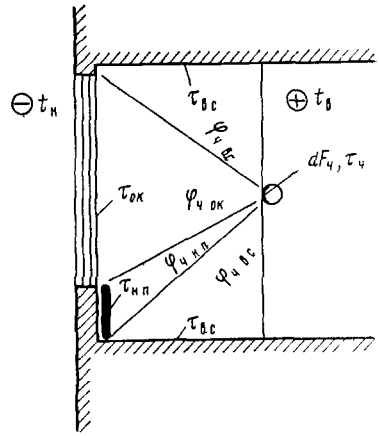


Рис VI.11. Баланс лучистого теплообмена элементарной площадки на поверхности головы человека, стоящего у окна, под которым расположен нагревательный прибор

$$q_ч^л = C_{ч-ок}\varphi_{ч-ок}b_{ч-ок}(\tau_ч - \tau_{ок}) + C_{ч-пр}\,\varphi_{ч-пр}b_{ч-пр}(\tau_ч - \tau_{пр}) +$$

$$+ C_{ч-н.с}\varphi_{ч-н.с}b_{ч-н.с}\,(\tau_ч - \tau_{н.с}) + C_{ч-в.с}\varphi_{ч-в.с}b_{ч-в.с}(\tau_ч - \tau_{в.с}). \quad \text{(VI 42)}$$

В этом уравнении можно принять заданными температуры: человека — $\tau_ч = 31°$, поверхности наружной стены — $\tau_{н.с} = 12°$, поверхностей внутренних стен, пола и потолка — $\tau_{в.с} = 18°$, а также коэффициенты приведенного излучения $C_{ч-ок} \simeq C_{ч-пр} \simeq C_{ч\text{-}в\,с} = 4{,}0$ и температурные коэффициенты: $b_{ч-ок} = 0{,}98$; $b_{ч-пр} = 1{,}27$; $b_{ч-н\,с} = 1{,}02$; $b_{ч-в\,с} \approx 1{,}06$. С учетом этих величин уравнение может быть записано относительно температуры поверхности окна:

$$\tau_{ок} = 31 - 39{,}6\,\frac{\varphi_{ч-пр}}{\varphi_{ч-ок}} + 19{,}9\,\frac{\varphi_{ч-н\,с}}{\varphi_{ч-ок}} + 14{,}1\,\frac{\varphi_{ч-в\,с}}{\varphi_{ч-ок}} -$$

$$- 12{,}7\tau_{пр}\,\frac{\varphi_{ч-пр}}{\varphi_{ч-ок}} - \frac{q_ч^л}{4{,}56}\,\frac{1}{\varphi_{ч-ок}}. \quad \text{(VI.43)}$$

В этом уравнении температура окна $\tau_{ок}$ зависит от геометрических размеров отдельных поверхностей, которые связаны с коэффициентами облученности φ, от температуры нагревательного прибора $\tau_{пр}$ и допустимой величины излучения $q_ч^л$. Уравнение в таком виде сложно для расчетов, но его можно упростить, приняв осредненную по коэффициентам облученности температуру всех окружающих окно поверхностей равной 15° С. Тогда уравнение для $\tau_{ок}$ запишется как

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\tau_{ок} = 14 - \left(q_ч^л/4{,}56 - 17\right) 1/\varphi, \qquad \text{(VI.44)}$$

где $\tau_{ок}$ зависит только от коэффициента облученности от человека в сторону окна $\varphi_{ч-ок} = \varphi$ и величины $q_ч^л$.

Для поверхностей охлаждающих панелей верхний предел $q_ч^л$ принят (см. § 1.19) равным $q_ч^л \leqslant 70$ Вт/м^2 [60 ккал/(м^2·ч)]. Применительно к окнам этот предел должен быть несколько повышен. Величину $q_ч^л$ можно определить, воспользовавшись опытом благоприятной эксплуатации помещений.

Величина $q_ч^л$ при расстоянии от человека до окна 1,0 м (на границе обслуживаемой зоны помещения) может быть принята равной около 93 Вт/м^2 [80 ккал/(м^2·ч)], а

$$\tau_{ок} \geqslant 14 - 4{,}4/\varphi. \qquad \text{(VI.45)}$$

Уравнение (VI.45) можно принять в качестве основного условия, определяющего допустимую температуру внутренней поверхности окна.

Во многих случаях может оказаться целесообразным развить поверхность или увеличить температуру подоконного прибора при слабой теплозащите или большой площади поверхности окна. Уравнение для $\tau_{ок}$ с учетом принятых допущений в этом случае можно написать так:

$$\tau_{ок} = 14 - \frac{4{,}4}{\varphi_{ч-ок}} - (1{,}27\tau_{пр} - 22{,}6)\frac{\varphi_{ч-пр}}{\varphi_{ч-ок}}. \qquad \text{(VI.46)}$$

Приведенные ниже примеры дают наглядное представление о возможностях варьирования тепловыми характеристиками окна и нагревательного прибора.

Данными § VI.8 и VI.9 можно воспользоваться для расчета нагревательного прибора как из условия локализации ниспадающих холодных токов воздуха, так и из условия уменьшения неприятного отрицательного излучения с холодных поверхностей в сторону помещения. В современных зданиях архитекторы часто стремятся облегчить конструкцию окна и максимально развить его площадь, что противоречит требованиям сокращения теплопотерь и поддержания комфортности тепловой обстановки в помещении. Как правило, требование об уменьшении теплопотерь должно быть выполнено. Однако во многих случаях современные архитектурные тенденции эстетически оправданы и задача инженеров по отоплению и вентиляции состоит в отыскании решений, которые позволили бы сохранить и в этих случаях необходимую комфортность тепловой обстановки в помещении. Предложенные способы позволяют рассчитать необходимую теплозащиту окна или интенсивность нагрева и геометрию прибора при произвольной площади остекления в помещении.

Пример VI.4. Определить допустимую температуру и сопротивление теплопередаче окна при остеклении наружной стены в 100 и 15% при расположении здания в Киеве ($t_н = -21°$ С), Иркутске ($t_н = -35°$ С). Площадь наружной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

стены 3 × 6 м. Сопротивление теплопередаче на внутренней поверхности окна $R_в = 0{,}11$ м²·К/Вт.

Решение При остеклении в 100 % коэффициент облученности при расположении человека на расстоянии 1 м от остекленной поверхности может быть приближенно определен по формуле (I.177) при $\Delta h = 1{,}0$ и $l = \sqrt{3 \cdot 6} = 4{,}3$:

$$\varphi = 1 - 0{,}8/4{,}3 = 0{,}8.$$

(При необходимости повысить точность расчета лучше определить φ, пользуясь графиком рис. I.9.)

Температура остекления по формуле (VI.45)

$$\tau_{ок} \geqslant 14 - \frac{4{,}4}{\varphi} = 14 - \frac{4{,}4}{0{,}8} = 14 - 5{,}5 = 8{,}5\ °C.$$

Сопротивление теплопередаче окна $R_{ок}$ для условий Киева равно

$$R_{ок} \geqslant 0{,}11\ \frac{t_в - t_н}{t_в - \tau_{ок}} = 0{,}11\ \frac{20 - (-21)}{20 - 8{,}5} = 0{,}392\ м^2 \cdot К/Вт.$$

Для условий Иркутска

$$R_{ок} \geqslant 0{,}11\ \frac{20 - (-35)}{20 - 8{,}5} = 0{,}525\ м^2 \cdot К/Вт.$$

При остеклении в 15% площадь окна $F_{ок} = 0{,}15\ (6 \times 3) = 2{,}7$ м²; его средний размер $l = \sqrt{2{,}7} = 1{,}65$ м;

$$\varphi = 1 - 0{,}8 \cdot 1{,}0/1{,}65 = 0{,}515,$$

$$\tau_{ок} \geqslant 14 - 4{,}4/0{,}515 = 3{,}5\ °C.$$

Для условий Киева

$$R_{ок} \geqslant 0{,}11 \cdot 4{,}1/14{,}5 = 0{,}31\ м^2 \cdot К/Вт.$$

Для условий Иркутска

$$R_{ок} \geqslant 0{,}11 \cdot 5{,}5/14{,}5 = 0{,}42\ м^2 \cdot К/Вт.$$

Пример VI.5. Определить допустимые температуры остекления и сопротивления теплопередаче окна с подоконной панелью и без нее. Средние размеры: окна 2,0 м², подоконной панели 1,0 м². Расчетная температура поверхности панели 40°С. Помещение ($t_в = 20°$ С) расположено в Москве.

Решение. Коэффициенты облученности равны.

$$\varphi_{ч\text{-}ок} = 1 - 0{,}8 \cdot 1{,}0/2{,}0 = 0{,}6;$$

$$\varphi_{ч\text{-}пр} = 1 - 0{,}8 \cdot 1{,}0/1{,}0 = 0{,}2.$$

При наличии подоконной панели по (VI.46) имеем:

$$\tau_{ок} = 14 - \frac{4{,}4}{\varphi_{ч\text{-}ок}} - (1{,}27\tau_{пр} - 22{,}6)\ \frac{\varphi_{ч\text{-}пр}}{\varphi_{ч\text{-}ок}} =$$

$$= 14 - \frac{4{,}4}{0{,}6} - (1{,}27 \cdot 40 - 22{,}6)\ \frac{0{,}2}{0{,}6} = 2{,}7\ °C;$$

$$R_{ок} \geqslant 0{,}11\ \frac{20 + 26}{20 - 2{,}8} = 0{,}29\ м^2 \cdot К/Вт.$$

Без подоконной панели

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\tau_{ок} \geqslant 14 - \frac{4,4}{0,6} = 14 - 7,3 = 6,7\ °C;$$

$$R_{ок} \geqslant 0,11\ \frac{46}{20 - 6,7} = 0,38\ м^2 \cdot К/Вт.$$

§ VI.10. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ОТОПИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА

Через стенки отопительного прибора тепло, аккумулированное теплоносителем в тепловом пункте системы отопления, передается обогреваемому помещению. Схема теплообмена в отопительном приборе показана на рис. VI.12.

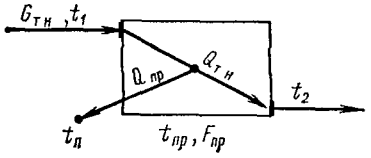


Рис. VI.12. Схема теплопередачи отопительного прибора

Обычно предполагают, что отопительный прибор и теплоноситель в нем имеют пренебрежимо малую тепловую инерцию, поэтому количество тепла $Q_{т.н}$, отданное теплоносителем, в каждый момент времени равно количеству тепла $Q_{пр}$, передаваемому помещению:

$$Q_{т.н} = Q_{пр}. \qquad (VI.47)$$

Теплоотдачу нагревательного прибора $Q_{пр}$ определяют с помощью основного уравнения теплопередачи в виде

$$Q_{пр} = (1/R_{пр})(t_{пр} - t_п) F_{пр}. \qquad (VI.48)$$

В этом уравнении принято, что количество отданного тепла пропорционально разности между средней температурой теплоносителя в приборе $t_{пр}$ и температурой обогреваемого помещения $t_п$. Температура теплоносителя в приборе зависит от конструкции прибора и способа его присоединения к системе, вида и параметров теплоносителя. Обычно в расчетах принимают среднюю температуру теплоносителя равной

$$t_{пр} = (t_1 + t_2)/2. \qquad (VI.49)$$

В приборах, соединенных последовательно или выполненных в виде змеевика, теплоноситель изменяет температуру по ходу движения по логарифмическому закону. Все отклонения, вызванные несоответствием фактической величины $t_{пр}$ с определенной по формуле (VI.49), учитываются в расчетах приборов введением поправочных коэффициентов (VI.4).

Величина $F_{пр}$ в формуле (VI.48) есть внешняя, обычно искусственно развитая за счет приливов, утолщения стенки и оребрения теплоотдающая поверхность прибора, омываемая воздухом. Сопротивление теплопередаче отопительного прибора $R_{пр}$, $м^2 \cdot К/Вт$ ($м^2 \cdot ч \times \times °С/ккал$), равно

$$R_{пр} = R_в + R_т + R_н. \qquad (VI.50)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Сопротивление тепловосприятию $R_в$ от теплоносителя к внутренней поверхности стенки нагревательного прибора площадью $F_{в.п}$ должно быть отнесено к $F_{пр}$, поэтому

$$R_в = \frac{1}{\alpha_в} \frac{F_{пр}}{F_{в.п}}. \qquad (VI.51)$$

Коэффициент теплообмена $\alpha_в$ между теплоносителем и внутренней поверхностью стенки прибора определяется в основном скоростью

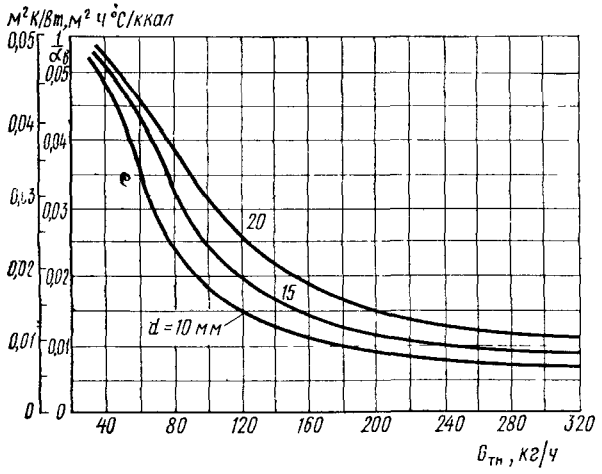


Рис. VI.13. Зависимость $1/\alpha_в$ от расхода воды и условного диаметра внутренней полости прибора

движения теплоносителя в приборе. Зависимость $1/\alpha_в$ от расхода воды G и диаметра внутренней полости прибора d приведена на рис. VI.13.

С увеличением расхода воды коэффициент теплообмена сначала заметно возрастает, а при больших расходах практически остается неизменным. В чугунных радиаторах, наиболее распространенном виде приборов, скорость движения воды в колонках секций обычно небольшая (около 0,01 м/с) и $\alpha_в \approx 60$ Вт/(м²·К) [50 ккал/(м²·ч·°С)]. Отношение $F_{пр}/F_{в.п}$ для них равно $\sim 1{,}3$ и $R_в$ составляет

$$R_в \simeq 1 \cdot 1{,}3/60 = 2{,}17 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}. \qquad (VI.52)$$

Сопротивление $R_т$ теплопроводности стенки прибора можно определить в виде

$$R_т = \frac{\Delta}{\lambda} \frac{F_{пр}}{F_{в.п}}. \qquad (VI.53)$$

В чугунном радиаторе толщина Δ стенки обычно меньше 0,01 м, λ чугуна равно ~ 47 Вт/(м·К) [40 ккал/(м·ч·°С)] и сопротивление

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$R_т \simeq 0{,}01 \cdot 1{,}3/47 = 0{,}277 \cdot 10^{-3}. \qquad \text{(VI 54)}$$

Для радиаторов $R_в$ и $R_т$ оказываются пренебрежимо малыми.

В бетонных панелях с замоноличенными змеевиками из труб сопротивление теплопроводности $R_т$ бетонного массива от труб к поверхности панели имеет значительную величину и зависит от диаметра труб d, расстояния (шага) между ними s, глубины расположения от поверхности h, теплопроводности материала массива панели λ, а также от конструкции панели. Обычно для панелей определяют сопротивление $R_м$ массива, отнесенное к 1 м трубы, расположенной в ряду замоноличенных труб, при коэффициенте теплопроводности материала массива $\lambda = 1$ Вт/(м·К) [ккал/(м·ч·°С)]. Величина $R_м$ (как и фактор формы см. § III.6) зависит только от геометрии конструкции панели.

На рис. VI.14, *а*, *б* приведен график для определения $R_м$ для панелей с односторонней (*а*) и двусторонней (*б*) теплоотдачей.

Величина $R_т$, м²·К/Вт (м²·ч·°С/ккал), связана с сопротивлением $R_м$ зависимостью

$$R_т = R_м s \cdot 1/\lambda. \qquad \text{(VI 55)}$$

Сопротивление теплообмену $R_н$ на внешней поверхности прибора (к ее площади $F_{пр}$ относят все составляющие $R_{пр}$) равно

$$R_н = 1/\alpha_н, \qquad \text{(VI.56)}$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена на нагретой поверхности прибора в помещении.

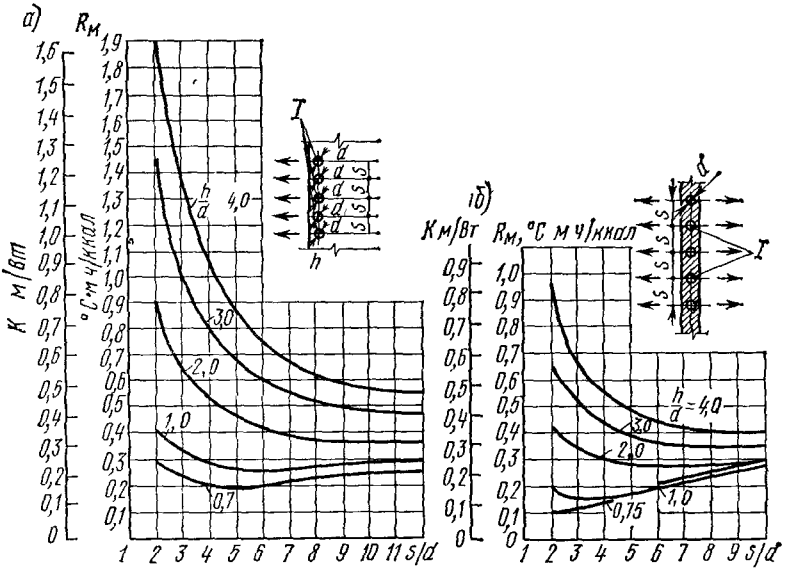


Рис VI.14 Сопротивление теплопроводности массива панели от трубы к поверхности:

I — средние трубы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Обычно внешняя поверхность нагревательных приборов оребрена. Влияние оребрения можно учесть при определении $R_н$ следующим образом

Количество тепла Q, которое передает одиночное ребро толщиной 2δ, шириной a и высотой l от основания, температура которого τ_0, окружающей среде с температурой $t_в$, можно в соответствии с (III 29) определить по формуле

$$Q = 2a\sqrt{\alpha_н \delta\lambda}\ \text{th}\sqrt{B_l}\ (\tau_0 - t_в) \qquad \text{(VI 57)}$$

Значения гиперболического тангенса $\text{th}\sqrt{B_l}$ приведены на рис III 8 Из рисунка видно, что его численные значения приблизительно равны $\sqrt{B_l}$ до значений, равных $\sim 0{,}5$; при значениях $\sqrt{B_l} > 2{,}0$ он практически равен 1,0 Отсюда можно сделать следующие выводы. При значениях $\sqrt{B_l} < 0{,}5$, когда $\text{th}\sqrt{B_l} \simeq \sqrt{B_l}$, теплопередача Q с поверхности ребра равна

$$Q = 2a\sqrt{\alpha_н \delta\lambda}\ \sqrt{B_l}\ (\tau_0 - t_в). \qquad \text{(VI.58)}$$

После подстановки значения B_l получим

$$Q = 2al\alpha_н (\tau_0 - t_в) = F_р \alpha_н (\tau_0 - t_в), \qquad \text{(VI 59)}$$

где $2al = F_р$ — площадь поверхности ребра

Отсюда следует, что для оребрения при условии $\alpha_н l^2/(\lambda\delta) < 0{,}25$ сопротивление теплопроводности толщи самих ребер можно не учитывать, а сопротивление теплообмену на оребренной наружной поверхности $R_в$ можно определять по формуле (VI 56)

Для чугунных приборов при $\alpha_н \approx 9{,}3$ (8) и толщине ребра $2\delta \simeq \simeq 0{,}005$ м сопротивление теплообмену на внешней поверхности $R_н$ можно рассчитывать по формуле (VI.56) при высоте ребер l, меньшей

$$l < \sqrt{\frac{0{,}25 \cdot 47\ \ 0{,}005}{9{,}3 \cdot 2}} = 0{,}056 \text{ м}, \qquad \text{(VI.60)}$$

т. е. практически во всех случаях реальных конструкций, у которых высота приливов меньше 5 см.

При значении $\sqrt{B_l} > 2{,}0$, когда $\text{th}\sqrt{B_l} = 1{,}0$, теплоотдача Q не зависит от l и не возрастает при увеличении высоты ребра. После подстановки в формулу (VI 57) значения $\text{th}\sqrt{B_l} = 1$ имеем

$$Q = 2a\sqrt{\alpha_н \delta\lambda}\ (\tau_0 - t_в) = \frac{1}{R_н}\, a(\tau_0 - t_в). \qquad \text{(VI 61)}$$

Таким образом, при

$$\alpha_н l^2/(\lambda\delta) > 4 \qquad \text{(VI.62)}$$

сопротивление теплообмену на оребренной поверхности не зависит от l и величина его постоянна. Отнесенная к 1 м длины ребра величина сопротивления теплообмену $R_н$, м·К/Вт (м·ч·°С/ккал), равна

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$R'_{н} = 1/(2\sqrt{\alpha_{н}\lambda\delta}). \qquad \text{(VI.63)}$$

В стальных приборах с ребрами толщиной 0,003 м нет смысла делать их высоту l больше, чем

$$l > \sqrt{\frac{\lambda}{\alpha_{н}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}003 \cdot 58}{2 \cdot 9{,}3}} = 0{,}194 \text{ м}. \qquad \text{(VI.64)}$$

так как теплоотдача при этом не будет увеличиваться.

Приведенные формулы можно распространить на цилиндрическое оребрение труб. Для этого в исходное уравнение (VI 57) нужно ввести в виде множителя поправочный коэффициент ψ, зависимость которого от $\sqrt{B_l}$ и отношения внешнего радиуса r_1 оребрения к внутреннему r_2 приведена на рис. VI.15 (за высоту ребра в данном случае принимается разность между радиусами: $l = r_1 - r_2$). Теплоотдача цилиндрического ребра $Q_{ц}$ равна

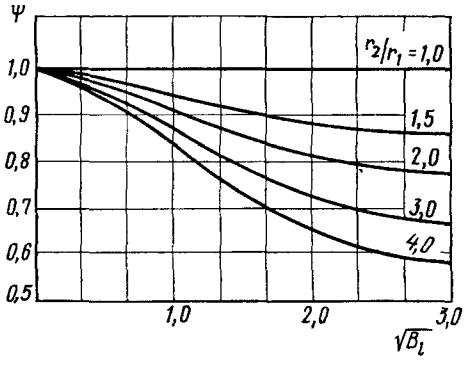


Рис. VI.15. Зависимость коэффициента Ψ от величины B_l и соотношения радиусов r_2/r_1

$$Q_{ц} = \frac{F_{ц}}{F_{р}} Q\psi = \frac{Q}{F_{р}} F_{ц}\psi, \qquad \text{(VI.65)}$$

где $F_{ц}$ — площадь цилиндрического ребра; $Q/F_{р}$ — теплоотдача 1 м^2 внешней поверхности прямоугольного ребра, имеющего ту же толщину, что и цилиндрические ребра, и высоту $l = r_1 - r_2$.

Бетонную панель часто располагают не на поверхности, а в произвольном слое многослойной конструкции ограждения (рис. VI.16). В этом случае расчет теплопередачи следует проводить в сторону каждой поверхности панели, принимая трубы каждый раз за тепловую ось симметрии конструкции. Дополнительные материальные слои могут рассматриваться как сопротивления теплообмену (см. § III.3). Формулу для расчета сопротивления теплопередаче в сторону одной из поверхностей при расположении панели с рядом труб в произвольном (рис. VI.16, *а*) слое конструкции можно записать в виде

$$R_{пр} = R_{в} + R_{т} + \sum R_i + R_{н} = \left(\frac{2}{\alpha_{в}F_{в}} + \frac{R_{м}}{\lambda} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{s}\sum \frac{\delta_l}{\lambda_l} + \frac{1}{\alpha_{н}s}\right) s = \frac{2s}{\alpha_{в}F_{в}} + \frac{s}{\lambda} R_{м} + \sum \frac{\delta_l}{\lambda_l} + \frac{1}{\delta_{н}}, \qquad \text{(VI.66)}$$

где $F_{в}$ — площадь внутренней поверхности 1 м трубы; $R_{м}$ — сопротивление теплопроводности массива панели при двусторонней тепло-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

передаче, определяемое по рис. VI.14, *б*; $\Sigma(\delta_i/\lambda_i)$ — сопротивление теплопроводности дополнительных слоев конструкции.

Если панель расположена так, что основная доля тепла отдается через одну поверхность конструкции (рис VI.16, *б*), то сопротивле-

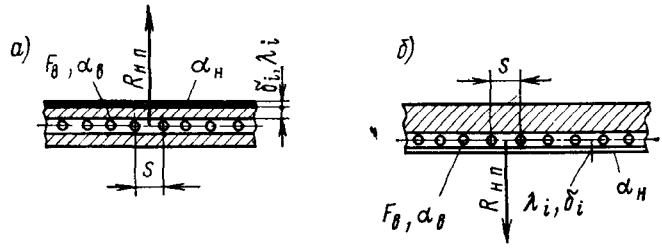


Рис. VI.16. Расположение бетонной панели в конструкции многослойного ограждения

ние теплопередаче (в направлении к этой поверхности) рассчитывают по формуле

$$R_{пр} = \frac{1}{\alpha_в F_в} + \frac{s}{\lambda} R_м + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_н}, \qquad (VI.67)$$

где $R_м$ — сопротивление массива панели при односторонней теплопередаче, определяемое по рис. VI.14, *а*.

Теплоотдачу через противоположную поверхность конструкции в этом случае можно рассчитать, определив сопротивление теплопередаче в направлении к этой поверхности по формуле (VI.66).

Коэффициент $\alpha_н$ для поверхности нагревательных приборов может быть приближенно определен в виде суммы коэффициентов конвективного $\alpha_к$ и лучистого $\alpha_л$ теплообмена Для плоской поверхности большой площади зависимость $\alpha_н$ от разности температур поверхности и воздуха приведена на рис. VI.17.

Интенсивность конвективного теплообмена $\alpha_к$ зависит от высоты прибора. Нижняя часть прибора омывается холодным воздухом и отдает больше тепла, чем верхняя, которая омывается более теплым воздухом. Чем выше прибор, тем меньше в среднем по его поверхности отдача конвективного тепла. В этом отношении лучшими являются низкие приборы, например, в виде горизонтально расположенных в один ряд гладких или оребренных труб. При расположении нагревающих элементов в приборе в несколько рядов друг над другом коэффициент теплоотдачи конвекцией уменьшается. В многорядных приборах устраивают специальные направляющие щитки, подводящие холодный воздух к каждому ряду и отводящие нагретый.

Лучистый теплообмен зависит от конструкции приборов. Радиаторы имеют близко расположенные экранирующие друг друга колонки. Большая часть излучения с их наружной поверхности не попадает в помещение. Только до 30% излучаемого поверхностью радиатора тепла передается помещению. Коэффициент облученности φ

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

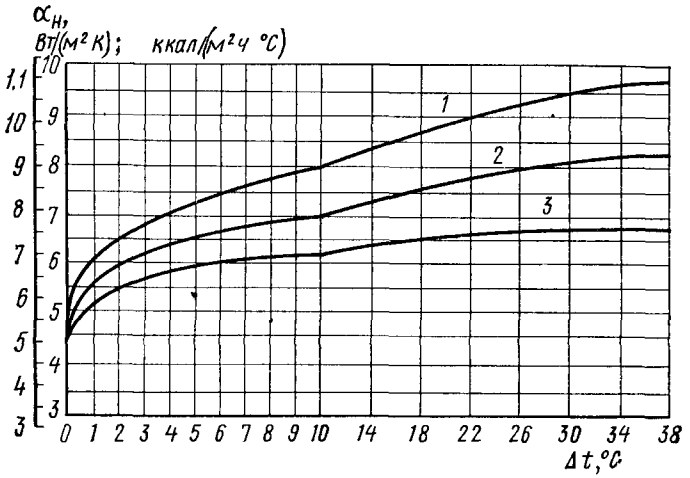


Рис. VI.17. Ориентировочная зависимость $\alpha_н$ от разности температур поверхности и воздуха для случая плоской поверхности большой площади:

1 — для горизонтальной поверхности при передаче тепла снизу вверх; *2* — для вертикальной поверхности; *3* — для горизонтальной поверхности при передаче тепла сверху вниз

в формуле (I 27) в связи с этим для радиаторов равен 0,2—0,3. Для приборов с сильно оребренными поверхностями (типа ребристых труб) доля излучения, попадающая в помещение со всей внешней теплоотдающей поверхности, составляет всего 5—10%.

Если прибор в помещении закрыт, то его теплоотдача излучением уменьшается. При определенном положении закрывающего щитка уменьшение лучистой теплоотдачи сопровождается заметным возрастанием конвективной и общей теплоотдачи прибора. Этот эффект увеличения теплоотдачи используют в современных приборах (конвектор с кожухом).

Расчетом можно определить теплоотдачу приборов сравнительно простой конструкции. Обычно коэффициенты теплопередачи $K_{пр}$ приборов различных конструкций с учетом всей совокупности влияющих факторов устанавливают на основе стендовых испытаний в специальной лабораторной камере.

§ VI.11. ОХЛАЖДЕНИЕ ПОМЕЩЕНИЯ ПРИ ОТКЛЮЧЕНИИ ОТОПЛЕНИЯ

Теплоустойчивость помещений обычно связывают с действием установившихся периодических тепловых воздействий. Но его теплоинерционные свойства проявляются и при произвольных изменениях режима отопления (например, аварийное отключение отопления; при центральном теплоснабжении подача тепла системой отопления меняется в зависимости от водозабора в системе горячего водоснабжения и т. д.). При прекращении или частичном изменении подачи теп-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ла в помещение вначале резко снижается температура воздуха, достигая уровня осредненной температуры поверхностей. Затем температура воздуха и всех ограждений начинает понижаться одновременно. Основные потери тепла при охлаждении помещения происходят через окна. Массивные наружные ограждения в этот период могут частично даже отдавать тепло помещению.

Процесс охлаждения можно рассчитать по методике прерывистых подач тепла (см. § VII.5). Отключение системы можно рассматривать как прерывистое прекращение подачи тепла. Такой расчет достаточно сложен.

При выхолаживании помещения в начале происходит неупорядоченное изменение температур, которое быстро сменяется регулярным понижением температуры (IV.27). Натурными наблюдениями и лабораторными экспериментами определены значения коэффициента m, которые зависят от конструкций ограждений, положения помещения в здании и др. В табл. VI.4 даны примерные значения коэффи-

Таблица VI.4

Показатель темпа охлаждения помещения в зданиях различной конструкции

Конструкции зданий	Степень тепловой массивности, материал, толщина наружных стен	Теплоемкость внутренних конструкций, отнесенная к 1 м³ зданий, кДж/(м³ К) [ккал/(м³·°С)]	Темп охлаждения m 10^3
Кирпичные	Массивные из полнотелого красного кирпича толщиной 0,65 м	210—250 (50—60)	10—15
	Массивные из семищелевого кирпича толщиной 0,65 м	167 (40)	19
Крупнопанельные	Средней массивности, керамзитобетонные однослойные толщиной 0,3—0,4 м	167—180 (40—43)	20
	Малой массивности, трехслойные с минеральной ватой толщиной 0,25—0,3 м	167—180 (40—43)	22
	Малой массивности, трехслойные со стиропором толщиной 0,15—0,2 м	150 (36)	30
	Легкие трехслойные с сотопластом толщиной 0,1—0,15 м	130 (31)	33
Деревянные — щитовые	Малой массивности, каркасные с заполнением деревянными щитами толщиной 0,1—0,15 м	84—105(20—25)	40—60

циента m, с помощью которых можно по формуле (IV 32) рассчитать понижение температуры помещения после прекращения или уменьшения подачи тепла. В последнем случае конечная температура переходного процесса соответствует новому стационарному режиму теплопередачи.

По мере выхолаживания, как показывают опыты, коэффициент m для помещений уменьшается, что связано со снижением интенсивности конвективного и лучистого теплообмена, заметно влияющего на темп охлаждения помещения.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ VI.12. ТЕПЛОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЗДАНИЯ

Для теплотехнической оценки конструктивно-планировочных решений зданий пользуются так называемой удельной тепловой характеристикой здания q, Вт/(м³·К) [ккал/(м³·ч·°С)]

$$q = \frac{Q}{V(t_в - t_н)}, \qquad (VI.68)$$

где Q — расчетные теплопотери всех помещений здания; V — объем здания по внешнему обмеру; $t_в - t_н$ — расчетная разность температур для основных помещений.

Величина q определяет расчетные теплопотери 1 м³ здания, отнесенные к разности температур в 1°.

Наружные ограждения здания можно разбить на две группы. К I группе относят ограждения, теплозащитные свойства которых рассчитывают из условия приближенного равенства расчетного R_0 и требуемого $R_{0\,тр}$ сопротивлений теплопередаче (наружные стены и перекрытия над верхним этажом и подвалом). Расчетные теплопотери для них не зависят от расчетной разности температур, так как в этом случае

$$Q_I = \sum \frac{1}{R_0}(t_в - t_н)F; \qquad (VI.69)$$

$$R_0 \approx R_{0\,тр} = \frac{R_в(t_в - t_н)n}{\Delta t^н}, \qquad (VI.70)$$

поэтому

$$Q_I = \sum \frac{\Delta t^н F}{R_в n}. \qquad (VI.71)$$

Ко II группе относятся ограждения с заданными теплозащитными свойствами (в основном окна). Расчетные потери тепла через них Q_{II} равны

$$Q_{II} = K_{II}F_{II}(t_в - t_н). \qquad (VI.72)$$

Теплопотери здания, равные

$$Q_{зд} = Q_{огр} + Q_{ок}, \qquad (VI.73)$$

можно представить в виде

$$Q_{зд} = q_0 aV(t_в - t_н), \qquad (VI.74)$$

где q_0 — эталонная характеристика, соответствующая разности температур $\Delta t_0 = 18 - (-30) = 48°$ С; a — коэффициент, зависящий от расчетной разности температур.

Приближенно a можно определить по формуле

$$a \simeq 0{,}54 + 22/(t_в - t_н), \qquad (VI.75)$$

которой пользуются при ориентировочных расчетах.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Величина q_0 может быть определена с учетом требований СНиПа по методике, которую раньше применяли Н. С. Ермолаев, А. М. Шкловер и др. Формулу q_0 для жилых зданий с окнами со спаренными переплетами ($K_{ок} = 2{,}9$) можно написать в виде

$$q_0 = \frac{(1{,}2 + 2{,}3d)\,F + 1{,}2S}{V}, \qquad \text{(VI.76)}$$

где S — площадь здания в плане; F — площадь наружных стен, d — доля их остекления.

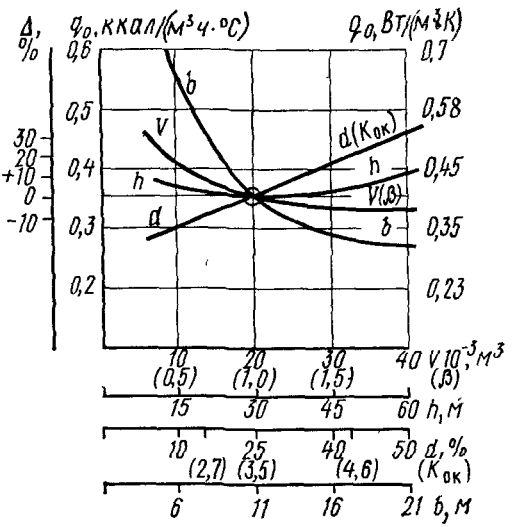


Рис. VI.18. Зависимость удельной тепловой характеристики здания от его размеров

Для зданий, имеющих раздельные оконные рамы ($K_{ок} = 2{,}7$) и $R_0 = \beta R_{0\,тр}$ (где с помощью коэффициента β могут быть учтены изменения R_0 в связи с расчетами оптимального, приведенного сопротивления и пр.), получим

$$q_0 = \frac{(1{,}2 + 1{,}5d)\,F + 1{,}2S}{\beta V}. \qquad \text{(VI.77)}$$

На рис. VI.18 показана зависимость q_0 от характеристик здания. Реперная точка на чертеже соответствует значениям $q_0 = 0{,}415$ (0,356) для здания шириной $b = 11$ м, длиной $l = 30$ м, объемом $V = 20 \cdot 10^3$ м³, $d = 0{,}25$, $R_0 = 0{,}86\,(1{,}0)$, $K_{ок} = 3{,}5\,(3{,}0)$. Каждая кривая соответствует зависимости q_0 от одной из характеристик (дополнительные шкалы по оси абсцисс) при неизменных прочих условиях. Вторая шкала на оси ординат показывает эту зависимость в процентах. Из графика видно, что наибольшее влияние на q_0 оказывает изменение остекленности d и ширины b здания.

Увеличение теплоизоляции стен β незначительно уменьшает тепловую характеристику, между тем как при ее снижении q_0 начинает быстро возрастать. Дополнительная теплозащита оконных проемов (шкала $K_{ок}$) заметно уменьшает q_0.

Попытки использовать удельную тепловую характеристику для определения отопительной нагрузки приводили к значительным погрешностям в расчетах. Объясняется это тем, что методика расчета величины q учитывает только одну составляющую теплового баланса зданий, т. е. теплопотери через наружные ограждения за счет теплопередачи. Действительная же мощность отопительной системы имеет более сложную структуру, описанную в § VI.6.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для определения текущей или расчетной отопительной нагрузки взамен удельной тепловой характеристики необходимо использовать более полный показатель $q_{от}$

$$q_{от} = \beta (q_{огр} + q_{и} - q_{тех} - q_{с.р}), \qquad \text{(VI 78)}$$

где β — поправочный коэффициент, учитывающий неизбежные бесполезные потери тепла арматурой, трубопроводами и т. д системы отопления, $q_{огр}$ — удельные теплопотери через ограждения за счет теплопередачи; $q_{и}$ — удельный расход тепла на нагрев инфильтрующегося воздуха; $q_{тех}$ — удельные внутренние (бытовые и технологические) тепловыделения; $q_{с.р}$ — удельные теплопоступления за счет солнечной радиации.

Подробный расчет $q_{от}$ рассмотрен в специальной литературе, например в [13, 14].

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА VII

ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ПОМЕЩЕНИЯ

Тепловой режим помещения определяется не только поступлениями или потерями тепла через наружные ограждения, работой отопительно-охладительных и вентиляционных систем, бытовыми и технологическими тепловыделениями, но также теплофизическими свойствами ограждений, мебели и оборудования Источники и стоки тепла имеют обычно периодический характер и могут быть представлены в виде повторяющихся колебаний, поэтому и тепловой режим помещения часто является периодически изменяющимся Системой кондиционирования микроклимата могут ассимилироваться избытки тепла, компенсироваться его потери и поддерживаться относительное постоянство температуры помещения В помещениях, где температура не регулируется, под влиянием колебаний поступлений и потерь тепла происходят заметные периодические изменения температуры, определяемые как характером тепловыделений, так и теплоустойчивостью помещения. Отклонения тепловыделений от средних значений приводят к колебаниям температуры воздуха и поверхностей Ограждения и все предметы под влиянием этих изменений периодически поглощают и отдают тепло. При этом, по закону сохранения энергии, всегда удовлетворяется уравнение баланса тепла В каждый момент времени и в среднем за период количество выделившегося тепла равно поглощенному. Чем больше способность поглощать тепло у ограждений и предметов, поверхности которых обращены в помещение, тем меньше в помещении колебания температуры и тем больше его теплоустойчивость

Теплоустойчивостью помещения называется его свойство поддерживать относительное постоянство температуры при периодически изменяющихся теплопоступлениях

О Е Власовым [IV 3], Л А Семеновым [VII 3] и А М Шкловером [IV 8] разработана теория нестационарного периодического теплового режима помещения, которая является логическим продолжением теории теплоустойчивости ограждений

В этой главе основы теории теплоустойчивости помещения рассмотрены в прикладном инженерном виде (без использования комплексных переменных)

В начале рассмотрен простейший случай правильных гармонических колебаний, затем дан способ расчета теплоустойчивости помещений при любых видах периодических поступлений тепла

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ VII.1. КОЛЕБАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА И ТЕПЛОПОГЛОЩЕНИЕ ОГРАЖДЕНИЕМ

При колебаниях температуры воздуха в помещении около среднего значения изменяются температуры поверхностей ограждений и проходящие через них тепловые потоки. Соотношение между колебаниями теплового потока и температуры на поверхности ограждения определяется ее коэффициентом теплоусвоения Y (IV.95) — (IV.100). Чтобы установить зависимость от температуры воздуха, нужно иметь дополнительную характеристику, связывающую изменения потока тепла и температуры воздуха. Такой характеристикой является коэффициент теплопоглощения ограждения B.

По уравнению (IV.104) можно рассчитать затухание амплитуды колебания температуры воздуха $A_{t_в}$ при переходе тепловой волны от помещения к внутренней поверхности ограждения, на которой амплитуда равна $A_{\tau_в}$:

$$A_{t_в} / A_{\tau_в} = 1 + R_в Y_1, \qquad \text{(VII.1)}$$

где $R_в$ — сопротивление теплообмену на внутренней поверхности, равное $1/\alpha_в$; Y_1 — коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности ограждения, равный $Y_1 = A_q/A_{\tau_в}$.

Индекс у коэффициента теплоусвоения указывает на порядок отсчета слоев в ограждении по направлению движения волны, в данном случае начиная от материального слоя на внутренней стороне ограждения.

Подстановка Y_1 в формулу (VII.1) дает искомое значение коэффициента теплопоглощения B, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)]:

$$B = \frac{A_q}{A_{t_в}} = \frac{Y_1}{1 + R_в Y_1} = \frac{1}{1/Y_1 + 1/\alpha_в}. \qquad \text{(VII.2)}$$

Коэффициент теплопоглощения равен отношению амплитуды колебания теплового потока, проходящего через поверхность ограждения, к вызвавшей этот поток амплитуде колебания температуры окружающей поверхность среды. Как видно из формулы, B имеет размерность такую же, как Y и $\alpha_в$.

Уравнение (VII.2) можно переписать в виде зависимости между сопротивлениями (обратными величинами) теплопоглощению, теплоусвоению и теплообмену:

$$1/B = 1/Y + 1/\alpha_в. \qquad \text{(VII.3)}$$

Из этой зависимости следует, что сопротивление теплопоглощению $1/B$ равно сумме сопротивлений теплоусвоению $1/Y_1$ и теплообмену $1/\alpha_в$. Таким образом, при поглощении тепла поверхностью от воздуха должно быть преодолено сначала сопротивление теплообмену, а затем сопротивление теплоусвоению.

Амплитуда A_q изменения теплового потока, поглощаемого поверхностью при колебаниях температуры среды $A_{t_в}$, равна

$$A_q = B A_{t_в}. \qquad \text{(VII.4)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Если ограждение имеет площадь F, то амплитуда A_Q изменения всего количества тепла, поглощаемого этой поверхностью, равна

$$A_Q = BFA_{t_в}. \qquad \text{(VII 5)}$$

В помещении поверхности всех ограждений поглощают тепло. В результате перемешивания воздуха амплитуду колебания его температуры для всех поверхностей в помещении обычно принимают одинаковой и равной $A_{t_в}$. В каждый момент времени между количествами тепла, передаваемого в помещение и поглощаемого всеми его поверхностями, должно быть равенство. Поэтому амплитуда теплопоступлений в помещение $A_{Q_п}$ равна амплитуде теплопоглощения всеми поверхностями, т. е.

$$A_{Q_п} = \sum B_i F_i A_{t_в} \qquad \text{(VII 6)}$$

Из этого равенства получаем основное уравнение теплоустойчивости помещения в виде

$$A_{t_в} = A_{Q_п} / P_п, \qquad \text{(VII.7)}$$

где $P_п$ — показатель теплопоглощения помещения, равный суммарной теплопоглощательной способности всех поверхностей в помещении,

$$P_п = \sum B_i F_i. \qquad \text{(VII.8)}$$

Формулой (VII.7) пользуются обычно для упрощенных расчетов колебаний температуры помещения $t_п$ с введением поправочного коэффициента a в виде

$$A_{t_п} = aA_{Q_п}/P_п. \qquad \text{(VII.9)}$$

При расчетах летнего режима коэффициент a обычно принимают равным 0,6—0,7 [IV.8], а при расчете периодического отопления — 0,7—0,9 [VII.3]. Во многих практических случаях, как будет показано ниже, расчет по уравнению (VII.9) оказывается недостаточным и нуждается в существенных коррективах.

§ VII.2. ПРОЦЕСС ОБЩЕГО ТЕПЛООБМЕНА И ПОГЛОЩЕНИЯ ТЕПЛА В ПОМЕЩЕНИИ

При выводе уравнения (VII.9) не учитывался ряд обстоятельств, которые также играют существенную роль в процессе теплоустойчивости. Теплообмен рассматривался без разделения на конвективную и лучистую составляющие. Предполагалось, что теплообмен происходит только между воздухом и поверхностью и все количество тепла, определяемое коэффициентом $\alpha_в$, передается от воздуха к поверхности и от поверхности к воздуху. Принималось, что температурная обстановка в помещении определяется $t_в$ без учета фактического соотношения между температурами воздуха и поверхностей в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

помещении. Не принималось во внимание несовпадение во времени между колебаниями температуры воздуха, колебаниями температуры и тепловых потоков на поверхностях различных ограждений и другими поступлениями и поглощениями тепла в помещении. Теплопоступления принимались в виде правильных гармонических изменений, между тем как многие из них имеют более сложный характер. При определении показателя теплопоглощения помещения не учитывалось наличие оборудования, мебели и влияния на этот показатель воздухообмена. Все перечисленные допущения могут быть устранены в уточненном инженерном методе, который дает надежные результаты, в том числе при расчете теплового режима вентилируемых и кондиционируемых помещений.

Тепловой режим помещения формируется под влиянием разнообразных источников и стоков тепла, которые различаются по изменению во времени и способу передачи тепла. В расчете их воздействия на режим помещения имеются существенные особенности.

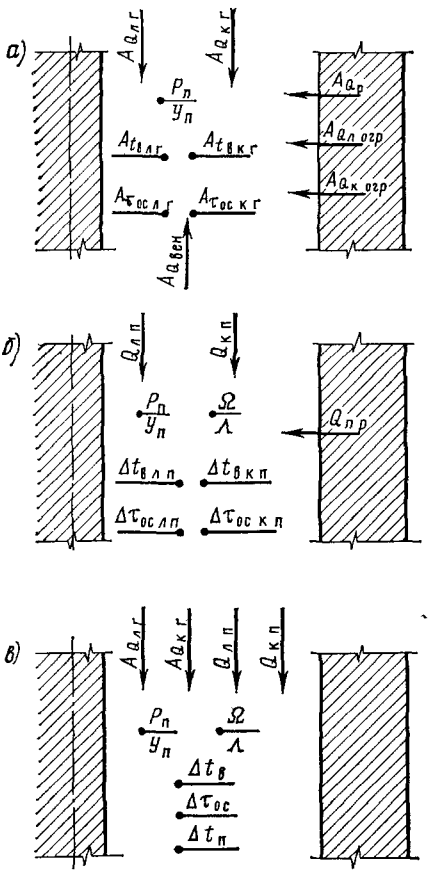


Рис VII 1. Решение методом наложения (суперпозиции) при расчете теплового режима помещения:
а — гармонические, *б* — прерывистые, *в* — общие поступления тепла в помещение

По характеру изменения во времени все возможные виды поступлений и потерь тепла можно разделить на гармонические и прерывистые. Поступления тепла за счет разности температур через ограждения или с наружным воздухом достаточно точно могут считаться правильными гармоническими.

Поступления тепла от технологических источников при сменной работе имеют четко выраженный прерывистый характер. Более сложные случаи подачи тепла могут быть представлены в виде нескольких прерывистых поступлений или их сочетанием с гармоническими изменениями.

Имеется определенная специфика участия лучистой и конвективной составляющих в процессе общего теплообмена, проявляющаяся в разной последовательности передачи тепла к воздуху и поверхностям помещения. Конвективное тепло поступает в воздух и от него передается поверхностям, в помещение. Изменение температуры воздуха и поверхностей отличают-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ся по величине и не совпадают во времени. Лучистое тепло поступает непосредственно на поверхности и изменяет их температуру. Воздух не участвует в лучистом теплообмене. Температура воздуха в этом случае во времени следует за колебаниями температуры поверхностей. Приток тепла с вентиляционным воздухом является полностью конвективным. Непосредственное проникание в помещение солнечной радиации является подачей только лучистого тепла

При решении задачи теплоустойчивости помещения можно пользоваться методом наложения (суперпозиции) (рис. VII.1) Наложение частных решений для получения общего результата удобно проводить, пользуясь правилом аналитического сложения правильных периодических колебаний (см. § IV 5). Использование метода наложения и правила сложения колебаний позволяет решить задачу о теплоустойчивости помещения простыми и доступными в инженерной практике приемами. Появляется возможность отдельно рассмотреть действие каждой составляющей гармонического и прерывистого поступлений лучистого и конвективного тепла и установить вызванные ею колебания температур воздуха и поверхностей. После этого, пользуясь правилом наложения частных результатов, суммированием получить совместный эффект действия всех источников и стоков тепла на тепловой режим помещения.

§ VII.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОУСВОЕНИЯ И ТЕПЛОПОГЛОЩЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЯ

Для расчета изменения теплового режима (температуры воздуха и радиационной температуры помещения) необходимо провести расчет теплоустойчивости помещения. Свойство теплоустойчивости помещения (так же как и теплоустойчивости ограждения) определяется двумя показателями: теплоусвоения помещения и теплопоглощения помещения. При уточнении значений этих показателей необходимо учесть особенности конвективного и лучистого теплообмена, а также наличие в помещении оборудования, воздухообмена и др. (рис. VII 2).

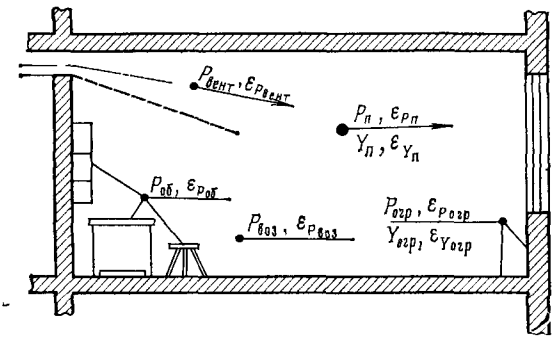


Рис. VII.2. Определение показателей теплоусвоения и теплопоглощения помещения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Показатель теплоусвоения помещения должен определить изменение температуры внутренних поверхностей в помещении под влиянием лучистых и конвективных поступлений тепла. В качестве показателя теплоусвоения помещения $Y_п$ обычно принимают характеристику теплоусвоения внутренних поверхностей ограждений $Y_{огр}$ помещения, считая, что только их температурой определяется радиационная температура,

$$\dot{Y}_п = \dot{Y}_{огр} = \sum \dot{Y}_i F_i. \qquad (VII\ 10)$$

В дальнейшем векторные величины будем отмечать точкой над ее буквенным обозначением. Той же буквой без точки может быть обозначен модуль вектора. Например, величина $Y_п$ является модулем вектора $\dot{Y}_п$.

Мебель и оборудование, имея развитую поверхность и частично экранируя ограждения, могут несколько изменить радиационную температуру помещения. В некоторых случаях их также следует учитывать и при определении показателя теплоусвоения помещения. Здесь $\dot{Y}_п$ определяется суммой показателей теплоусвоения внутренних поверхностей ограждений $\dot{Y}_{огр}$ и оборудования или мебели $\dot{Y}_{об}$

$$\dot{Y}_п = \dot{Y}_{огр} + \dot{Y}_{об} = \sum Y_i F_i + \dot{Y}_{об}. \qquad (VII\ 11)$$

Предметы оборудования и мебель при расчете теплопоглощения можно рассматривать состоящими из тонких пластин, которые с двух сторон омываются воздухом помещения. Показатель теплоусвоения $Y_{об}$ поверхности такой пластины согласно формуле (IV.100) равен

$$Y_{об} = RS^2 = \frac{\delta}{2\lambda_{об}} = \frac{2\pi\lambda_{об}c_{об}\rho_{об}}{T} = \frac{\pi}{T} c_{об}\rho_{об}\delta = \frac{\pi}{T} c_{об}G_{об}, \quad (VII.12)$$

где $\lambda_{об}$, $c_{об}$ и $\rho_{об}$ — коэффициент теплопроводности, удельная теплоемкость и плотность материала оборудования или мебели; $G_{об}$ — вес оборудования или мебели. Колонны, массивные предметы, для которых $0{,}5\,D > 1$, должны учитываться как внутренние ограждения в виде одного из слагаемых в общей сумме теплоусвоения поверхностей ограждений.

Показатели теплоусвоения являются векторами (обозначено точкой) и для полного их определения наряду с величинами Y_i (модулем) нужно знать характеристики их положения во времени ε_{Y_i} (аргумент). Поступающее в помещение тепло распределяется по всем поверхностям. Изменения температуры отдельных поверхностей во времени могут не совпадать между собой. Величиной ε_{Y_i}, ч, определяют отставание во времени изменений температуры поверхности от изменений проходящего через поверхность теплового потока (рис. VII.3). Сложение величин Y_i отдельных ограждений в формуле (VII.10) нужно провести с учетом их несовпадения во времени.

Для ограждений, имеющих на внутренней поверхности «толстые»

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

материальные слои, $\varepsilon_{Y_i} = T/8$, что при $T = 24$ ч соответствует 3 ч. Здесь могут быть отклонения в одну и другую стороны. Если поверхностный слой становится тоньше, а следующий за ним материал—более теплоустойчивым, то величина Y возрастает, а показатель сдвига во времени ε_Y уменьшается. Обратная зависимость имеет место, когда второй слой менее теплоустойчив, чем первый. Для легких малоинерционных наружных ограждений (окон, дверей) ε_Y приближается к нулю, а $Y = 1/(R_0 - R_в)$. Для «тонких» внутренних ограждений и оборудования ($0{,}5D < 1{,}0$), омываемых с обеих поверхностей воздухом, ε_Y может возрасти до $T/4$.

В инженерном методе рекомендуется для упрощения расчетов не учитывать возможное расхождение и считать для всех ограждений $\varepsilon \simeq T/8$. Эта рекомендация учитывает преимущественное расположение в помещении ограждений с «толстыми» внутренними слоями и компенсирующее влияние легких наружных ($0 < \varepsilon_Y < T/8$) и легких внутренних ($T/8 < \varepsilon_Y < T/4$) ограждений.

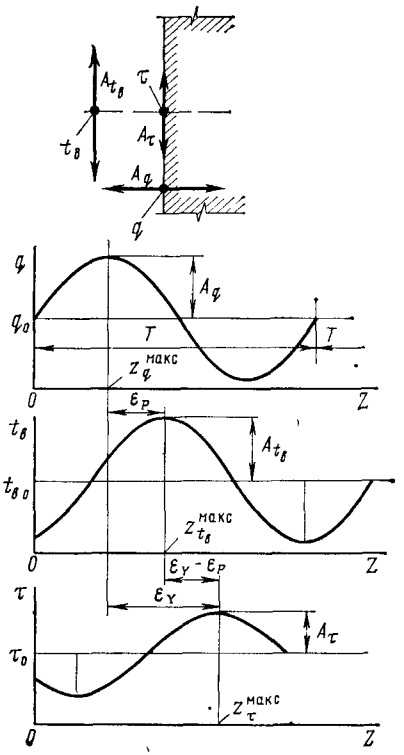


Рис. VII.3. Колебания температур воздуха и внутренней поверхности ограждения под влиянием колебания теплового потока

В жилых помещениях доля внутренних ограждений обычно больше, чем в помещениях другого назначения, поэтому в них ε_Y несколько больше $T/8$. Однако это отклонение в общем расчете несущественно.

В расчете теплоустойчивости важную роль играет отношение $Y_п/\Lambda$ — модуля показателя теплоусвоения помещения $Y_п$ к показателю конвективного теплообмена в помещении Λ, который является скалярной величиной и определяется по формуле

$$\Lambda = \sum \alpha_{к,i} F_i = \alpha_к F_{пом}, \qquad \text{(VII.13)}$$

где $\alpha_{к,i}$, $\alpha_к$ — коэффициент конвективного теплообмена соответственно на отдельных поверхностях и определенный по всем поверхностям, обращенным в помещение; $F_{пом} = \Sigma F_i$ — сумма площадей всех поверхностей, обращенных в помещение.

Для расчета изменений основной составляющей теплового режима (температуры воздуха) необходимо определить полное значение по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

казателя теплопоглощения помещения, учитывающего наличие наряду с ограждениями мебели, оборудования, а также влияние воздухообмена.

С учетом принятого разделения теплообмена на составляющие при определении теплопоглощательной способности нужно учитывать только конвективную часть теплообмена. Для внутренних поверхностей ограждений в этом случае показатель $P_{огр}$ будет равен

$$P_{огр} = \sum \dot{B}_i F_i . \qquad \text{(VII.14)}$$

Коэффициент теплопоглощения отдельного ограждения (его модуль) равен

$$B_i = \frac{\mu_i}{1/Y_i + 1/\alpha_{кi}}, \qquad \text{(VII 15)}$$

где $\alpha_{кi}$ — коэффициент конвективного теплообмена на поверхности.

Коэффициент μ_i в формуле (VII.15) зависит от соотношения складываемых в знаменателе величин. Его значение изменяется в небольших пределах и может быть принято равным 1,05. Значения B для ограждений различного вида могут заметно изменяться. Если поверхность имеет большую теплоустойчивость и $Y_1 \to \infty$ (металлические предметы, бак с водой и др.), то B стремится к своему максимально возможному значению $\alpha_к$. Для наружных ограждений с малой теплоустойчивостью (например, для окна при $S \to 0$), когда

$$Y_1 = \frac{1}{\Sigma R + 1/\alpha_н}, \qquad \text{(VII.16)}$$

величина B приблизительно равна своему минимальному значению — коэффициенту теплопередачи. Для этого случая по формуле (VII 15) при $\mu = 1$

$$B \simeq \frac{1}{\Sigma R + 1/\alpha_н + 1/\alpha_к} \simeq \frac{1}{R_0} = K. \qquad \text{(VII.17)}$$

Способность воздуха в объеме помещения к теплопоглощению невелика, однако иногда ее нужно учитывать. Показатель теплопоглощения воздуха $P_{воз}$, равный отношению амплитуды количества тепла, поглощаемого воздухом, к амплитуде его температуры, определяется по формуле

$$P_{воз} = \frac{\frac{2\pi}{T} c\rho_в V A_{t_в}}{A_{t_в}} = 2{,}18 \frac{V}{T} \Bigg\| P_{воз} = 1{,}88 \frac{V}{T}, \qquad \text{(VII.18)}$$

где V — объем помещения; $c\rho_в$ — объемная теплоемкость воздуха.

Коэффициент теплопоглощения для предметов оборудования и мебели равен

$$P_{об} = \frac{\mu_{об}}{1 + Y_{об}/\alpha_{к\cdot об}} Y_{об}, \qquad \text{(VII.19)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $Y_{об}$ — коэффициент теплоусвоения оборудования и мебели (VII.12).

Первый множитель в формуле (VII.19) для предметов из дерева и металла можно принимать равным $\sim 0{,}7$. Площадь поверхности с двух сторон тонкой пластины, эквивалентной по теплопоглощению оборудованию весом $G_{об}$, кг, равна

$$F_{об} = 2G_{об}/(\delta\rho_{об}). \qquad \text{(VII.20)}$$

С учетом этого показатель теплопоглощения оборудования $P_{об}$ равен

$$P_{об} \approx 0{,}7\,\frac{\pi}{T}\,c_{об}\,\rho_{об}\delta\,\frac{2G_{об}}{\delta\rho_{об}} = \frac{4{,}4}{T}\,G_{об}c_{об} \qquad \text{(VII.21)}$$

Теплопоглощение воздухообмена в помещении определяется показателем $P_{вент}$, который равен

$$P_{вент} = \frac{Lc\rho_в A_{t_в}}{A_{t_в}} = Lc\rho_в, \qquad \text{(VII.22)}$$

где L — воздухообмен, м³/ч.

Показатель теплопоглощения помещения $P_п$ при необходимости учета всех составляющих равен их сумме

$$\dot{P}_п = \sum \dot{P}_i + \dot{P}_{воз} + \dot{P}_{об} + P_{вент}. \qquad \text{(VII.23)}$$

Величина P_i равна отношению взаимосвязанных между собой амплитуд изменений конвективного теплообмена и температуры воздуха. Температура воздуха и ее изменение во времени одинаковы для всех поверхностей. Изменения потоков конвективного тепла на них не совпадают во времени. Последнее определяет положение показателей теплопоглощения во времени ε_{Pi}. Для определения несовпадения P_i во времени удобно принять за нуль отсчета положение показателя $P_{вент}$, который, как это следует из формулы (VII.22), совпадает во времени с колебаниями температуры воздуха. Для этого показателя примем

$$\varepsilon_{P_{вент}} = 0. \qquad \text{(VII.24)}$$

Для поверхностей ограждений (если условно принять их в данном расчете за «толстые», см. § IV.4) отклонение $P_{огр}$ от $P_{вент}$ равно

$$\varepsilon_{P_{огр}} = T/8 - Б\,(\Lambda/Y_{огр})\,T, \qquad \text{(VII.25)}$$

где $\Lambda = \Sigma\alpha_{кi}F_i$ — удельный (отнесенный к разности температур в 1°) конвективный теплообмен на всей площади поверхностей ограждений, для которых коэффициент теплоусвоения $Y_{огр}$.

Величина $Б(\Lambda/Y_{огр})\,T$ показывает отставание колебаний температуры поверхности от колебаний температуры воздуха, ч. Согласно выражению (IV.118), ее можно определить по формуле

$$Б\left(\frac{\Lambda}{Y_{огр}}\right) = \frac{1}{360}\,\mathrm{arctg}\,\frac{1}{1 + (\Lambda/Y_{огр})\sqrt{2}}. \qquad \text{(VII 26)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Численные значения $B(\Lambda/Y_{\text{огр}})$ приведены в табл. IV.1.

Для воздуха и оборудования можно принять, что $\dot{P}_{\text{воз}}$ и $\dot{P}_{\text{об}}$ во времени между собой совпадают, отставая от изменений $P_{\text{вент}}$ на величину $T/4$:

$$\varepsilon_{P_{\text{воз}}} \simeq \varepsilon_{P_{\text{об}}} \simeq T/4 \qquad \text{(VII.27)}$$

Имея данные о величинах P_i и о положении их во времени ε_{P_i}, показатель теплопоглощения помещения $P_{\text{п}}$ (его модуль) в общем виде можно определить по правилу сложения гармонических колебаний в виде

$$P_{\text{п}} = \{P_{\text{огр}} + [(P_{\text{воз}} + P_{\text{об}}) + P_{\text{вент}}]\,\psi_1\}\,\psi_2. \qquad \text{(VII.28)}$$

Отклонение во времени $\varepsilon_{P_{\text{п}}}$ показателя $P_{\text{п}}$ от $P_{\text{вент}}$ определяется с учетом правила сложения как

$$\varepsilon_{P_{\text{п}}} = \varepsilon' \pm \sigma, \qquad \text{(VII.29)}$$

где ε' — положение во времени бо́льшего слагаемого в фигурной скобке формулы (VII.28).

Значения σ, так же как ψ_1 и ψ_2, определяются по правилу сложения (см. § IV.5). Вместо приведенных на рис. IV.17 отношений амплитуд $A_i/A_{\text{к}}$ нужно брать отношения складываемых показателей теплопоглощения $P_i/P_{\text{к}}$, а значение $\Delta\varepsilon$ принимать как несовпадение во времени этих показателей $|\varepsilon_{P_i} - \varepsilon_{P_{\text{к}}}|$.

Между показателями теплопоглощения и теплоусвоения всех поверхностей в помещении сохраняется связь, определяемая формулой (VII.15) для коэффициентов B_i и Y_i отдельных поверхностей.

Рассмотрим особенности расчета изменения теплового режима помещения при действии отдельных теплопоступлений и их совместном действии.

Пример VII.1. Рассчитать показатели теплоусвоения и теплопоглощения помещения промышленного предприятия.

Конструкции ограждений в помещении следующие. Наружная стена:, наружная штукатурка — $\rho = 1600$ кг/м³, $\delta = 0{,}015$ м; $\lambda = 0{,}814$ Вт/(м²·К), $S = 9{,}7$ Вт/(м²·К); керамзитобетон — $\rho = 900$, $\delta = 0{,}21$, $\lambda = 0{,}32$, $S = 5{,}1$; внутренняя штукатурка — $\rho = 1600$, $\delta = 0{,}015$, $\lambda = 0{,}814$, $S = 9{,}7$; площадь стены $F_{\text{н с}} = 21{,}6$ м²; бесчердачное покрытие площадью $F_{\text{пт}} = 216$ м²; водоизоляционный ковер — $\rho = 600$, $\delta = 0{,}01$, $\lambda = 0{,}174$, $S = 3{,}33$; выравнивающий слой — $\rho = 1800$, $\delta = 0{,}02$; $\lambda = 0{,}93$, $S = 11{,}00$; пенобетон — $\rho = 400$, $\delta = 0{,}2$, $\lambda = 0{,}14$, $S = 3{,}0$; железобетонная плита — $\rho = 2500$, $\delta = 0{,}035$, $\lambda = 2{,}03$; $S = 18{,}79$; внутренние перегородки: железобетон — $\rho = 2500$, $\delta = 0{,}12$, $\lambda = 2{,}03$, $S = 18{,}79$; площадь перегородок $F_{\text{в.с}} = 260$ м², пол: железобетонная плита — $\delta = 0{,}035$, $\lambda = 2{,}03$, $S = 18{,}79$, $\rho = 2500$; асфальтобетон — $\delta = 0{,}025$, $\lambda = 1{,}05$, $\rho = 2100$, $S = 16{,}30$, $F_{\text{пл}} = 216$ м². Окно: $R_{\text{ок}} = 0{,}34$ м²× × К/Вт, $F_{\text{ок}} = 86{,}5$ м². Вес оборудования в помещении $G = 1470$ кг, $c = 481{,}5$ Дж/(кг·К); площадь поверхности $F_{\text{об}} = 100$ м².

Решение. Сначала определяем коэффициенты теплоусвоения и теплопоглощения отдельных ограждений.

Для наружной стены показатель массивности D внутреннего слоя меньше 1, а двух слоев больше 1, поэтому по формуле (IV.96) коэффициент теплоусвоения равеи

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$Y_{н.с} = \frac{(0{,}015/0{,}814)\,(9{,}7)^2 + 5{,}1}{1 + (0{,}015/0{,}814)\,5{,}1} = 6{,}25 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопоглощения наружной стены по формуле (VII.15) равен

$$B_{нс} = \frac{1{,}05}{1/6{,}24 + 1/2{,}55} = 1{,}90 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Для перекрытия $D_1 < 1$, но $D_{1+2} > 1$ по формуле (IV.96)

$$Y_{пт} = \frac{(0{,}035/2{,}03)\,(18{,}79)^2 + 3{,}0}{1 + (0{,}035/2{,}03)\,3{,}0} = 8{,}64;$$

$$B_{пт} = \frac{1{,}05}{1/8{,}64 + 1/2{,}55} = 2{,}07.$$

Для пола $D_1 < 1$, но $D_{1+2} > 1$ по формуле (IV.96)

$$Y_{пл} = \frac{(0{,}025/1{,}05)\,(16{,}30)^2 + 18{,}79}{1 + (0{,}025/1{,}05) \cdot 18{,}79} = 17{,}35;$$

$$B_{пл} = \frac{1{,}05}{1/17{,}35 + 1/2{,}55} = 2{,}33.$$

Для внутренних перегородок $D_1/2 < 1$ по формуле (IV.100)

$$Y_{в.с} = \frac{0{,}12\,(18{,}79)^2}{2 \cdot 2{,}03} = 10{,}44;$$

$$B_{в.с} = \frac{1{,}05}{1/10{,}41 + 1/2{,}55} = 2{,}15.$$

Для окна по формуле (VII.16)

$$Y_{ок} = \frac{1}{0{,}165 + 1/23{,}26} = 4{,}81,$$

где $\Sigma R = R_{ок} - 1/\alpha_в - 1/\alpha_н = 0{,}34 - 1/8{,}7 - 1/23{,}26 = 0{,}165$;

$$B_{ок} = \frac{1{,}05}{1/4{,}81 + 1/2{,}55} = 1{,}75.$$

Показатель теплоусвоения оборудования по формуле (VII.12)

$$Y_{об} = 3{,}14/(24 \cdot 3600) \cdot 1470 \cdot 481{,}5 = 27{,}97.$$

Показатель теплопоглощения оборудования определяется по формуле (VII.21)

$$P_{об} = \frac{4{,}4}{24 \cdot 3600}\ 1470 \cdot 481{,}5 = 36 \text{ Вт/К}.$$

По формуле (VII.27) $\varepsilon_{P_{об}} = 24/4 = 6$ ч.

Показатель теплоусвоения ограждений по формуле (VII.10)

$$Y_{огр} = 6{,}25 \cdot 21{,}6 + 8{,}64 \cdot 216 + 17{,}35 \cdot 216 + 10{,}44 \cdot 260 + \\ + 4{,}81 \cdot 86{,}5 = 8879{,}31 \text{ Вт/К}.$$

Показатель конвективного теплообмена в помещении при среднем коэффициенте теплообмена на поверхностях $\alpha_к = 2{,}55$ Вт/(м^2·К) по формуле (VII.13)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\Lambda = 2{,}55\,(21{,}6 + 216 + 216 + 260 + 86{,}5 + 100) = 2295{,}26 \text{ Вт/к}.$$

Показатель теплоусвоения ограждений по формуле (VII.14) равен

$$P_{\text{огр}} = 1{,}90 \cdot 21{,}6 + 2{,}07 \cdot 216 + 2{,}33 \cdot 216 + 2{,}15 \cdot 260 + 1{,}75 \cdot 86{,}5 =$$

$$= 1701{,}82 \text{ Вт/К}$$

при $\Lambda/Y_{\text{огр}} = 2295{,}26/8879{,}31 = 0{,}26$.
По табл. IV.1 $Б$ $(\Lambda/Y_{\text{огр}}) = 0{,}1$ T.
По формуле (VII.25) $\varepsilon_{P\text{огр}} = 24/8 - 0{,}1 \cdot 24 = 0{,}6$ ч.
Показатель теплоусвоения помещения $Y_{\text{п}}$ по формуле (VII.11) равен

$$Y_{\text{п}} = 8879{,}31 + 27{,}97 = 8907{,}28 \text{ Вт/К};$$

$$\varepsilon_{Y_{\text{п}}} \cong T/8 = 24/8 = 3 \text{ ч}.$$

Показатель теплопоглощения помещения при отсутствии воздухообмена и без учета пренебрежимо малой величины $P_{\text{воз}}$ по формуле (VII.28) равен

$$P_{\text{п}} = (P_{\text{огр}} + P_{\text{об}})\,\psi = (1701{,}82 + 36)\,0{,}985 = 1711{,}75 \text{ Вт/К};$$

$$A_1/A_2 = 1701{,}82/36 = 47{,}27; \quad \Delta Z = |\,0{,}6 - 6\,| = 5{,}4 \text{ ч}.$$

По рис. IV.17 $\psi_1 = 0{,}975$; $\sigma_1 = 0$; $\varepsilon_{P_{\text{п}}} = \varepsilon_{P_{\text{огр}}} = 0{,}6$ ч.

§ VII.4. ГАРМОНИЧЕСКИЕ ПОСТУПЛЕНИЯ И ОБМЕН ТОЛЬКО ЛУЧИСТЫМ ИЛИ ТОЛЬКО КОНВЕКТИВНЫМ ТЕПЛОМ

Поступление только лучистого тепла (см. рис. VII.1, *а*) в результате многократного отражения распределится по всем поверхностям помещения. Колебания гармонических поступлений лучистого тепла (обозначено индексом «г.л»), изменяемая часть которых равна $\dot{Q}_{\text{г.л}}$, вызовут изменения средней по площади температуры $\dot{\tau}_{\text{ос.г.л}}$ всех поверхностей в помещении

$$\dot{\tau}_{\text{ос. г.л}} = \dot{Q}_{\text{л}}/\dot{Y}_{\text{п}}. \qquad \text{(VII.30)}$$

Амплитуда $A_{\tau_{\text{ос.г.л}}}$ изменения $\tau_{\text{ос.г.л}}$ будет равна

$$A_{\tau_{\text{ос.г.л}}} = A_{Q_{\text{г.л}}}/Y_{\text{п}}, \qquad \text{(VII.31)}$$

где $A_{Q\text{г.л}}$ — амплитуда колебания $Q_{\text{г.л}}$.

Температура поверхностей $\tau_{\text{ос.г.л}}$ изменяется с отставанием от $Q_{\text{г.л}}$ на величину $\varepsilon_{Y_{\text{п}}}$. В данном случае рассматривается только лучистый теплообмен (в идеальном случае это теплообмен в вакууме). Воздух считается некоторой условной средой, поэтому принимаем, что его температура изменяется и по величине и во времени так же, как температура поверхностей:

$$\dot{t}_{\text{в.г.л}} = \dot{\tau}_{\text{ос.г.л}}; \quad A_{t_{\text{в.г.л}}} = A_{\tau_{\text{ос.г.л}}}. \qquad \text{(VII.32)}$$

При поступлении только конвективного тепла в воздух помещения оно передается воздухом на поверхности ограждений. В каждый мо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

мент времени количество поступающего в помещение конвективного тепла равно теплу, переданному воздухом поверхностям. При гармонических поступлениях конвективного тепла $\dot{Q}_{г.к}$ с амплитудой $A_{Q_{г.к}}$ (обозначено «г. к») изменение температуры воздуха $t_{в.г.к}$ не совпадает по величине и во времени с изменением осредненной температуры поверхностей $\tau_{ос.г.к}$:

$$\dot{\tau}_{ос.г.к} = \dot{Q}_{г.к}/\dot{Y}_{п}; \quad A_{\tau_{ос.г.к}} = A_{Q_{г.к}}/Y_{п}; \qquad \text{(VII.33)}$$

$$\dot{t}_{в.г.к} = \dot{Q}_{г.к}/\dot{P}_{п}; \quad A_{t_{в.г.к}} = A_{Q_{г.к}}/P_{п}, \qquad \text{(VII.34)}$$

где $A_{Q_{г.к}}$ — амплитуда гармонического поступления конвективного тепла.

Отставание изменений $\dot{\tau}_{ос.г.к}$ от $\dot{Q}_{г.к}$ равно $\varepsilon_{Y_{п}}$, а отставание во времени изменения температуры воздуха от конвективных поступлений — $\varepsilon_{P_{п}}$. Несовпадение во времени $t_{в.г.к}$ и $\tau_{ос.г.к}$ можно определить, как $\varepsilon_{Y_{п}} - \varepsilon_{P_{п}}$.

В практических расчетах необходимо знать модуль $P_{п}$ показателя теплопоглощения помещения $\dot{P}_{п}$, а также его аргумент $\varepsilon_{P_{п}}$, показывающий отставание во времени изменения температуры воздуха от конвективных поступлений тепла. Ниже приведены значения $P_{п}/\Lambda$ и $\varepsilon_{P_{п}}$ в зависимости от отношения $Y_{п}/\Lambda$ для случая, когда $P_{п} = P_{огр}$:

$Y_{п}/\Lambda$ . . .	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
$P_{п}/\Lambda$ . . .	0,36	0,54	0,65	0,71	0,76	0,79	0,82	0,84	0,86	0,87
$10^2\varepsilon_{P_{п}}$ . . .	8,4T	6,25T	4,91T	4,08T	3,45T	3,37T	3,0T	2,37T	2,16T	2,0T

Гармонические поступления тепла через ограждения целесообразно выделить в самостоятельную составляющую, так как их величину необходимо определить специальным расчетом. Особенность этого расчета состоит в следующем. Изменения поступлений тепла через наружные ограждения рассчитываются в предположении постоянства температуры помещения. Затем эти данные используются как составляющие общих теплопоступлений при расчете теплоустойчивости помещения, в котором наружные ограждения входят в общее число поверхностей, обращенных в помещение. Такая последовательность расчета возможна, если воспользоваться методом наложения, который позволяет разделить тепловые воздействия на составляющие с последующим сложением частных результатов. Раздельно должны быть получены лучистая и конвективная составляющие поступлений тепла через ограждения в условиях, когда температура помещения $t_{п}$ остается неизменной. Температура внутренних поверхностей наружных ограждений $\tau'_{в}$ отмечена для этих условий ($t_{п} = \text{const}$) штрихом.

Поступления лучистого $Q_{л.огр}$ и конвективного $Q_{к.огр}$ тепла в результате теплопередачи через ограждения зависят от изменения $\tau'_{в}$ и равны

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\dot{Q}_{\text{л.огр}} = \alpha_{\text{л}} \dot{\tau}_{\text{в.огр}} F; \quad A_{Q_{\text{л.огр}}} = \alpha_{\text{л}} A_{\tau_{\text{в}}} F_{\text{огр}}; \tag{VII.35}$$

$$\dot{Q}_{\text{к.огр}} = \alpha_{\text{к}} \dot{\tau}_{\text{в}} \cdot F_{\text{огр}}; \quad A_{Q_{\text{к. огр}}} = \alpha_{\text{к}} A_{\tau_{\text{в}}} F_{\text{огр}}. \tag{VII.36}$$

Близкими к гармоническим являются поступления тепла непосредственно вносимого в помещение через лучепрозрачные ограждения за счет поглощенной радиации (см. гл. VIII) и проникающей рассеянной радиации. Последняя составляющая солнечной радиации действует на ограждения любой ориентации. Ее изменение в течение суток близко к правильному гармоническому. Амплитуда A_D потока падающей рассеянной радиации (при замене фактической кривой изменения равновеликой ей по площади косинусоидой) может быть определена по формуле

$$A_D \approx \frac{T-m}{T} \pi D_0, \tag{VII.37}$$

где m — продолжительность действия (для рассеянной радиации светлое время дня) радиации за сутки ($T = 24$ ч); $D_{\text{р}_0}$ — среднесуточное значение рассеянной радиации.

Изменение проникающей в помещение рассеянной радиации равно

$$\dot{Q}_{\text{р}} = K_{\text{прон}} \dot{D} F_{\text{ок}}; \quad A_{Q_{\text{р}}} = K_{\text{прон}} A_D F_{\text{ок}}. \tag{VII.38}$$

В этой формуле учитывается только коэффициент проникания заполнения оконных проемов $K_{\text{прон}}$, так как затеняющие защитные устройства от прямой солнечной радиации часто мало препятствуют прониканию в помещение рассеянной радиации (см. § VIII. 4).

Тепло, поступающее в помещение с воздухом (вентиляция, инфильтрация и др.), является конвективным. Изменения $\dot{Q}_{\text{вент}}$ зависят от изменений температуры приточного воздуха $\dot{t}_{\text{пр}}$:

$$\dot{Q}_{\text{вент}} = L c \rho \dot{t}_{\text{пр}}. \tag{VII.39}$$

Пример VII.2. Для помещения, описанного в примере VII.1, рассчитаны колебания температуры воздуха $t_{\text{в}}$ и осредненной температуры ограждений $\tau_{\text{ос}}$ под влиянием конвективных и лучистых гармонических колебаний теплопоступлений с амплитудами: $A_{Q\text{г}\kappa} = 3500$ Вт; $A_{Q\text{г.л}} = 5330$ Вт; время максимума тепловыделений $Z^{\text{макс}}_{Q_{\text{г}}} = Z^{\text{макс}}_{Q_{\text{г.к}}} = Z^{\text{макс}}_{Q_{\text{г.л}}} = 16{,}5$ ч.

Из примера VII.1 известно, что $Y_{\text{п}} = 8907{,}28$ Вт/К, $\varepsilon_{Y_{\text{п}}} = 3$ ч; $P_{\text{п}} = 1711{,}75$ Вт/К; $\varepsilon_{P_{\text{п}}} = 0{,}6$ ч.

Решение Амплитуда температуры поверхностей ограждений под влиянием гармонического лучистого тепла в соответствии с формулой (VII.31) равна $A_{\tau_{\text{ос.г.л}}} = 5330/8907{,}28 = 0{,}6°$ С, а под влиянием конвективных теплопоступлений по формуле (VII.33) $A_{\tau_{\text{ос.г.к}}} = 3500/8907{,}28 = 0{,}4°$ С.

Время максимума осредненной температуры всех поверхностей под влиянием лучистых и конвективных теплопоступлений равно $Z^{\text{макс}}_{\tau_{\text{ос.г}}} = Z^{\text{макс}}_{Q_{\text{г}}} + \varepsilon_{Y_{\text{п}}} = 16{,}5 + 3 = 19{,}5$ ч.

Суммарная амплитуда $A_{\tau_{\text{ос.г}}} = A_{\tau_{\text{ос.г.л}}} + A_{\tau_{\text{ос.г.к}}} = 0{,}6 + 0{,}4 = 1°$ С.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Амплитуда колебаний температуры воздуха под влиянием гармонических лучистых теплопоступлений по формуле (VII.32) равна $A_{t_{в.г.л}} = A_{\tau_{ос.г.л}} = 0{,}6°$ С, $Z^{макс}_{t_{в.г.л}} = Z^{макс}_{\tau_{ос\,г.л}} = 19{,}5$ ч.

Амплитуда колебаний температуры воздуха под влиянием гармонического конвективного тепла по формуле (VII.34) равна $A_{t_{в.г.к}} = 3500/1711{,}75 = 2{,}0°$ С.

Время максимума температуры воздуха под влиянием конвективного тепла равно $Z^{макс}_{t_{в.г.к}} = Z^{макс}_{Qг.к} + \varepsilon_{Рп} = 16{,}5 + 0{,}6 = 17{,}1$ ч.

Амплитуда изменений температуры воздуха под влиянием лучистых и конвективных гармонических теплопоступлений равна $A_{t_{в.г}} = (A_{t_{в.г.л}} + A_{t_{в.г.к}})\psi = (0{,}6 + 2{,}0)\,0{,}965 = 2{,}5°$ С, где по рис. IV.17 $\psi = 0{,}965$; $\sigma = 0{,}4$ при $A_1/A_2 = 2{,}0/0{,}6 = 3{,}4$; $\Delta Z = |Z_{t_{в.г.л}} - Z_{t_{в.г.к}}| = 19{,}5 - 17{,}1 = 2{,}4$ ч.

Время максимума температуры воздуха $t_{в.г}$ равно $Z^{макс}_{t_{в.г.к}} = 17{,}1 + 0{,}4 = 17{,}5$ ч.

§ VII.5. ПРЕРЫВИСТЫЕ ПОСТУПЛЕНИЯ ТОЛЬКО ЛУЧИСТОГО ИЛИ ТОЛЬКО КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛА

Изменения теплопоступлений любой сложности можно представить в виде ряда прерывистых поступлений, пользуясь методом наложения. Рассмотрение и решение задачи для прерывистых поступлений позволяет определить тепловой режим помещения при любых изменениях подачи тепла во времени.

Прерывистой называют периодическую подачу тепла (рис. VII.4, *а*), когда в течение части периода m/T в продолжение m, ч, поступление тепла поддержи-

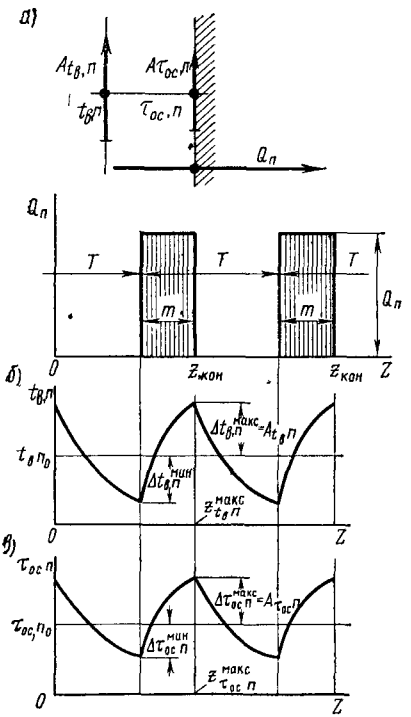


Рис. VII.4. Изменения температуры воздуха (*б*) и температуры внутренней поверхности (*в*) ограждения под влиянием прерывистых поступлений тепла (*а*)

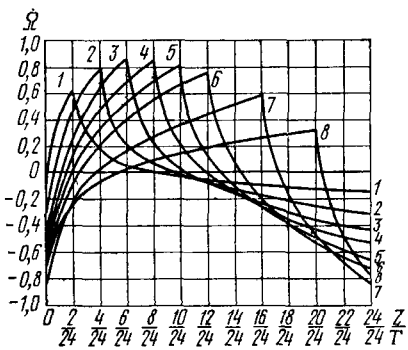


Рис. VII.5. Коэффициенты прерывистости Ω при продолжительности подачи тепла m, равной: *1* — $2T/24$; *2* — $4T/24$; *3* — $6T/24$; *4* — $8T/24$; *5* — $10T/24$; *6* — $12T/24$; *7* — $16T/24$; *8* — $20T/24$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вается на постоянном уровне $Q_{\text{п}}$ и полностью прерывается на остальную его часть $1-m/T$, продолжительностью $(T-m)$, ч. Задача о теплоустойчивости помещения в режиме прерывистых теплопоступлений была решена А. М. Шкловером [IV. 8]. Прерывистая подача тепла может быть математически представлена в форме ряда Фурье—суммы гармоник, имеющих разные амплитуды и периоды. Для ряда в целом, как и для слагаемых гармоник, справедливы общие закономерности процесса. Это обстоятельство позволило получить общее решение, которое можно использовать в намеченной последовательности инженерного метода.

При расчете теплоустойчивости помещения необходимо определить (рис. VII. 1, *б*) отклонения температуры воздуха $\Delta t_{\text{в. п}}$ и поверхностей $\Delta\tau_{\text{ос. п}}$ от их средних за период значений при прерывистых поступлениях (обозначено «П»). Отклонения температуры поверхностей в помещении при прерывистой подаче $Q_{\text{п}}$ только лучистого или только конвективного тепла равны

$$\Delta\tau_{\text{ос.п}} = \frac{\Omega Q_{\text{п}}}{Y_{\text{п}}}. \qquad \text{(VII.40)}$$

Коэффициент прерывистости Ω в формуле (VII.40) зависит от m/T и момента времени z/T, для которого определяется $\Delta\tau_{\text{ос. п}}$ (рис. VII.5). Максимальное повышение температуры $\tau_{\text{ос.п}}$ относительно среднего значения соответствует моменту времени окончания подачи тепла (рис. VII.4, *б*). Принимаем величину $\Delta\tau_{\text{ос п}}^{\text{макс}}$ за условную амплитуду $A\tau_{\text{ос. п}}$ колебания температуры поверхностей в режиме прерывистых поступлений:

$$A_{\tau_{\text{ос. п}}} = \frac{\Omega^{\text{макс}} \cdot Q_{\text{п}}}{Y_{\text{п}}}. \qquad \text{(VII.41)}$$

Полный перепад температуры поверхностей в перерыве между теплопоступлениями

$$\tau_{\text{ос.п}}^{\text{макс}} - \tau_{\text{ос.п}}^{\text{мин}} = Q_{\text{п}} \frac{\Omega^{\text{макс}} - \Omega^{\text{мин}}}{Y_{\text{п}}}, \qquad \text{(VII.42)}$$

где $\Omega^{\text{макс}}$ и $\Omega^{\text{мин}}$ — максимальное и минимальное значения коэффициента прерывистости по приведенной ниже таблице.

$\frac{m}{T}$	$\frac{2}{24}$	$\frac{4}{24}$	$\frac{6}{24}$	$\frac{8}{24}$	$\frac{10}{24}$	$\frac{12}{24}$	$\frac{16}{24}$	$\frac{20}{24}$
$\Omega^{\text{макс}}$	0,640	0,787	0,843	0,849	0,818	0,760	0,575	0,475
$\Omega^{\text{мин}}$	—0,165	—0,318	—0,454	—0,575	—0,678	—0,76	—0,849	—0,787

При поступлении только лучистого тепла (по причинам, описанным на с. 332) изменения $t_{\text{в.п}}$ равны по величине $\tau_{\text{ос.п}}$ (VII.37) — (VII.39) и совпадают во времени. Время максимального значения температур совпадает с моментом окончания прерывистой подачи.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При прерывистом притоке конвективного тепла $Q_{\text{п. к}}$ величина $\Delta t_{\text{в}}$ отличается от $\Delta\tau_{\text{ос}}$ во время теплоподачи (m, ч)

$$\Delta t_{\text{вп}} = \Delta\tau_{\text{ос.п}} + Q_{\text{п.к}}/\Lambda. \qquad \text{(VII.43)}$$

В остальное время (T — m, ч) периода

$$\Delta t_{\text{в.п}} = \Delta\tau_{\text{ос-П}}. \qquad \text{(VII.44)}$$

Максимальное превышение температуры воздуха над средним значением обозначим $A_{t_{\text{в.П}}}$. Величина этой условной амплитуды равна

$$A_{t_{\text{в.П}}} = A_{\tau_{\text{ос.п}}} + Q_{\text{П.к}}/\Lambda. \qquad \text{(VII.45)}$$

Полный перепад температуры воздуха за перерыв между поступлениями от максимального до минимального значений равен

$$t_{\text{в.П}}^{\text{макс}} - t_{\text{в.П}}^{\text{мин}} = \tau_{\text{ос.П}}^{\text{макс}} - \tau_{\text{оп.П}} + Q_{\text{П. к}}/\Lambda. \qquad \text{(VII.46)}$$

Поступления лучистого тепла прямой солнечной радиации непосредственно в помещение близки к прерывистым поступлениям.

Интенсивность прямой солнечной радиации, падающей на вертикальные ограждения, характеризуется быстрым возрастанием и быстрым спадом. Такой характер изменения во времени позволяет считать ее поступление прерывистым. Интенсивность прерывистой подачи удобно принять равной максимальной величине прямой радиации, а ее продолжительность определить из условия равенства площадей кривой изменения радиации и заменяющей ее кривой прерывистого поступления.

Интенсивность прерывистого поступления проникающей в помещение прямой радиации $Q_{\text{пр}}$ равна

$$Q_{\text{пр}} = S_{\text{макс}} K_{\text{пров}} K_{\text{зат}} F_{\text{ок}}. \qquad \text{(VII.47)}$$

Продолжительность этого поступления m, ч, равна

$$m = S_0 T/(S_{\text{макс}}), \qquad \text{(VII.48)}$$

где S_0 и $S_{\text{макс}}$ — средняя за сутки и максимальная величина прямой солнечной радиации; $K_{\text{зат}}$ — коэффициент затенения солнцезащитных устройств.

Полный расчет теплопоступлений от солнечной радиации приведен в § VIII.4.

Для получения температурного режима помещения при совместном действии прерывистых поступлений тепла необходимо для каждой составляющей отдельно рассчитать соответствующие температурные изменения с последующим их сложением в отдельные моменты времени.

Пример VII.3. Для помещения, описанного в примере VII.1, определить изменение температуры воздуха $t_{\text{в}}$ и осредненной температуры поверхностей $\tau_{\text{ос}}$ под воздействием прерывистых теплопоступлений продолжительностью $m = 8$ ч (с 10 до 18 ч), конвективная часть которых $Q_{\text{п.к}} = 2560$ Вт, а лучистая $Q_{\text{п.л}} = 6400$ Вт. Из примера VII.1 известно, что $Y_{\text{п}} = 8907{,}28$ Вт/К; $\varepsilon_{Y_{\text{п}}} = 3$ ч; $P_{\text{п}} = 1764{,}5$ Вт/К; $\varepsilon_{P_{\text{п}}} = 0{,}6$ ч, $\Lambda = 2295{,}26$ Вт/К.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Решение. Величина суммарных (лучистых и конвективных) теплопоступлений равна $Q_{\text{п}} = 6400 + 2560 = 8960$ Вт.

Отклонение температуры поверхностей в помещении через 2 ч после начала теплоподачи определяем по формуле (VII.40)

$$\Delta\tau_{\text{ос.п}} = 0{,}186 \cdot 8960/8907{,}28 = 0{,}18\ ^\circ\text{C}.$$

Значение коэффициента $\Omega = 0{,}186$ при $m/T = 8/24$ и момента времени $Z/T = 2/24$ определено по рис. VII.5.

Условную амплитуду колебания температуры поверхностей находят по формуле (VII.41)

$$A_{\tau_{\text{ос.п}}} = 0{,}849 \cdot 8960/8907{,}28 = 0{,}85\ ^\circ\text{C}.$$

Время максимума $\tau_{\text{ос п}}$ совпадает с окончанием теплоподачи — $Z^{\text{макс}}_{\tau_{\text{ос п}}} = 18$ ч

Полный перепад температуры поверхностей в перерыве между теплопоступлениями по формуле (VII.42) равен

$$\tau^{\text{макс}}_{\text{ос.п}} - \tau^{\text{мин}}_{\text{ос.п}} = 8960\,\frac{0{,}849 - (-0{,}575)}{8907{,}28} = 1{,}43\ ^\circ\text{C}.$$

Значения $\Omega^{\text{макс}} = 0{,}849$ и $\Omega^{\text{мин}} = -0{,}575$ определены по таблице (см. с 336) при $m/T = 8/24$.

Отклонение температуры воздуха в помещении через 2 ч после начала теплоподачи определяется по формуле (VII.43)

$$\Delta t_{\text{в.п.к}} = 0{,}18 + 2560/2295{,}26 = 1{,}30\ ^\circ\text{C}.$$

Условная амплитуда температуры воздуха по формуле (VII.45) равна

$$A_{t_{\text{в.п.к}}} = 0{,}86 + 2560/2295{,}26 = 1{,}98\ ^\circ\text{C}.$$

Время максимума $t_{\text{в.п}}$ совпадает с окончанием теплоподачи — $Z^{\text{макс}}_{t_{\text{в п}}} = 18$ ч

Полный перепад температуры воздуха за перерыв между теплопоступлениями с учетом формулы (VII.46) равен

$$t^{\text{макс}}_{\text{в п}} - t^{\text{мин}}_{\text{в п}} = 1{,}43 + 2560/2295{,}26 = 2{,}55\ ^\circ\text{C}.$$

§ VII.6. СЛОЖНЫЙ ЛУЧИСТО-КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН НА ПОВЕРХНОСТЯХ ПОМЕЩЕНИЯ ПРИ ГАРМОНИЧЕСКИХ И ПРЕРЫВИСТЫХ ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯХ

При сложном лучисто-конвективном теплообмене на поверхностях в помещении удобно воспользоваться понятием «условная температура внутренней среды» [VII.1] (подобно приведенному в § II.2). Тепловой баланс поверхности при периодических гармонических колебаниях температуры воздуха и падающего на поверхность лучистого потока тепла запишем в виде

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{л}} + \Lambda\,(t_{\text{в}} - \dot{\tau}_{\text{ос}}) = \Lambda\,(\dot{t}_{\text{в}} + \dot{Q}_{\text{л}}/\Lambda - \dot{\tau}_{\text{ос}}) = \Lambda\,(\dot{t}_{\text{усл}} - \dot{\tau}_{\text{ос}}), \quad \text{(VII.49)}$$

где точками обозначены периодически изменяющиеся части соответствующих величин в данном случае; $\dot{Q}$ — изменяющаяся во времени

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

часть общего потока тепла на поверхности; $\dot{Q}_л$ — то же, падающего на поверхность лучистого потока тепла; $t_{усл}$ — то же, условная температура внутренней среды.

С помощью этого преобразования смешанное граничное условие теплообмена на поверхности (при лучистом теплообмене II рода, при конвективном III рода) заменено одним условием теплообмена III рода с использованием условной температуры внутренней среды. В $t_{усл}$ входит радиационная температурная добавка $\Delta t_р$, которая учитывает действие лучистого тепла.

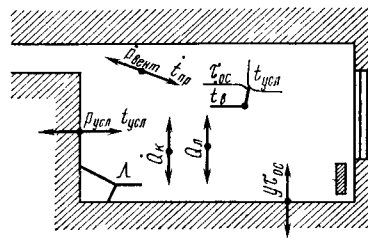


Рис. VII.6 Схема расчета теплоустойчивости помещения при сложном лучисто-конвективном теплообмене и поступлении в помещение лучистого и конвективного тепла

Следуя известному выводу (см. § VII.1), соотношение между изменениями общего теплового потока на поверхности и условной температуры воздуха можно получить в виде условного показателя теплопоглощения поверхностей в помещении ($P_{усл}$)

$$\dot{P}_{усл} = \frac{\dot{Q}}{\dot{t}_{усл}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{t}_в + \dot{Q}_л/\Lambda}, \quad \text{(VII.50)}$$

который, как это следует из (VII.2), равен $\dot{P}_{огр}$, т. е.

$$\dot{P}_{усл} = \dot{P}_{огр} = \frac{1}{1/Y_п + 1/\Lambda}. \quad \text{(VII.51)}$$

Используя $\dot{P}_{усл}$, переменную часть составляющих тепловых балансов относительно помещения и его поверхностей удается записать в виде следующих балансовых уравнений (см. рис. VII.6):

относительно помещения

$$\dot{Q}_к + \dot{Q}_л + \dot{P}_{вент}\dot{t}_{пр} = P_{усл}\dot{t}_{усл} + P_{вент}\dot{t}_в \quad \text{(VII.52)}$$

или

$$\dot{Q}_к + \dot{P}_{вент}\dot{t}_{пр} + \dot{Q}_л\left(1 - \dot{P}_{усл}/\Lambda\right) = \left(P_{усл} + \dot{P}_{вент}\right)\dot{t}_в; \quad \text{(VII.53)}$$

относительно поверхностей, обращенных в помещение,

$$\dot{Q}_л + \Lambda\left(\dot{t}_в - \dot{\tau}_{ос}\right) = Y_п\dot{\tau}_{ос} \quad \text{(VII.54)}$$

или

$$\dot{Q}_л + \Lambda\dot{t}_в = \left(\dot{Y}_п + \Lambda\right)\dot{\tau}_{ос}, \quad \text{(VII.55)}$$

где величины отнесены ко всему помещению и дополнительно использовано обозначение: $\dot{t}_{пр}$ — периодически изменяющаяся температура приточного воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В уравнениях (VII.52)—(VII.55) и далее действия умножения, сложения с величинами, обозначенными точками, производят как с векторами. Суммирование их удобно проводить, пользуясь правилом сложения правильных гармонических колебаний (см. § IV.5).

Величина теплоаккумулирующей способности воздуха в объеме помещения незначительна и ее, как правило, не учитывают. Влияние оборудования и мебели на теплопоглощение в помещении может быть учтено в системе (VII.52) — (VII.55) по формуле (VII.12).

Теплопоступления через наружные ограждения (определенные при постоянных внутренних условиях) считаются известными и вносятся в расчет теплоустойчивости помещения наравне с тепловыделениями от внутренних источников [в уравнениях (VII.52) — (VII.55) переменная часть $\dot{Q}_к$ и $\dot{Q}_л$].

Запись тепловых балансов в виде (VII.53), (VII.55) позволяет однозначно определить колебания температуры воздуха:

$$\dot{t}_{в.г} = \frac{\dot{Q}_к + \dot{P}_{вент}\,\dot{t}_{пр} + Q_л\left(1 - \dot{P}_{усл}/\Lambda\right)}{\dot{P}_{усл} + \dot{P}_{вент}}, \qquad \text{(VII.56)}$$

а также осредненной по площадям температуры поверхностей в помещении

$$\dot{\tau}_{ос.р} = (\dot{Q}_л + \Lambda \dot{t}_в)/(\dot{Y}_п + \Lambda). \qquad \text{(VII.57)}$$

Уравнения (VII.56), (VII.57) дают возможность по известным данным о свойствах теплоустойчивости помещения ($\dot{Y}_п$, $\dot{P}_{усл}$) и о воздействующих на его тепловой режим факторах ($\dot{Q}_к$, $\dot{Q}_л$, $\dot{P}_{вент}$, $\dot{t}_{пр}$) определить искомые изменения температуры воздуха $\dot{t}_в$ и поверхностей $\dot{\tau}_{ос}$ в помещении.

Из уравнений следует, что изменения температуры воздуха и поверхности ограждений при поступлениях одинаковых периодических лучистых и конвективных потоков тепла не равны. Для сглаживания колебаний температуры на поверхности ограждения [для этого надо принять $\dot{\tau}_{ос} = 0$ в уравнении (VII.57)] конвективной системе охлаждения потребуется создавать колебания температуры воздуха в помещении, равные:

$$\dot{t}_в = -\left(\dot{Q}_л/\Lambda\right). \qquad \text{(VII.58)}$$

При этом колебания конвективных теплопоступлений в помещение ($\dot{Q}_к + \dot{P}_{вент}\,\dot{t}_{пр}$) должны быть [как это следует из подстановки (VII.58) в (VII.56)] в

$$\frac{\dot{Q}_к + \dot{P}_{вент}\dot{t}_{пр}}{\dot{Q}_п} = -\left(\frac{\dot{P}_{вент}}{\Lambda} + 1\right) \qquad \text{(VII.59)}$$

раз больше лучистых теплопоступлений.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Задача системы кондиционирования воздуха обычно состоит в поддержании постоянства температуры воздуха в помещении ($\dot{t}_в = 0$). Для этой цели система должна полностью ассимилировать избыточное конвективное тепло и только часть переменной составляющей лучистых теплопоступлений ($\dot{Q}_л$) в соотношении, как это следует из (VII.56):

$$\frac{\dot{Q}_к + \dot{P}_{вент}\, \dot{t}_{пр}}{\dot{Q}_л} = \frac{\dot{P}_{усл}}{\Lambda} - 1 = \dot{a}_г. \qquad \text{(VII.60)}$$

Иными словами, для предупреждения колебания температуры воздуха конвективная система должна отвести из помещения поток тепла, который составит только некоторую долю $\dot{a}_г$ от лучистого теплового потока, поступающего в помещение. Доля $\dot{a}_г$, так же как и остальные величины в (VII.60), периодически изменяется и является векторной величиной. Она названа *коэффициентом ассимиляции* изменяющихся лучистых теплопоступлений конвективными. Ее максимальное значение $a_г$ соответствует модулю векторной величины $\dot{a}_г$ отношения (VII.60). Максимум доли с коэффициентом $a_г$, в тепловой нагрузке системы кондиционирования воздуха ($Z^{макс}_{a_г Q_л}$) должен отставать во времени от максимума гармонического лучистого теплопоступления ($Z^{макс}_{Q_л}$) на интервал времени $\varepsilon_{a_г}$, который равен аргументу соотношения (VII.60)

$$Z^{макс}_{a_г Q_л} = Z^{макс}_{Q_л} + \varepsilon_a. \qquad \text{(VII.61)}$$

Величины модуля $a_г$ и аргумента $\varepsilon_{a_г}$ коэффициента ассимиляции гармонических поступлений лучистого тепла приведены ниже:

$\frac{Y_п}{\Lambda}$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
$a_г$	0,717	0,54	0,435	0,357	0,305	0,267	0,233	0,21	0,19	0,173
$10^2 \varepsilon_{a_г}$ . .	$4T$	$6{,}25T$	$7{,}58T$	$8{,}41T$	$9{,}04T$	$9{,}5T$	$9{,}7T$	$10{,}12T$	$10{,}37T$	$10{,}54T$

Отсюда следует, что холодильную нагрузку на систему кондиционирования воздуха $Q_{к.в}$ при лучисто-конвективных теплопоступлениях, изменяющихся по гармоническому закону, можно для каждого момента времени определить по формуле

$$Q_{кв} = Q_{кв\,0} + \dot{Q}_{кв} = Q_{к0} + Q_{л0} + \dot{Q}_к + \dot{a}_т\, \dot{Q}_л, \qquad \text{(VII.62)}$$

где индексом «0» обозначены составляющие неизменные в течение периода (например, среднесуточные значения: тепловой нагрузки системы кондиционирования $Q_{кв\,0}$, конвективных $Q_{к0}$ и лучистых $Q_{л0}$ теплопоступлений в помещение), а точкой сверху — изменяющиеся во времени их части.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Максимальная нагрузка на систему кондиционирования воздуха $Q_{кв}^{макс}$, которая, например, в расчетные летние сутки определит установочную холодильную мощность системы, равна

$$Q_{кв}^{макс} = Q_{кв\,0} + A_{Q_{кв}} = Q_{к0} + Q_{л0} + (A_{Q_к} + a_т A_{Q_л})\,\psi, \quad \text{(VII.63)}$$

где A — амплитуды (модули) изменяющихся потоков тепла, отмеченных соответствующими индексами.

Анализ теплоустойчивости помещения при прерывистых теплопоступлениях сложнее, чем при гармонических. Для ряда в целом, как и для слагаемых гармоник, справедливы общие закономерности процесса. Это обстоятельство позволяет использовать намеченную выше схему и последовательность решения для случая прерывистых теплопоступлений и общего случая лучисто-конвективных периодических (гармонических и прерывистых) поступлений и ассимиляции тепла. Особенность приведенных выше соображений для этих случаев в том, что изменяющиеся величины являются более сложными, но также периодическими показателями процесса. В результате соответствующие показатели теплопоглощения и теплоусвоения помещения для прерывистых и более сложных периодических процессов не могут быть определены по простым формулам вида (VII.51). Величины $\dot{Q}_л$, $\dot{Q}_к$, $\dot{t}_{пр}$ в связи с их сложным изменением должны быть заданы в виде графиков или табличных данных сложных периодических теплопоступлений. В связи с этим коэффициент ассимиляции a и искомые температуры $t_в$ и $\tau_{ос}$, как правило, не могут быть получены аналитическими расчетами и должны определяться или численным методом сложения частных составляющих (см. § VII.7), или (что является более общим) численным решением с применением ЭВМ.

Решение [VIII.8] для прерывистых теплопоступлений лучистого тепла было проведено по намеченной схеме на ЭВМ. Полученные в результате значения коэффициентов ассимиляции $a_п$ прерывистых теплопоступлений лучистого тепла приведены на рис. VII.7. По ним можно определить часть прерывистых теплопоступлений $a_п \cdot Q_п$, которую должна ассимилировать конвективная система кондиционирования воздуха.

Для упрощенных оценок можно воспользоваться заменой кривых изменения $t_{в.\,п}$ и $\tau_{о.\,п}$, специфических для прерывистой теплоподачи, гармоническими. Амплитуда изменения температуры воздуха $A_{t_{в.п}}$ под влиянием прерывистых конвективных теплопоступлений с учетом (VII.56) равна

$$A'_{t_{в.п.к}} = \frac{Q_{п\,к}}{\dfrac{1}{Q^{макс}/Y_п + 1/\Lambda} + P_{вент}} = \frac{Q_{п.к}}{Y_п\Lambda/(Q^{макс}\Lambda + Y_п) + P_{вент}}. \quad \text{(VII.64)}$$

Значение знаменателя формулы (VII.64) можно назвать показателем теплопоглощения помещения при прерывистых теплопоступлениях и записать $A_{t_{в.п.к}}$ в виде

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

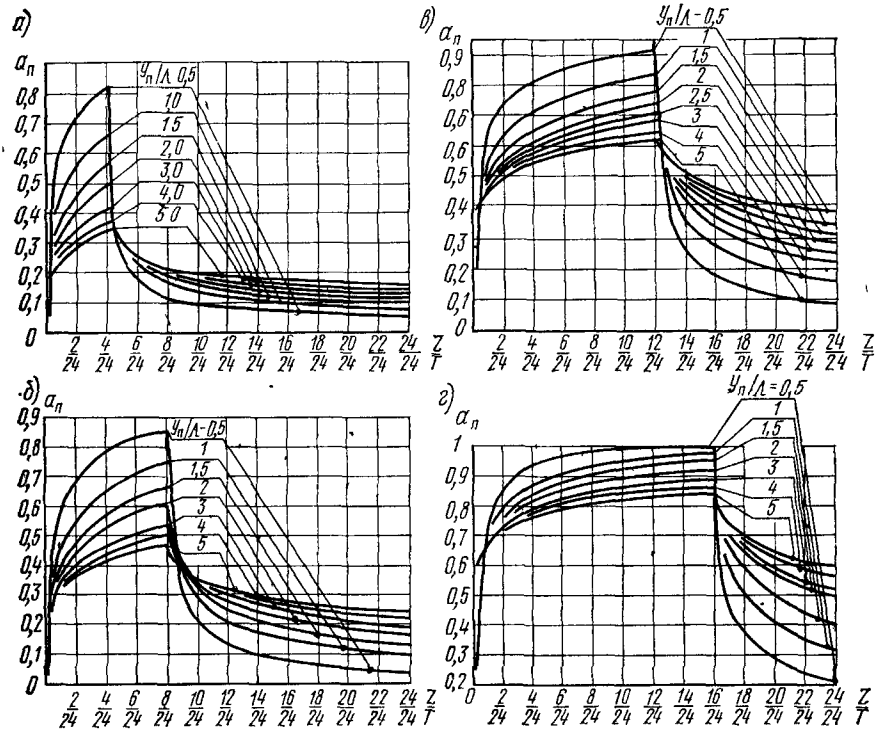


Рис. VII.7. Зависимость коэффициента ассимиляции $a_п$ от $Y_п/Λ$ и времени z/T от начала теплоподачи продолжительностью:
а — $m/T=1/6$; *б* — $m/T=1/3$, *в* — $m/T=1/2$, *г* — $m/T=2/3$

$$A_{t_{в\ п\ к}} = Q_{п.к}/P_{п.п}, \qquad \text{(VII.65)}$$

где

$$P_{п\ п} = Y_п Λ/(Ω_{макс} Λ + Y_п) + P_{вент}. \qquad \text{(VII.66)}$$

В преобразованной формуле (VII.64) учтено, что тепло, поглощенное воздухом, не участвует в процессе теплопоглощения и теплоусвоения на поверхностях в помещении.

Как следует из (VII.56), при гармонических лучистых теплопоступлениях

$$A_{t_{в.с.л}} = \frac{AQ_л(1 - P_{усл}/Λ)\psi}{(P_{усл} + P_{вент})\psi}. \qquad \text{(VII.67)}$$

Для учета прерывистости лучистых теплопоступлений сомножитель $(1 - P_{усл}/Λ)$ удобно привести к виду

$$1 - \frac{P_{усл}}{Λ} = 1 - \frac{1}{(1/Y_п + 1/Λ)Λ} = \frac{Λ/Y_п}{Λ/Y_п + 1} = \frac{1}{1 + Y_п/Λ}. \qquad \text{(VII.68)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Тогда амплитуда изменения температуры воздуха под влиянием прерывистых лучистых теплопоступлений равна

$$A_{t_{в.п.л}} = \frac{Q_{п.л}}{P_{t_{п.п}}(1 + Y_п/Q^{макс}_Л)}. \qquad (VII.69)$$

Суммарная амплитуда изменения температуры воздуха под влиянием конвективных и лучистых прерывистых теплопоступлений определяется сложением:

$$A_{t_{в.п}} = (A_{t_{в.п.к}} + A_{t_{в.п.л}})\,\psi.$$

За время максимума изменения $t_в$ и $\tau_{ос}$ принимается время окончания соответствующей прерывистой теплоподачи.

Величина амплитуды изменения $\tau_{ос}$ под влиянием конвективных и лучистых прерывистых теплопоступлений с учетом (VII.56), (VII.57) равна

$$A_{\tau_{ос\ п}} = \frac{Q_{п\ к}}{P_{п.п}\left(\frac{Y_п}{Q^{макс}_Л} + 1\right)} + \frac{Q_{п\ л}}{P_{п.п}\,\frac{Y_п/(Q^{макс}_Л) + 1}{P_{вент}/Л + 1}}. \qquad (VII.70)$$

§ VII.7. ОБЩИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА И ПОВЕРХНОСТЕЙ

Сложение колебаний температур, вызванных одновременно прерывистыми и гармоническими поступлениями тепла, по общему правилу аналитического сложения гармоник проводить нельзя. Для точного расчета необходимо определить изменения температуры от отдельных теплопоступлений и сложить их для разных моментов периода. По результирующим изменениям температуры можно точно установить максимальные их значения и пр. Приведенных данных достаточно для проведения такого расчета, но он получается трудоемким. При проведении расчета удобно отклонения от средних значений гармонически изменяющейся величины, например t, для различных моментов времени в течение периода T записать в виде:

$$t = t_0 + \beta A_t, \qquad (VII.71)$$

где t_0 и A_t — соответственно среднее за период значение и амплитуда t; $\beta = \cos\frac{2\pi}{T}Z$ — косинус для времени Z, отсчитанного от момента времени максимума величины t. Значения β приведены ниже:

$\frac{Z}{T}$	0	$\frac{T}{24}$	$\frac{T}{12}$	$\frac{T}{8}$	$\frac{T}{6}$	$\frac{5T}{24}$	$\frac{T}{4}$	$\frac{7T}{24}$	$\frac{T}{3}$	$\frac{3T}{8}$	$\frac{5T}{12}$	$\frac{11T}{24}$	$\frac{T}{2}$
β	1	0,97	0,87	0,71	0,5	0,26	0	−0,26	−0,5	−0,71	−0,87	−0,97	−1

В инженерном расчете, основным результатом которого является приближенное определение наибольших изменений $t_в$ и $\tau_{ос}$, можно суммировать амплитуды температур воздуха и поверхностей при воз-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

действии отдельных гармонических или прерывистых поступлений лучистого и конвективного тепла, пользуясь общим правилом сложения (см. § IV.5). Такое сложение в большинстве случаев дает некоторый запас в сторону увеличения значений $A_{t_в}$ и $A_{\tau_{ос}}$.

Амплитуда изменения температуры воздуха по правилу сложения в этом случае равна

$$A_{t_в} = [(A_{t_{в.г.л}} + A_{t_{в.г.к}})\psi_1 + (A_{t_{в.п.л}} + A_{t_{в\ п.к}})\psi_2]\psi_3. \qquad (VII.72)$$

Амплитуду изменения $A_{\tau_{ос}}$ определяют также по формуле (VII.72) сложением частных значений амплитуд изменения $\tau_{ос}$.

Слагаемые в скобках формулы (VII.72) определяют действие попарного сложения составляющих. Определение значений коэффициентов ψ и времени наступления максимума $t_в$ и $\tau_{ос}$ проводится по общему правилу сложения.

При расчете ограждающих конструкций, а также для оценки радиационного режима помещения необходимо знать фактические колебания температуры на внутренней поверхности наружного ограждения в условиях естественных изменений температуры воздуха и поверхностей в помещении. Пользуясь методом наложения, амплитуду температуры $A_{\tau_в}$ можно определить как

$$A_{\tau_в} = \left(A_{\tau_в} + A_{\tau_{ос}}\right)\psi, \qquad (VII.73)$$

где $A_{\tau_в}'$ — амплитуда $\tau_в'$ при постоянной температуре помещения (IV.101).

Таким образом, в уточненной методике инженерного расчета теплоустойчивости помещения получен способ определения полных показателей теплопоглощения $P_п$ и теплоусвоения $Y_п$ помещения и изменений $t_в$, $\tau_{ос}$ и $\tau_в$ в условиях гармонических и прерывистых поступлений конвективного и лучистого тепла. При этом использован единый метод наложения частных решений и правило аналитического сложения периодических колебаний.

Пример VII.4. Для помещения, описанного в примере VII.1, определить объем кондиционированного воздуха, суточный ход тепловой нагрузки на систему *КВ* для поддержания в помещении постоянной температуры. Допускаемый перепад между температурой внутреннего и приточного воздуха $\Delta t' = 8°$ С. В помещении имеются тепловыделения:

1) изменяющиеся по гармоническому закону с амплитудами $A_{Q_{г\ к}} = 3500$ Вт, $A_{Q_{г\ л}} = 5330$ Вт и $Z_{Qг}^{макс} = 16{,}5$ ч (среднесуточные теплопоступления $Q_{г\ о} = 7100$ Вт);

2) прерывистые с $Q_{п\ к} = 2560$ Вт, $Q_{п.л} = 6400$ Вт, $n = 8$ с 10 до 18 ч. Из примера VII.1 известно, что $Y_п = 8907{,}26$ Вт/К, $\varepsilon_{Y_п} = 3$ ч, $\Lambda = 2295{,}26$ Вт/К.

Решение. Отношение $Y_п/\Lambda$ равно

$$Y_п/\Lambda = 8907{,}26/2295{,}26 = 3{,}89.$$

Коэффициент ассимиляции гармонических лучистых тепловыделений по таблице (см. с. 341) равен: $a_г = 0{,}223$ и $\varepsilon_{a_г} = 0{,}099 \cdot 24 = 2{,}38$ ч. Амплитуда

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нагрузки на систему кондиционирования воздуха от гармонических лучистых теплопоступлений по формуле (VII.63) равна

$$a_1 A_{Q_л} = 0{,}223 \cdot 5330 = 1183{,}6 \text{ Вт}.$$

По формуле (VII.61)

$$Z^{макс}_{a_г Q_л} = 16{,}5 + 2{,}38 = 18{,}9 \text{ ч}.$$

Амплитуда нагрузки на систему от гармонических лучистых и конвективных тепловыделений равна

$$A_{Q_{кв.г}} = \left(a_г A_{Q_л} + A_{Q_к}\right)\psi = (1188{,}6 + 3500) \cdot 0{,}965 = 4524 \text{ Вт}$$

где $\psi = 0{,}965$, $\sigma = 0{,}55$ ч при $A_1/A_2 = 3500/1188{,}6 = 2{,}94$ и $\Delta Z = |Z^{макс}_{Q_г к} - Z^{макс}_{a_г Q_л}| = |16{,}5 - 18{,}9| \simeq 2{,}4$ ч.

Время максимума гармонической нагрузки

$$Z^{макс}_{Q_{кв\ г}} = Z^{макс}_1 + \sigma = 16{,}5 + 0{,}55 = 17 \text{ ч}.$$

Почасовые значения нагрузки за счет гармонического источника определены по формуле (VII.63) с учетом (VII.71)

$$Q_{кв.г} = Q_{г\ о} + \beta A_{Q_{кв\ г}} = 7100 + \beta 4524 \text{ Вт}.$$

Значения β приняты по таблице (см. с. 344) для $Z^{макс}_{Q_{кв\ г}} = 17$ ч. Полученные величины β и $Q_{кв\ г}$ вносят в таблицу (см. ниже).

Для расчета тепловой нагрузки на систему кондиционирования воздуха от лучистых прерывистых тепловыделений по рис. VII 7 для 8-часовой теплоподачи определяются значения коэффициентов ассимиляции $a_п$ при $Y_п/\Lambda = 3{,}69$

Значения нагрузки от лучистых прерывистых тепловыделений равны, $Q_{кв\ п\ л} = a_п Q_{п\ л} = a_п \cdot 6400$ Вт.

Дальнейший расчет, выполненный для четных часов суток, сведен в таблицу

Показатели	Час суток											
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
$a_п$	0,26	0,24	0,23	0,22	0,21	0,38	0,44	0,48	0,52	0,35	0,32	0,28
$Q_{кв\ п\ л}$	1664	1536	1472	1408	1344	2432	2816	3072	3328	2240	2048	1792
$Q_{п\ к}$	0	0	0	0	2560	2560	2560	2560	2560	0	0	0
	−0,71	−0,97	−0,97	−0,71	−0,26	0,26	0,71	0,97	0,97	0,71	0,26	−0,26
$Q_{кв\ г}$	3888	2712	2712	3888	5924	8276	10 312	11 488	11 488	10 312	8276	5924
$Q_{кв}$	5552	4248	4184	5296	9828	13 268	15 688	17 120	17 376	12 552	10 324	7716

Величина суммарной тепловой нагрузки на систему кондиционирования воздуха в каждый расчетный час определена сложением отдельных составляющих

$$Q_{кв} = Q_{кв.п.л} + Q_{п.к} + Q_{кв.г}.$$

Как это видно из таблицы, максимальная величина нагрузки равна $Q^{макс}_{кв} = 17\,376$ Вт.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Величина воздухообмена составляет

$$L = \frac{Q_{кв}^{макс}}{c\rho\Delta t^{пр}} = \frac{17\,376}{0{,}335 \cdot 8} = 6683{,}6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример VII.5. Определить колебания температуры помещения под влиянием гармонических и прерывистых теплопоступлений. Амплитуды колебаний температуры воздуха известны из примеров VII.2, VII.3 и равны $A_{t_{в.г}} = 2{,}5°$ С, $Z_{t_{в\,г}}^{макс} = 17{,}5$ ч; $A_{t_{в.п}} = 1{,}98°$ С, $Z_{t_{в\,п}}^{макс} = 18$ ч.

Амплитуды колебаний осредненной температуры ограждений равны $A_{\tau_{ос\,г}} = 1°$ С, $Z_{\tau_{ос\,г}}^{макс} = 19{,}5$ ч; $A_{\tau_{ос\,п}} = 0{,}86°$ С, $Z_{\tau_{ос\,п}}^{макс} = 18$ ч.

Решение. Амплитуда измеиения температуры воздуха по формуле (VII.72) равна

$$A_{t_в} = (2{,}5 + 1{,}98)\,0{,}995 = 4{,}7\,°\text{C};$$

$$Z_{t_в}^{макс} = 17{,}5 + 0{,}2 = 17{,}7 \text{ ч},$$

где по рис. IV.17 $\psi = 0{,}996$; $\sigma = 0{,}2$ ч при $A_1/A_2 = 2{,}5/1{,}98 = 1{,}3$, $\Delta Z = |17{,}5 - 18| = 0{,}5$ ч.

Амплитуда колебаний осредненной температуры ограждений по правилу сложения гармонических колебаний равна

$$A_{\tau_{ос}} = \left(A_{\tau_{ос.г}} + A_{\tau_{ос.п}}\right)\psi = (1 + 0{,}85)\,0{,}985 = 1{,}82\,°\text{C},$$

$$Z_{\tau_{ос}}^{макс} = 19{,}5 - 0{,}8 = 18{,}7 \text{ ч},$$

где по рнс. IV.17 $\psi = 0{,}985$, $\sigma = 0{,}8$ ч при $A_1/A_2 = 1/0{,}85 = 1{,}18$, $\Delta Z = |19{,}5 - 18| = 1{,}5$ ч.

Амплитуда измеиения температуры помещения равна

$$A_{t_п} = \frac{(A_{t_в} + A_{\tau_{ос}})\psi}{2} = \frac{(4{,}7 + 1{,}82)\,0{,}993}{2} = 3{,}24\,°\text{C}, \quad Z_{t_п}^{макс} = 17{,}7 + 0{,}3 = 18 \text{ ч},$$

где $\psi = 0{,}993$, $\sigma = 0{,}3$ ч при $A_1/A_2 = 4{,}7/1{,}82 = 2{,}59$, $\Delta Z = |17{,}7 - 18{,}7| = 1$ ч.

§ VII.8. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕЖИМА РЕГУЛИРОВАНИЯ МИКРОКЛИМАТА

Для решения вопросов регулирования системы кондиционирования микроклимата помещения необходим анализ работы отопительно-вентиляционного оборудования, выбор контуров регулирования и определение основных параметров устройств, обеспечивающих выполнение заданных процессов регулирования. Выбор схемы и основных параметров системы регулирования каждого контура производят с учетом протекания тепловых процессов в объектах регулирования, требований по точности регулирования, быстродействию и другим качественным показателям. Динамические свойства объекта существенно влияют на основной показатель системы автоматического регулирования — устойчивость параметров регулирования.

Расчет динамики тепловых процессов объекта регулирования обычно сводится к определению его статических и динамических характе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ристик. В системе кондиционирования такие характеристики дают возможность выявить зависимость колебания температуры помещения и отдельных элементов системы от изменяющихся тепловых воздействий.

Переменные тепловые воздействия условно разделяют на два вида: регулирующие и возмущающие. Регулирующие воздействия направлены на поддержание заданной температуры помещения $t_п$. К ним относится тепло, вносимое (или ассимилируемое) системами кондиционирования. Возмущающие воздействия вызывают отклонения $t_п$ от заданного значения. Это теплопоступления (теплопотери) при изменении температуры наружного воздуха, скорости ветра, солнечной радиации, работы технологического оборудования, электрического освещения и др. В самих системах кондиционирования воздуха регулирующие воздействия определяются технологическими схемами, режимом работы системы и т. д. Обычно динамика тепловых процессов в системах кондиционирования определяется только относительно регулирующих воздействий.

Динамические характеристики делятся на временны́е и частотные. Временны́е определяются для переходных тепловых процессов (кривые разгона) при ступенчатом или прерывистом изменениях во времени теплового воздействия. Частотные характеристики устанавливаются при его изменении в виде гармонических колебаний.

Динамические характеристики могут быть определены аналитическим решением системы дифференциальных уравнений теплового режима помещения или отдельных элементов системы. Подобные решения получены для простых случаев в теории теплоустойчивости, однако они недостаточно используются для решения вопросов регулирования. В теории автоматического регулирования для анализа режимов составляют линейные дифференциальные уравнения невысокого (первого — третьего) порядка. Такие уравнения не могут учесть всей сложности процесса в помещении и системах.

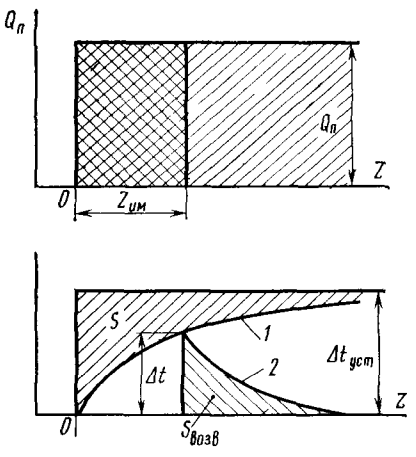


Рис. VII.8. Определение постоянной времени и коэффициента передачи помещения:

1 — кривая разгона температуры; *2* — кривая возврата температуры

При расчете динамических характеристик вентилируемых помещений и некоторых элементов систем кондиционирования удобно воспользоваться инженерной методикой расчета теплоустойчивости [VII.2]. Она позволяет получать временны́е и частотные характеристики при любых регулирующих или возмущающих воздействиях с учетом полного описания теплового процесса.

В теории теплоустойчивости инерционные свойства всех поверх-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ностей в помещении оцениваются коэффициентом теплоусвоения. Инерционные свойства помещения относительно температуры воздуха характеризуются коэффициентом теплопоглощения $P_{\text{п}}$.

Гармонические колебания тепловых потоков регулирующих или возмущающих воздействий вызывают в помещении колебания температуры воздуха $A_{t_{\text{в}}}$ и внутренних поверхностей ограждения $\tau_{\text{ос}}$. Амплитуды их колебаний для простейшего случая равны

$$A_{\tau_{\text{ос.г}}} = \frac{A_{Q_{\text{г}}}}{Y_{\text{п}}}; \quad A_{t_{\text{в.г}}} = \left(\frac{A_{Q_{\text{г.л}}}}{Y_{\text{п}}} + \frac{A_{Q_{\text{г к}}}}{P_{\text{п}}} \right) \psi, \qquad \text{(VII.74)}$$

а время максимума зависит от $\varepsilon_{Y_{\text{п}}}$ и $\varepsilon_{P_{\text{п}}}$. Поскольку показатели $Y_{\text{п}}$ и $P_{\text{п}}$ зависят от частоты колебаний, выражения (VII.74) можно использовать для аналитического определения частотных (амплитудных и фазовых) динамических характеристик помещения.

Основные зависимости для периодических прерывистых теплопоступлений можно применить к расчету разовых ступенчатых и импульсных воздействий (рис. VII.8). Для этого предположим, что период T имеет достаточно большую длительность. Для определения импульсных характеристик динамики теплового процесса в помещении могут быть использованы уравнения изменения температуры ограждений $\Delta\tau_{\text{ос}}$ и воздуха $\Delta t_{\text{в}}$:

$$\Delta\tau_{\text{ос.п}} = \frac{Q_{\text{п}} Q}{Y_{\text{п}}}; \quad \Delta t_{\text{в.п}} = \frac{Q_{\text{пл}} Q}{Y_{\text{п}}} + \frac{Q_{\text{п.к}}}{P_{\text{п п}}}. \qquad \text{(VII.75)}$$

Кривая переходного теплового процесса в помещении в начальный период после нанесения разового ступенчатого возмущения аналогична кривой разгона так называемого апериодического звена первого порядка (сосредоточенные емкость и сопротивления), имеющего линейную статическую характеристику. Постоянную времени $T_{\text{п}}$ и статический коэффициент передачи $K_{\text{п}}$ помещения относительно температуры воздуха и поверхностей можно определить по формулам (рис. VII.8)

$$T_{\text{п}} = \frac{S}{\Delta t_{\text{уст}}} = \frac{\int_0^{\infty} [1 - t(z)]\, dz}{\Delta t_{\text{уст}}};$$

$$K_{\text{п}} = \frac{\Delta t_{\text{уст}}}{Q_{\text{п}}}, \qquad \text{(VII 76)}$$

где S — площадь, ограниченная кривой разгона и линией нового установившегося значения параметра после разового ступенчатого воздействия; $\Delta t_{\text{уст}}$ — установившееся отклонение регулируемого параметра.

Коэффициенты $T_{\text{п}}$ и $K_{\text{п}}$ могут быть также определены по кривой спада температуры при разовом импульсном воздействии из соотношений

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$T_{\text{п}} = \frac{S_{\text{возв}}}{\Delta t} = \frac{\int_{z_{\text{им}}}^{\infty} t(z)\,dz}{\Delta t}; \qquad \text{(VII 77)}$$

$$K_{\text{п}} = \frac{S_{\text{возв}}}{F_{\text{им}}} = \frac{\int_{z_{\text{им}}}^{\infty} t(z)\,dz}{Q_{\text{п}} z_{\text{им}}}, \qquad \text{(VII 78)}$$

где $S_{\text{возв}}$ — площадь, ограниченная кривой возврата температуры после прекращения импульсной подачи; Δt — повышение температуры во время импульса; $F_{\text{им}}$ — площадь импульса прерывистой подачи тепла.

Использование формул теплоустойчивости при прерывистой теплопередаче оказалось возможным, так как при $T \to \infty$ среднее за период значение Q_0 можно принимать равным $Q_0 = Q_{\text{п}}$ при разовом ступенчатом изменении и $Q_0 = 0$ — при импульсном

Предложенные зависимости определяют динамические характеристики теплового процесса в помещении, которые в теории автоматического регулирования используют для выбора основных параметров устройств, обеспечивающих заданные режимы регулирования Данные теории теплоустойчивости также использованы для оценки динамических характеристик отдельных элементов систем кондиционирования (воздуховодов, камер и др) [VII 2].

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА VIII

ЛЕТНИЙ ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЯ

Теплый пе́риод года в общем является более благоприятным по комфортности тепловых условий для человека, чем холодный Однако в жаркие летние месяцы здания, расположенные в южных районах, подвергаются значительному перегреву. Людям трудно находиться в них из-за дискомфортных тепловых условий и в связи с этим большой перенапряженности системы терморегуляции организма.

Ограждения защищают помещения от интенсивного облучения солнца и нагретого наружного воздуха Специфичным для летнего режима зданий является определяющая роль теплопоступлений от солнечной радиации. Суточная ее периодичность приводит к типичной для летнего режима нестационарности всех процессов теплообмена

Тепловой режим помещений здания должен соответствовать определенным требованиям. Для удовлетворения их используют средства тепло- и солнцезащиты зданий в виде теплоустойчивых, орошаемых водой и вентилируемых ограждений, затеняющих устройств, солнцезащитных стекол и т. д. Помещения охлаждают наружным воздухом, используя ночное проветривание и работу общеобменной системы вентиляции, а также с помощью специальных систем кондиционирования микроклимата (системы кондиционирования воздуха, системы охлаждения, в том числе панельно-лучистые и др)

Применение систем кондиционирования значительно увеличивает общую стоимость сооружения здания и поэтому для защиты от перегрева следует использовать прежде всего конструктивно-планировочные меры и организованное проветривание Во многих случаях эти меры оказываются достаточными для обеспечения нужных внутренних условий. В зданиях повышенной комфортности применяют системы регулируемого кондиционирования микроклимата.

Одна из задач проектирования зданий и систем кондиционирования микроклимата состоит в выявлении возможного теплового режима при различных мерах его обеспечения и в выборе экономически целесообразного варианта, обеспечивающего заданные внутренние условия Последовательность решения поставленной задачи обычно бывает следующей Принимаются расчетные (допустимые или оптимальные) внутренние тепловые условия и коэффициент их обеспеченности. С учетом принятого коэффициента обеспеченности устанавливаются расчетные параметры наружных условий Производится расчет естественного теплового режима помещений при различных конструктивно-планировочных мерах защиты и проветривания Устанавливается достаточность такого решения для поддержания расчетных внутренних условий или выявляется необходимость устройства системы регулируемого кондиционирования микроклимата. Определяется расчетный

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

режим системы регулируемого кондиционирования, при котором обеспечиваются оптимальные условия в помещении. Намеченная последовательность расчета дает возможность подобрать достаточно эффективный и в то же время экономичный вариант обеспечения заданных тепловых условий в помещениях зданий Анализ теплового режима помещения позволяет установить производительность,установочную тепловую и холодильную мощность и режим регулирования работы систем кондиционирования микроклимата.

§ VIII.1. РАСЧЕТНЫЕ ЛЕТНИЕ ВНУТРЕННИЕ УСЛОВИЯ И ИХ ОБЕСПЕЧЕННОСТЬ

Выбор расчетных внутренних условий для летнего периода года имеет специфичность. Он должен проводиться с учетом следующих факторов: 1) назначения здания и помещения; 2) климата географического района строительства; 3) нестационарности летних условий; 4) градаций уровней требований и способа обеспечения заданных условий; 5) выполняемой человеком работы и степени ее физической тяжести; 6) наличия больших нагретых или охлажденных поверхностей; 7) длительности пребывания людей; 8) требования обеспеченности расчетных условий.

За основу определения внутренних условий удобно принять условия для наиболее распространенного случая основных помещений жилых и общественных зданий, расположенных в умеренном климате, с учетом нестационарности условий, для двух уровней требований при их обеспечении средствами вентиляции и кондиционирования воздуха По принятым сейчас рекомендациям их ориентировочные значения приведены в табл. VIII.1.

Таблица VIII.1

Расчетные внутренние условия для основных помещений жилых и общественных зданий в умеренном климате

Расчетные внутренние условия и средства их обеспечения	Расчетные параметры микроклимата			
	температура помещения $t_п^*$, °С		относительная влажность воздуха $Y_в$, %	подвижность воздуха $v_в$, м/с
	$t_{по}$	$A_{t_п}$		
Оптимальные условия — регулируемая система кондиционирования	25	I	40—60	<0,3
Допустимые условия — система вентиляции	$t^{**}_{но}+3$	4	—	<0,5

* Температура помещения $t_п = (t_в + t_R)/2$

** Среднесуточное значение температуры наружного воздуха, $t_{но}$

Если $t_н$ устойчиво превышает 30°С, то расчетная температура помещения $t'_п$ должна отличаться от $t_п$ в табл. VIII.1 и быть равной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$t'_{\text{п}} \approx t_{\text{н}} + 0{,}5\,(t_{\text{н}} - 30). \qquad \text{(VIII.1)}$$

В обычных условиях приведенные данные о $t_{\text{п}}$ могут приниматься в расчете равными $t_{\text{в}}$, но при наличии в помещении больших нагретых (два или более наружных ограждений, большие остекленные поверхности) или охлаждеиных (потолочно-лучистое охлаждение помещения) поверхностей радиационная температура t_R может заметно отличаться от температуры воздуха $t_{\text{в}}$. В этом случае требуется проверка выполнения в помещении первого и второго условий комфортности с учетом степени физической тяжести выполняемой человеком работы (см. § I.19).

В этой связи следует также иметь в виду дополнительные требования к выбору места расположения охлаждающих устройств в помещении. Их нельзя располагать в конструкции пола или непосредственно у пола по периметру помещения, так как это может вызвать недопустимое переохлаждение пола и воздуха у его поверхности. В помещении недопустим большой перепад температуры по высоте. Разница температуры воздуха на уровне ног и головы человека не должна быть более 2,5°С. Проверка этого требования особенно важна при устройстве совмещенной системы отопления и охлаждения помещений.

Длительность пребывания ($\Delta z_{\text{преб}}$) людей в помещении необходимо учитывать при $t_{\text{н}} > 30$°С Температура помещения $t''_{\text{п}}$ в этом случае должна быть с учетом (VIII.1) приблизительно равной

$$t''_{\text{п}} \approx t'_{\text{п}} + c\,(t_{\text{н}} - 30) = t_{\text{п}} + (0{,}5 + c)\,(t_{\text{н}} - 30), \qquad \text{(VIII.2)}$$

где c — численный коэффициент, равный 0,3 при $\Delta z_{\text{преб}}$ до 1 ч и 0,1 — при $\Delta z_{\text{преб}}$ до 3 ч.

Летом, так же как и зимой (см гл. VI), необходимо определять требуемую обеспеченность поддержания заданных внутренних условий. Для летних условий особенно необходимо задавать коэффициент обеспеченности и по числу n случаев ($K_{\text{об. }n}$) и по продолжительности (Δz) отклонений ($K_{\text{об, }\Delta z}$) Коэффициент обеспеченности по числу случаев равен

$$K_{\text{об. }n} = (N - n)/N, \qquad \text{(VIII.3)}$$

а по продолжительности отклонений

$$K_{\text{об, }\Delta z} = (Z - \Delta z)/Z, \qquad \text{(VIII.4)}$$

где N и Z — соответственно общее число случаев и общая продолжительность во времени для принятого сезонного периода года; n и Δz — соответственно число случаев и продолжительность отклонения условий от расчетных.

Обеспеченность поддержания условий в помещении зависит от теплозащиты ограждающих конструкций, тепловой и холодильной мощности систем обеспечения микроклимата, которые выбираются по расчетным наружным условиям Поэтому требование обеспеченности расчетных внутренних условий должно учитываться при выборе расчетных характеристик наружного климата.

В действующих нормах приняты три градации климата ($А$, $Б$ и $В$) для расчета систем обеспечения микроклимата (см § VIII.2). Их при-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ближенно можно определить коэффициентами обеспеченности. В табл. VIII.2 приведены рекомендуемые градации обеспеченности расчетных внутренних условий для летнего периода (в развитие табл. VI 1) и их связь с данными СНиПа.

Таблица VIII.2

Требуемая обеспеченность и ее связь с градациями климата по СНиПу

Уровень требований	$K_{об}$, n	Δz, ч	$K_{об}, \Delta z$	Градации климата по СНиПу (приблизительно)
Повышенный (П) .	~1	~0	~1	*В*
Высокий (В) . . .	0,9	~50	~0,98	*Б*
Средний (С) . . .	0,7	~200	~0,92	—
Низкий (Н) . . .	0,5	~400	~0,8	*А*

Для промышленных зданий уровень требований к обеспеченности в определенной мере может быть связан с допустимыми колебаниями температуры, которые часто определены в технологическом задании на проектирование. Требования обеспеченности для промышленных зданий даны в табл. VIII.3, предложенной Б. В. Баркаловым.

Таблица VIII.3

Требования обеспеченности для промышленных зданий

Вид требований	Уровень требований	Допустимые амплитуды колебаний	$K_{об}$, n
Технологические	Повышенный	0,1	1
	Высокий	0,5	0,9
	Средний	1,0	0,9
Оптимальные условия для работающих	Высокий	1,0	0,9
	Средний	1,5	0,7
Допустимые условия для работающих	Низкий	2 и более	0,5

§ VIII.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАРУЖНОГО КЛИМАТА

Важными характеристиками климата летнего периода являются солнечная радиация и температура наружного воздуха. При расчете кондиционирования воздуха необходимо иметь также данные о тепловлажностном состоянии наружного воздуха.

Для оценки теплозащитных качеств ограждений и определения поступлений тепла в помещения, а также для выбора производительности вентиляции и холодильной мощности системы кондиционирования микроклимата необходимо иметь характеристики климата для расчетного, наиболее жаркого периода лета. Расчетные летние условия должны быть определены наиболее невыгодным сочетанием па-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

раметров климата, выбранным с различной обеспеченностью для расчетного периода.

Методика выбора сочетаний характеристик климата с заданным коэффициентом обеспеченности была подробно рассмотрена на примере холодного периода года в § VI.2. Следуя принятой методике, за расчетный случай принимаем наиболее жаркие сутки, так как для условий устойчивого жаркого летнего периода характерными являются периодические суточные изменения Для получения расчетных параметров климата при разных $K_{об}$ принимаем за ряд случаев все сутки календарных (июнь, июль, август) летних месяцев предшествующего периода наблюдений.

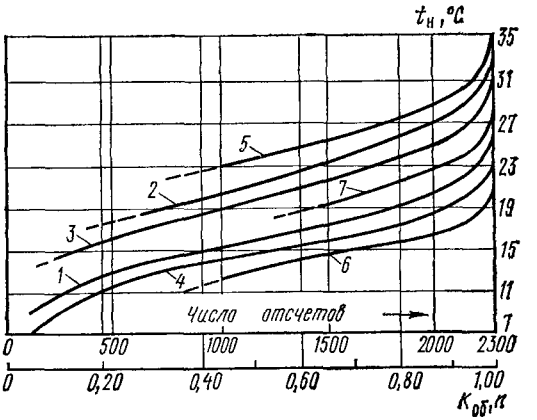


Рис. VIII.1. Убывающие статистические ряды срочных температур:

1 — в 7 ч; *2* — в 13 ч, *3* — в 19 ч; *4* — в 1 ч; *5* — максимальные температуры в летние месяцы, *6* — то же, минимальные, *7* — то же, среднесуточные

Прежде всего должны быть определены расчетные изменения температуры и интенсивности падающей на ограждения солнечной радиации.

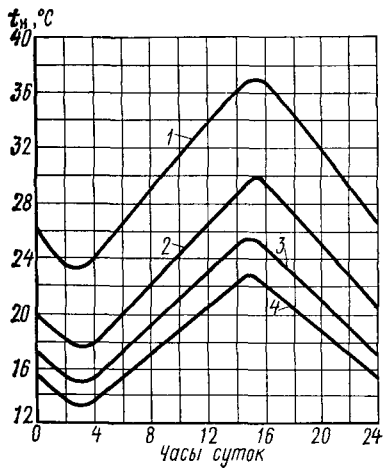


Рис. VIII 2. Кривые изменения температуры в летние сутки для Москвы при коэффициентах обеспеченности $K_{об}$ *n* равных

1 — 0,999; *2* — 0,9, *3* — 0,7, *4* — 0,5

Температурные наблюдения на многих метеорологических станциях страны ведутся длительное время, поэтому для определения расчетных наружных температур можно принять данные наблюдений за июнь, июль и август последних 25 лет, всего $(2 \times 31 + 30) \cdot 25 = 2300$ отсчетов по каждому сроку наблюдения Значения температур по каждому сроку наблюдения располагают в убывающий статистический ряд На рис. VIII.1 для условий Москвы приведено графическое изображение убывающих рядов для четырех сроков наблюдений (в 1,7, 13 и 19 ч каждых суток), а также для значений максимальных, минимальных и средних за сутки температур. На вертикальной оси графика отложены значения температур, по горизонтальной оси — по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

рядковые номера отсчетов температур в убывающем ряду. На горизонтальной оси дана вторая шкала — значения коэффициентов обеспеченности $K_{об}$, которым соответствует отношение порядкового номера ко всему количеству отсчетов в ряду. По данным этого графика построены кривые изменения наружной температуры в течение расчетных суток (рис VIII.2); каждая кривая соответствует определенному коэффициенту обеспеченности.

Как видно из рисунка, кривые суточного изменения температур близки по очертанию к правильным гармоническим колебаниям (максимальные значения температур отнесены к 15 ч). Эти кривые полностью определяются тремя параметрами: средней за сутки температурой $t_{но}$, амплитудой суточного изменения температуры $A_{t_н}$ и временем суток максимального значения наружной температуры $\tau^{макс}_{t_н}$.

Для получения расчетных значений интенсивности падающей на ограждение солнечной радиации необходимо использовать данные актинометрических наблюдений о суммарной q (прямой и рассеянной) солнечной радиации [VIII.7, VIII.10, VIII.12]. Как известно, интенсивность солнечной радиации зависит от облачности, прозрачности атмосферы, времени года и суток, широты местности и пр. Корреляционная связь между срочными значениями температуры и интенсивностью солнечной радиации незначительная, поэтому $t_н$ и q можно считать независимыми событиями*.

При заданном коэффициенте обеспеченности сочетания q и $t_н$ определяются как

$$K_{об}(t_н, q) = K_{об}(t_н) K_{об}(q). \qquad \text{(VIII.5)}$$

Для получения $K_{об}(t_н, q)$ можно принять $K_{об}(q) = 1$, тогда

$$K_{об}(t_н, q) = K_{об}(t_н). \qquad \text{(VIII.6)}$$

Рассматривая обеспеченность совместного действия $t_н$ и q, в качестве расчетных берем максимальные значения интенсивности суммарной солнечной радиации, соответствующие $K_{об}(q) = 1$.

Для того чтобы $K_{об}(q)$ соответствовало примерно единице, в районах с сухим летним периодом обычно принимают в качестве расчетных максимальную солнечную радиацию в июле при безоблачном небе. Для районов с влажным летним периодом рассеянная радиация занимает значительную часть в суммарной радиации, падающей на поверхности здания, особенно на вертикальные поверхности. Вследствие этого в условиях жаркого и влажного летнего периода в качестве расчетных принимают максимальные значения интенсивности суммарной солнечной радиации, падающей на поверхностн зданий при облачности средних баллов.

---

* Здесь имеется в виду практическое отсутствие зависимости срочных значений интенсивности суммарной радиации от температуры воздуха. Вообще в годовом и суточном ходе изменение поступлений тепла от солнца не только связано, но и определяет колебания температуры наружного воздуха. Но в определенный час (срок) и день безоблачных летних суток интенсивность суммарной солнечной радиации практически не зависит от температуры воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Расчет прямой солнечной радиации, поступающей на вертикальные поверхности, проводится по формуле

$$S_в = S \cos \theta, \qquad \text{(VIII.7)}$$

где S — интенсивность прямой солнечной радиации, падающей на перпендикулярную солнечным лучам поверхность (она обычно измеряется на метеостанциях); θ — угол падения солнечных лучей на поверхность.

Величина $\cos\theta$ определяется для вертикальной (горизонтальной) поверхности определенной ориентации по сторонам света (Ю, С, З, В и т. д.), в соответствии с формулами сферической тригонометрии:

$$\left.\begin{aligned}
&\cos\theta_{Ю} = \cos\delta \cdot \sin\varphi \cdot \cos\gamma - \sin\delta \cdot \cos\varphi;\\
&\cos\theta_{С} = \sin\delta \cdot \cos\varphi - \cos\delta \cdot \sin\varphi \cdot \cos\gamma;\\
&\cos\theta_{З.\,В} = \cos\delta \cdot \sin\gamma;\\
&\cos\theta_{Ю.\,З,\ Ю.\,В} = 0{,}707\,(\cos\delta \cdot \sin\varphi \cdot \cos\gamma - \sin\delta \cdot \cos\varphi +\\
&+ \cos\delta \cdot \sin\gamma);\ \cos\theta_{С.\,З,\,С.\,В} = 0{,}707\,(\cos\delta \cdot \sin\gamma + \sin\delta \times\\
&\times \cos\varphi - \cos\delta \cdot \sin\varphi \cdot \cos\gamma),\ \cos\theta_{р} = \sin\delta \cdot \sin\varphi + \cos\gamma \times\\
&\times \cos\delta \cos\varphi
\end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII.8)}$$

где φ — географическая широта местности, град; δ — угол склонения солнца, град; γ — часовой угол солнца в данный момент времени, отсчитываемый от момента истинного полудня, град.

Величину S принимают по данным фактических наблюдений актинометрической сети. Если эти данные отсутствуют, то ее можно определить по эмпирической формуле, например, Кастрова — Савинова:

$$S = \frac{S_0 \sin h}{\sin h + c}, \qquad \text{(VIII.9)}$$

где S_0 — солнечная постоянная на границе атмосферы, равная 1260—1390 Вт/м² [~1,8 —2,0 кал/(см² · мин)]; h — угол высоты стояния солнца; c — эмпирический коэффициент, характеризующий прозрачность атмосферы (табл. VIII.4).

Таблица VIII.4

Значения коэффициента c при солнечной постоянной $S_0 = 1260$ Вт/м²

Географическая широта	Угол высоты стояния солнца h, град		
	10	30	50
38	0,369	0,382	0,402
46	0,351	0,382	0,415
54	0,292	0,373	0,402
62	0,265	0,326	0,355

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

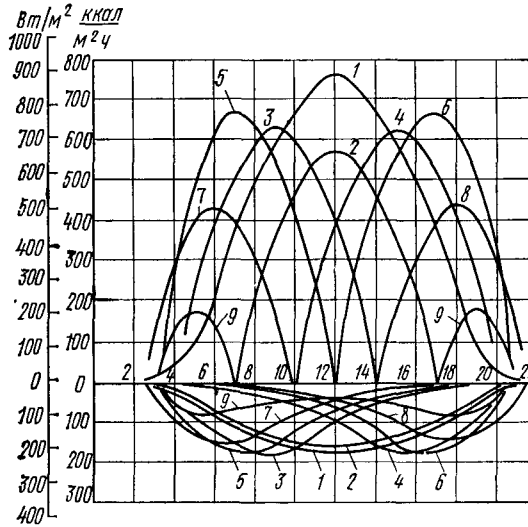


Рис. VIII.3. Интенсивность прямой и рассеянной солнечной радиации на 56° с. ш., поступающей при безоблачном небе в июне месяце (по расчету). Прямая (вверх) и рассеянная (вниз) радиации на поверхности:

1 — горизонтальную и вертикальные; ориентированные *2* — на юг; *3* — юго-восток; *4* — юго-запад; *5* — восток; *6* — запад; *7* — северо-восток; *8* — северо-запад; *9* — север

Интенсивность потоков рассеянной радиации от различных точек небосвода неодинакова. Эта неоднородность в реальной атмосфере становится крайне сложной. При определении рассеянной радиации, поступающей на вертикальные поверхности, часто исходят из экспериментально определенных величин рассеянной радиации, падающей на горизонтальную поверхность. По другой методике [VIII.7], используя данные об освещенности вертикальных поверхностей различной ориентации рассеянным светом, принимают световой поток пропорциональным энергетическому потоку рассеянной радиации.

На рис. VIII.3 приведены расчетные кривые суточного изменения прямой и рассеянной солнечной радиации на горизонтальные и вертикальные (различно ориентированные) поверхности для условий Москвы. Кривые имеют периодический характер и, хотя они отличаются от правильных гармонических, суммарную радиацию, так же как и изменения $t_н$, часто можно определить тремя характеристиками: среднесуточной интенсивностью суммарной радиации q_0, амплитудой ее изменения A_q и временем максимума радиации $Z_q^{макс}$. Величину A_q [см. формулу (VII.37)] можно определить в виде

$$A_q = q_{макс} - q_0, \qquad \text{(VIII.10)}$$

где $q_{макс}$ — максимальная интенсивность суммарной радиации.

В результате статистической обработки, подобной той, что описана на примере обработки наблюдений за $t_н$, можно получить суточный ход интенсивности солнечной радиации на различно ориентированные поверхности с различным $K_{об}(q)$. На рис. VIII.4 приведены такие данные для горизонтальной поверхности в Москве.

Реакция помещения на изменения температуры наружного воздуха и интенсивности солнечной радиации не одинакова. В результате анализа зависимости $K_{об}$ внутренних условий от этих изменений, проведенного с учетом повторяемостей возможных сочетаний $t_н$ и q, найдены [VIII.9] расчетные сочетания температуры наружного воздуха

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

и интенсивности солнечной радиации, соответствующие рекомендуемым коэффициентам обеспеченности внутренних условий. В табл. VIII.5 приведены расчетные летние характеристики климата для Москвы при различных коэффициентах обеспеченности.

При расчете теплопоступления через массивное ограждение, которое является своеобразным гармоническим фильтром для неправильных периодических воздействий или при расчете теплопередачи через окно с учетом рассеянной и поглощенной радиации, амплитуду изменения радиации лучше определять иначе. Ее нужно рассчитать из условия равенства площадей (в данном случае площадь — это произведение qz), очерченных фактической кривой изменения q и заменяющей ее косинусоидой. В этом случае амплитуда A_q равна

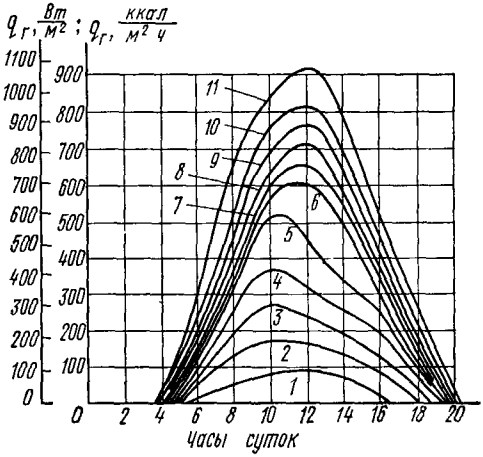


Рис. VIII.4. Кривые, суточного хода интенсивности суммарной солнечной радиации для горизонтальных ограждений в Москве с $K_{об}$, равным:
1 — 0,1; *2* — 0,2; *3* — 0,3; *4* — 0,4; *5* — 0,5; *6* — 0,6; *7* — 0,7; *8* — 0,8; *9* — 0,9; *10* — 0,95; *11* — 0,999

$$A_q = \frac{T - m'}{T} \pi q_0, \qquad \text{(VIII.11)}$$

где m' — продолжительность действия прямой радиации, ч.

При расчете непосредственно проникающей через окна солнечной радиации фактическую кривую лучше заменить равновеликим по площади прерывистым теплопоступлением, приняв, например, величину прерывистого теплопоступления равной $q_{макс}$ и определив продолжительность его действия или приняв продолжительность равной m' и определив величину прерывистого теплопоступления.

За расчетную летнюю скорость ветра $v_и$ принимают наименьшую среднесуточную скорость ветра в июле, которая будет соответствовать обеспеченности $K_{об}$ ($v_н$) около единицы. Для Москвы расчетное значение $v_н$ по СНиПу равно 3,4 м/с.

По данным наблюдений, в устойчивый жаркий период года происходят регулярные суточные изменения влажности воздуха. В атмосфере изменения параметров воздуха близки к адиабатическим. Однако в приземном слое эти изменения отклоняются от адиабаты за счет тепло- и массообмена воздуха с поверхностью земли. Суточный ход относительной влажности $\varphi_н$ воздуха связан с изменением температуры. Почти всегда колебания $\varphi_н$ обратны изменениям $t_н$ и имеют минимум около 15 ч и максимум сразу после восхода солнца.

Для расчетных суток можно принять три характеристики измене-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VIII.5

Расчетные летние характеристики климата при различных $K_{об}$ для Москвы

$K_{об}$	Температура воздуха, °С		Интенсивность суммарной солнечной радиации												Скорость ветра v, м/с
			Горизонт		Ю		В/З		Ю-В/Ю-З		С-В/С-З		С		
	$t_{но}$	$A_{t_н}$	q_0	A_q	q_0	A_q	q_0	A_q	q_0	A_q	q_0	A_q	q_0	A_q	
0,999	30,5	7,5	423 (364)	1070 (920)	264 (227)	849 (730)	303 (260)	1000 (860)	331 (285)	930 (800)	211 (182)	756 (650)	113 (97)	314 (270)	
0,9	24	6,5	326 (281)	816 (702)	187 (161)	604 (519)	202 (174)	670 (576)	202 (174)	697 (599)	129 (111)	586 (504)	80 (69)	223 (192)	
0,7	19,8	6,0	287 (247)	791 (680)	179 (154)	581 (500)	174 (150)	605 (520)	174 (150)	628 (540)	110 (95)	528 (454)	77 (66)	215 (185)	3,4
0,5	17,4	6,0	245 (211)	733 (630)	154 (132)	535 (460)	138 (119)	535 (460)	151 (130)	547 (470)	96 (83)	459 (395)	66 (57)	198 (170)	
Время суток максимальных значений	15		12		12		8/16		9/15		7/17		5 и 19		

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

ния влажности и энтальпии воздуха: среднюю за жаркие сутки, амплитуду изменения и время максимального значения $\varphi_н$ [VIII.9].

В настоящее время в нормах расчетные характеристики тепловлажностного состояния воздуха (температура $t_н$ и энтальпия $J_н$) даются для трех категорий климата *А*, *Б* и *В* (см. табл. VIII.2) Параметры *А* соответствуют средней температуре и средней энтальпии воздуха в 13 ч самого жаркого месяца (июль). Отклонение от этих значений в сторону более высоких наблюдается в среднем 400 ч за год. Параметры *В* соответствуют максимальным значениям температуры и энтальпии. Параметры *Б* определены как средние по *А* и *В*, и им соответствует отклонение в сторону больших значений продолжительностью в среднем 200 ч. Этими данными можно пользоваться для расчетов стационарной теплопередачи.

§ VIII.3. ПРОВЕРКА ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ ОГРАЖДЕНИЙ ДЛЯ ТЕПЛОГО ПЕРИОДА ГОДА

Ограждения должны препятствовать поступлениям тепла в помещения в условиях типичной для летнего режима периодичности изменения наружных климатических условий. Колебания температуры $\tau_в$ на внутренней поверхности массивных непрозрачных ограждений непосредственно влияют на тепловой режим помещения, поэтому теплозащитные свойства ограждения должны прежде всего лимитироваться допустимой величиной колебания $\tau_в$.

По опыту эксплуатации зданий в южных районах и по действующим рекомендациям амплитуда колебаний температуры внутренней поверхности ограждающих конструкций $A'_{\tau_в}$ зданий, расположенных в районах со среднемесячной температурой июля 20°С и выше, не должна быть больше допускаемой, которая определяется по формуле

$$A^{доп}_{\tau'_в} = 2{,}5 - 0{,}1\,(t_н - 21). \qquad \text{(VIII.12)}$$

Расчет необходимой теплоустойчивости ограждений для обеспечения допустимых значений $A^{доп}_{\tau'_в}$ проводится при постоянной температуре помещения $t_п = \text{const}$ и в условиях расчетных изменений температуры наружного воздуха и интенсивности падающей на ограждение солнечной радиации. Фактические колебания температуры $\tau_в$ будут иными, чем полученные таким расчетом, так как температурные условия в помещении изменяются. Эти изменения могут увеличивать или уменьшать колебания температуры на поверхности ограждения; их реальные значения могут быть определены по формуле (VII.73).

Для помещений, оборудованных летним кондиционированием микроклимата, важным показателем (кроме $A_{\tau_в}$) является сопротивление теплопередаче ограждения R_0. Чем больше R_0, тем меньше тепла поступает в помещение, что уменьшает холодильную мощность системы кондиционирования Стоимость холода значительно больше стоимости тепла, поэтому в зданиях с летним кондиционированием определяю-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

щими при выборе R_0 обычно (в отличие от зимних условий) являются не санитарно-гигиенические, а экономические требования. Определение оптимального сопротивления теплопередаче ограждения для условий круглогодичного кондиционирования рассмотрено в § VI.5. Изложенный метод расчета может быть использован для определения $R_{0опт}$ в южных районах, где определяющим экономический расчет является режим кондиционирования микроклимата в летний период года.

Значительные поступления тепла в помещение происходят через окна и другие лучепрозрачные ограждения. Регламентация по теплозащите окон носит общий характер: светопроемы в жарких южных районах должны иметь солнцезащитные устройства, исключающие попадание прямых солнечных лучей в помещения; желательно применять специальные солнцезащитные стекла и необходимо ограничивать площадь остекления допустимой величиной естественного освещения помещений. Необходимость и достаточность мер по защите светопрозрачных проемов и всего здания от перегрева должны оцениваться расчетом теплового режима помещений.

§ VIII.4. РАСЧЕТ ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛА В ПОМЕЩЕНИЕ ЧЕРЕЗ НАРУЖНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ

В тепловом балансе современных зданий с легкими ограждениями и большими остекленными поверхностями существенную роль играют теплопоступления через наружные ограждения. Приток тепла через ограждения является нестационарным и зависит от изменений температуры наружного воздуха и интенсивности солнечной радиации.

Помещение может иметь ограждения двух характерных категорий: массивные непрозрачные (наружные стены и перекрытия) и немассив-

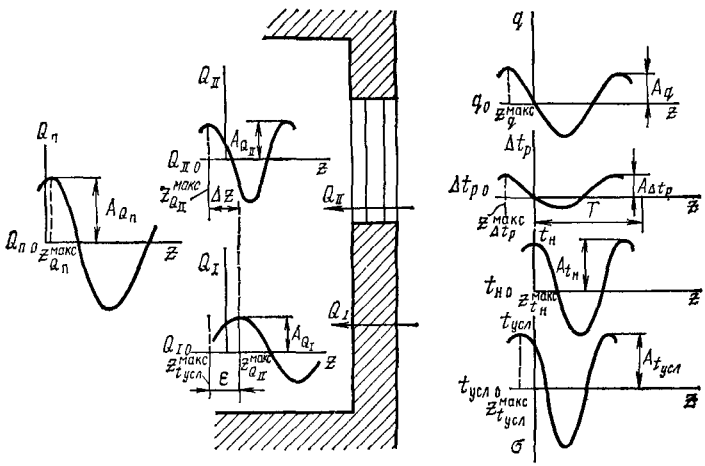


Рис VIII.5. Схема последовательности расчета поступления тепла в помещение через наружные ограждения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ные лучепрозрачные (окна, витражи, фонари). Теплопередача через них происходит различно.

При определенном конструктивно-планировочном решении здания расчет может быть выполнен на основе инженерного метода (см. § IV.4).

На рис. VIII.5 показана схема, поясняющая принятую последовательность расчета поступлений тепла в помещение.

Поступления тепла через массивные непрозрачные ограждения. Изменения температуры наружного воздуха в расчетные летние сутки были определены ранее среднесуточной величиной $t_{н0}$ и амплитудой изменения $A_{tн}$. Интенсивность суммарной радиации характеризуется среднесуточным значением q_0 и амплитудой изменения интенсивности A_q. Теплопередачу через ограждение при совместном действии разности температур и теплового облучения наружной поверхности можно рассчитать, пользуясь понятием (см. § II.2) условной температуры наружного воздуха $t_{усл}$, равной

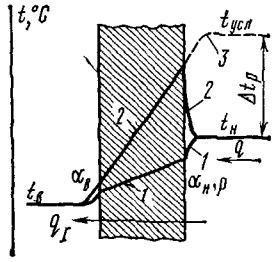


Рис. VIII.6. Распределение температуры в сечении ограждения при наличии только разности температур (*1*), при совместном действии разности температур и падающего на поверхность потока солнечной радиации (*2*) и распределение с использованием условной наружной температуры (*3*)

$$t_{усл} = t_н + \Delta t_р = t_н + pq/\alpha_н, \qquad \text{(VIII.13)}$$

где $\Delta t_р = pq/\alpha_н$ — температурная добавка, эквивалентная действию солнечной радиации; $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения; p — коэффициент поглощения тепла солнечной радиации поверхностью. Значения коэффициента p поверхностей различных строительных материалов приведены в табл. I.1.

В условиях стационарной теплопередачи поток тепла, проходящий через ограждение, при совместном действии разности температур и потока тепла солнечной радиации определится (рис. VIII.6) разностью условной температуры наружного воздуха и температуры помещения.

При нестационарной теплопередаче значение $t_{усл}$ изменяется во времени. В течение суток величина $\Delta t_р$ изменяется так, что во времени ее колебания совпадают с q. Среднее за сутки значение $\Delta t_{р0}$ и амплитуда $A_{\Delta t_р}$ равны:

$$\Delta t_{р0} = pq_0/\alpha_н; \qquad \text{(VIII.14)}$$

$$A_{\Delta t_р} = pA_q/\alpha_н. \qquad \text{(VIII.15)}$$

Для того чтобы получить $t_{усл}$, воспользуемся правилом сложения гармоник, в данном случае $t_н$ и $\Delta t_р$. Изменение $t_{усл}$ определяется средним за сутки значением условной температуры:

$$t_{усл\,0} = t_{н\,0} + \Delta t_{р\,0} = t_{н0} + pq_0/\alpha_н; \qquad \text{(VIII.16)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

амплитудой колебания условной температуры

$$A_{t_{усл}} = (A_{t_н} + A_{\Delta t_р})\,\psi \qquad \text{(VIII.17)}$$

и временем суток максимума $t_{усл}$

$$z^{макс}_{t_{усл}} = z^{макс}_{1} \pm \sigma, \qquad \text{(VIII.18)}$$

где σ — величина сдвига по времени колебания $t_{усл}$ относительно слагаемого колебания с большей амплитудой ($z^{макс}_1$). Величину σ и коэффициент ψ определяют по графику рис. IV.17 в зависимости от отношения амплитуд $A_{\Delta t_р}$ и $A_{t_н}$ и разницы во времени колебаний $t_н$ и $\Delta t_р$, $\Delta z = |z^{макс}_{t_н} - z^{макс}_{\Delta t_р}|$.

Колебания температуры на внутренней поверхности ограждения $\tau_в$ зависят от изменений условной наружной температуры $t_{усл}$ и их можно определить по формуле (IV.99), зная показатели сквозного затухания ν и сдвига по фазе ε для данного ограждения.

Поступления тепла Q_I через всю площадь F_I массивного непрозрачного (обозначено I) ограждения (например, для наружной стены) будут изменяться, следуя за $\tau_в$ по закону гармонического колебания. Среднее за сутки значение теплопоступлений Q_{I0} равно

$$Q_{I0} = \alpha_{в1}(\tau_{I0} - t_п) F_I = K_I (t_{усл\ I0} - t_п) F_I. \qquad \text{(VIII.19)}$$

Амплитуда колебаний этих теплопоступлений A_{Q_I} равна

$$A_{Q_I} = \alpha_в A_{\tau_I} F_I = \alpha_в \frac{A_{t_{усл\ I}}}{\nu} F_I. \qquad \text{(VIII.20)}$$

Максимальное поступление тепла через ограждение равно

$$Q^{макс}_I = Q_{I0} + A_{Q_I}. \qquad \text{(VIII.21)}$$

Во времени они будут на ε, ч, позднее максимума условной температуры

$$z^{макс}_{Q_I} = z^{макс}_{t_{усл}} + \varepsilon. \qquad \text{(VIII.22)}$$

Текущие значения Q_I в произвольный момент времени Z равно

$$Q_I = Q_{I,0} + \beta A_{Q_I}. \qquad \text{(VIII.23)}$$

Поступления тепла через светопрозрачные ограждения. Основные поступления тепла в помещение летом происходят через окно. В помещение поступает коротковолновое излучение, непосредственно проникающее ($q_{II,р}$) через остекление, а также конвективное тепло и длинноволновое излучение ($q_{II,т}$) за счет разности температур и поглощенного солнечного тепла элементами заполнения оконного проема Результирующую плотность потока тепла через окно q_{II} можно представить (рис. VIII 7) суммой:

$$q_{II} = q_{II,р} + q_{II,т} = (q_S + q_D + q_R) + (q_{\Delta t} + q_{пог}), \qquad \text{(VIII.24)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где q_S, q_D, q_R — составляющие проникающей радиации $q_{\text{п,р}}$ соответственно под влиянием прямой (S), рассеянной (D) и отраженной (R) солнечной радиации; $q_{\Delta t}$, $q_{\text{пог}}$ — составляющие потока тепла в результате теплопередачи $q_{\text{п,т}}$ соответственно за счет разности температур и поглощенного элементами заполнения солнечного тепла.

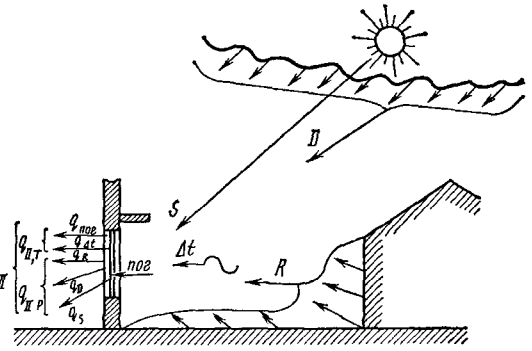


Рис. VIII 7. Влияющие факторы и составляющие теплопоступлений через окно

Интенсивность проникающей радиации для вертикального оконного проема обычно определяется в виде:

$$q_{\text{п, р}} = (S_{\text{в}} K_{\text{п } S} K_{\text{инс}} + D_{\text{в}} K_{\text{п, } D} K_{\text{обл}} K_R) K_{\text{пер}} K_{\text{загр}} K_{\text{атм}}. \qquad \text{(VIII.25)}$$

В этой формуле $q_{\text{п,р}}$ зависит от интенсивности прямой ($S_{\text{в}}$) и рассеянной ($D_{\text{в}}$) радиации на вертикальную поверхность, коэффициентов пропускания заполнения ($K_{\text{п,S}}$ и $K_{\text{п,}D}$), влиянием отраженной радиации (K_R) влиянием переплетов окна ($K_{\text{пер}}$), его загрязнения ($K_{\text{загр}}$) и загрязнения атмосферы ($K_{\text{атм}}$). Основное влияние на $q_{\text{п,р}}$ оказывают степень освещенности (инсоляции) солнцем поверхности окна ($K_{\text{инс}}$) и его облученность рассеянной радиацией небосвода ($K_{\text{обл}}$).

Коэффициент инсоляции $K_{\text{инс}}$ равен отношению освещенной солнцем площади окна ко всей его площади Его расчет связан с построением теней, падающих на поверхность окна от солнцезащитных устройств, откосов и т. д. Для того чтобы построить тень от любого затеняющего устройства, достаточно уметь определять тень от вертикального отрезка длиной l на поверхности любой ориентации. Длина тени l' и ее положение определяются (рис. VIII 8) зависимостями:

$$l'/l = \operatorname{tg}\alpha/\cos\psi; \quad \psi = \operatorname{arctg}(\sin\alpha \operatorname{ctg} h), \qquad \text{(VIII.26)}$$

где α — солнечный азимут стены, h — угол высоты стояния солнца.

Умение рассчитывать коэффициент инсоляции и его изменение во времени позволяет правильно запроектировать солнцезащитные устройства, которые часто являются определяющими среди средств защиты здания от перегрева летом. В то же время они должны быть запроектированы так, чтобы не препятствовать попаданию солнечных лучей в помещение зимой

Коэффициент облученности $K_{\text{обл}}$ окна небосводом (рис. VIII.9), исходя из закона замкнутости лучистых потоков (см. § I.4), равен

$$K_{\text{обл}} = \varphi_{\text{ок—неб}} = 1 - \sum \varphi_{\text{ок}-i}, \qquad \text{(VIII.27)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

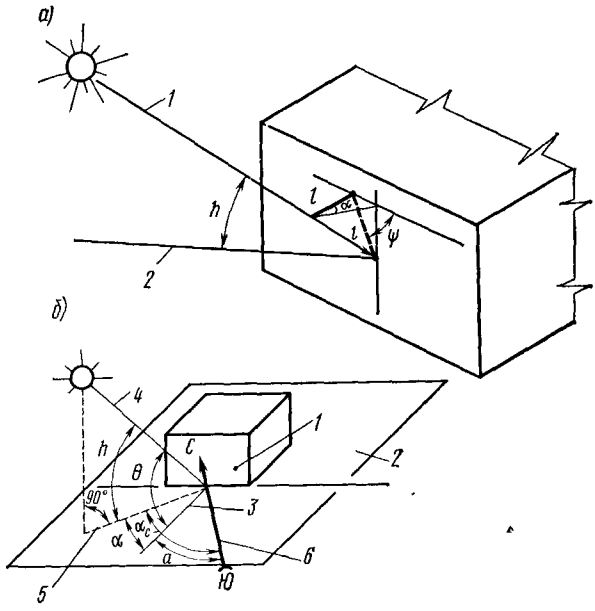


Рис. VIII.8. К расчету инсоляции вертикальных ограждений:

а — построение тени (*l'*) от вертикального отрезка (*l*) на поверхности стены: *1* — направление солнечного луча, *2* — линия горизонта, *б* — определение солнечных углов: *1* — вертикальная поверхность; *2* — горизонтальная плоскость; *3* — перпендикуляр к вертикальной плоскости; *4* — солнечный луч; *5* — горизонтальная проекция солнечного луча; *6* — ось юг — север в горизонтальной плоскости: h — угол высоты стояния солнца, α_c — азимут солнца; α — солнечный азимут стены; θ — угол падения солнечных лучей на поверхность

где φ — коэффициент облученности (см. § I.4) с поверхности окна в сторону небосвода (неб.) и других окружающих его поверхностей.

Теплопередача через окно за счет разности температур и поглощенного тепла может быть рассчитана по уравнениям теплообмена и теплового баланса одинарного или двойного остекления с учетом тепла солнечной радиации, поглощенного стеклами. Так, например, подобное решение для двойного остекления приводит [VIII.13] к следующему результату:

$$q_{\text{II, т}} = (q_{\text{пог}} + q_{\Delta t}) = (0{,}17P_1 + 0{,}636P_2)\, q + 2{,}5\,(t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \quad \text{(VIII.28)}$$

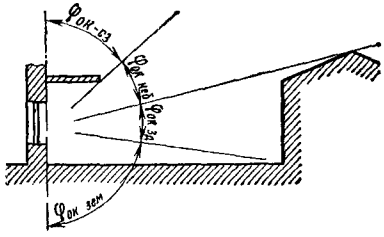


Рис. VIII.9. Коэффициенты облученности с поверхности окна в сторону солнцезащитного устройства (с-з.), небосвода (неб.), соседнего здания (зд.), земли (зем.)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

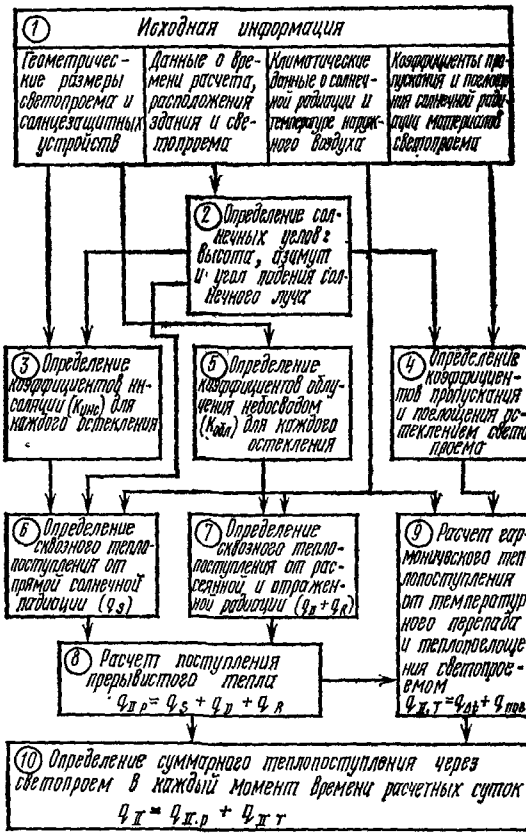


Рис. VIII.10. Принципиальная блок-схема программы для расчета суммарного теплопоступления через светопроемы

где P_1 и P_2 — коэффициенты поглощения соответственно первого и второго по ходу солнечного луча остекления (для обычного оконного стекла $P \simeq 0{,}07$).

Из (VIII.28) следует, что поглощение тепла вторым стеклом является основной составляющей $q_{п,т}$. Следовательно, при применении специальных (поглощающих или отражающих) стекол необходимо иметь в виду, что второе стекло не должно быть поглощающим, желательно, чтобы оно было отражающим солнечные лучи.

Следует отметить, что все составляющие теплопоступления через окно в уравнении (VIII.24) могут иметь заметную долю в общем потоке тепла.

Так, например, участие каждой из составляющих, Вт/м² [ккал/(м²×ч)], для двойного остекления в Москве в летних условиях оказывается следующим:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

q_{II}	$q_{II,\,р}$	q_S	q_D	q_R	$q_{II,\,т}$
291(251) 100%	253 (218) 87%	151 (130) 52%	44(38) 15%	58(50) 20%	38(33) 13%

Значение всех коэффициентов в формуле (VIII.25) и полный метод расчета теплопоступлений через окно приведены в [VIII.1, 14]. Расчет является трудоемким и оказывается целесообразным использовать численный метод расчета с помощью ЭВМ. Принципиальная блок-схема программы на ЭВМ с указанием взаимосвязей между блоками представлена на рис. VIII.10.

При общем приближенном расчете теплового режима помещения целесообразно считать $q_{II,т}$ гармоническими, а $q_{II,р}$ прерывистыми теплопоступлениями в помещение. Тогда среднесуточная величина $Q_{II,т,0}$ и амплитуда $A_{QII,т}$ теплопоступлений за счет теплопередачи и поглощения тепла через всю площадь окна могут быть приближенно определены по формулам:

$$Q_{II,\,т.о} = q_{II,\,т.о}F_{II} = K_{II}F_{II}\left(t_{усл\,II,\,0} - t_{п}\right) + \\ + F_{II}K_{прон}K_{зат}P_2\left(1 - \frac{K_{II}}{\alpha_в}\right)q_0; \qquad \text{(VIII.29)}$$

$$A_{q_{II,\,т}} = \left[K_{II}F_{II}A_{t_{усл\,II}} + F_{II}K_{прон}K_{зат}P_2 \times \right. \\ \left. \times \left(1 - \frac{K_{II}}{\alpha_в}\right)A_q\right]\psi, \qquad \text{(VIII.30)}$$

где K_{II}, F_{II} — коэффициент теплопередачи и площадь окна; $K_{прон}$ — коэффициент проникания радиации через заполнение проема (табл. VIII.6), приближенно учитывающий конструкцию переплетов, прозр-

Таблица VIII.6

Коэффициенты проникания солнечной радиации $K_{прон}$

Конструкция окна	Коэффициенты $K_{прон}$ при остеклении		Конструкция окна	Коэффициенты $K_{прон}$ при остеклении	
	вертикальном	наклонном		вертикальном	наклонном
Окно с деревянным или железобетонным переплетом, одинарное	0,5	0,5	Окно из пустотелых стеклоблоков	0,25	0,2
То же, двойное . .	0,35	0,25	Окно из волнистого стекла, одинарное	0,4	0,3
Окно с металлическим переплетом, одинарное	0,6	0,5	Шторы, жалюзи (межстекольные)	0,25—0,4	
То же, двойное .	0,4	0,3	Шторы, жалюзи (внутрениие)	0,4—0,8	

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

рачность стекла, его загрязнение и др.; P_2 — коэффициент поглощения тепла солнечной радиации внутренним остеклением; $K_{зат}$ — коэффициент затенения окна солнцезащитными устройствами:

Тип затеняющих устройств	$K_{зат}$
Брезентовый навес или тент . . .	0,25—0,35
Горизонтальный выступ, полностью затеняющий окно	0,2 —0,3
Ставни—жалюзи деревянные . . .	0,1 —0,15
Ставни—жалюзи металлические . .	0,15—0,2
Темные светонепроницаемые занавеси (наружные)	0,2
То же, светлые	0,15

Время $Z_{QII,т}$ максимальных теплопоступлений через окно за счет теплопередачи и поглощения определится по правилу сложения гармоник.

Средняя за сутки величина теплопоступлений через окно за счет проникающей солнечной радиации $Q_{IIр,0}$ и максимальное ее значение $Q_{II,р^{макс}}$ определяются по формулам

$$Q_{II,\,р\,0} = K_{прон} K_{зат} q_0 F_{II}; \qquad \text{(VIII.31)}$$

$$Q_{II,\,р,\,макс} = K_{прон} K_{зат} q_{макс} F_{II}. \qquad \text{(VIII.32)}$$

Время $Z^{макс}_{QII,р}$, когда наблюдается максимум $Q_{II,р}$, совпадает с максимумом падающей на окно солнечной радиации Z_q.

Общие теплопоступления в помещение за счет теплопередачи через массивные и лучепрозрачные ограждения рассчитываются по правилу сложения. В простейшем случае, когда помещение имеет одно массивное ограждение (стена) и окно, средняя за сутки величина теплопоступлений за счет теплопередачи через наружные ограждения $Q_{огр.о}$ равна

$$Q_{огр.о} = Q_{I,\,0} + Q_{II,\,т.о}, \qquad \text{(VIII.33)}$$

а амплитуда общих поступлений

$$A_{Q_{огр}} = (A_{Q_I} + A_{Q_{II,\,т}})\,\psi. \qquad \text{(VIII.34)}$$

Если в помещении больше двух ограждений, например, имеются различно ориентированные по странам света наружные стены, перекрытие, окна, то расчет общих теплопоступлений за счет теплопередачи проводят попарным сложением результатов: складывают поступления тепла, например, через наружную стену и перекрытие; результирующую величину складывают с поступлениями через окна и т. д.

Прерывистые теплопоступления рассчитывают отдельно. Например, тепло проникающей через окно солнечной радиации характеризуется величиной прерывистого теплопоступления $Q_{II,р^{макс}}$. Время его действия равно

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$m' = \frac{Q_{\text{п, р, 0}} \cdot 24}{Q_{\text{п, р, макс}}}, \qquad \text{(VIII.35)}$$

причем максимум $Q_{\text{п,р}}$ соответствует середине теплоподачи. В помещении могут быть и другие прерывистые поступления тепла от технологического оборудования при сменной работе, от электрического освещения и т. д.

При совместном действии гармонических и прерывистых теплопоступлений их сложение может быть приведено по рекомендациям § VII.6.

Пример VIII.1. Определить расчетные наружные условия и теплопоступления через наружные ограждения в помещенне, описанное в примере VII.1.

Температура помещения $t_{\text{п}}$ поддерживается равной 22° С при допускаемых отклонениях ±1° С. Наружная стена орнентнрована на юго-запад. Теплотехнические характернстики наружных ограждений следующие: наружная стена $\Sigma R = 0{,}692$ м²·К/Вт; $D = 3{,}69$; $K = 1{,}15$ Вт/(м²·К); бесчердачное покрытне $\Sigma R = 1{,}64$ м²·К/Вт, $D = 7{,}15$, $K = 0{,}55$ Вт/(м²·К), окно $K = 2{,}9$ Вт/(м²·К).

Решение По табл. VIII.3 определяем, что для промышленных зданий при допустимой амплитуде колебаний температуры 1° С должны поддерживаться внутренние условня с $K_{\text{об}} = 0{,}9$. По табл. VIII.5 выбираем расчетные климатологические характеристнки при $K_{\text{об}} = 0{,}9$; $t_{\text{н о}} = 24$°С; $A_{t_{\text{н}}} = 6{,}5$° С; $Z_{t_{\text{в}}}^{\text{макс}} = 15$ ч, $v = 3{,}4$ м/с.

Интенсивность суммарной солнечной радиации, приходящей на горизонтальную поверхность: $q_0 = 326$ Вт/м²; $q_{\text{макс}} = 816$ Вт/м²; $Z_q^{\text{макс}} = 12$ ч. По формуле (VIII.10) $A_q = 816 - 326 = 490$ Вт/м².

На вертикальную поверхность юго-западной орнентации: $q_0 = 202$ Вт/м²; $q_{\text{макс}} = 697$ Вт/м²; $A_q = 697 - 202 = 495$ Вт/м²; $Z_q^{\text{макс}} = 15$ ч.

Определяем условные наружные температуры для ограждений.

1 Для рубероида с песчаной засыпкой на бесчердачном покрытии (в дальнейшем б. п.) по табл. 1.1 $p = 0{,}88$, коэффициент теплообмена на наружной горизонтальной поверхности

$$\alpha_{\text{н}} = 8{,}7 + 2{,}55v_{\text{н}} = 8{,}7 + 2{,}55 \cdot 3{,}4 = 17{,}4 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Среднесуточное значение эквивалентной радиационной надбавки по формуле (VIII.14)

$$\Delta t_{\text{р.о}} = (0{,}88 \cdot 326)/17{,}4 = 16{,}5\ ^\circ\text{С}.$$

Амплитуда ее изменения по формуле (VIII.15)

$$A_{\Delta t_{\text{р}}} = (0{,}88 \cdot 490)/17{,}4 = 24{,}8\ ^\circ\text{С};$$

$$Z_{\Delta t_{\text{р}}}^{\text{макс}} = 12 \text{ ч}.$$

Среднесуточное значение условной температуры по формуле (VIII.16)

$$t_{\text{усл.о}} = 24 + 16{,}5 = 40{,}5\ ^\circ\text{С}.$$

Амплитуда $t_{\text{усл}}$ при отношении амплитуд $A_{t_{\text{н}}}$ и $A_{\Delta tp} = 24{,}8/6{,}5 = 3{,}8$ и несовпадении во времени складываемых гармоник $\Delta\varepsilon = |12 - 15| = 3$ ч; $\psi = 0{,}95$; $\sigma = 0{,}6$ по формуле (VIII.17) равна

$$A_{t_{\text{усл}}} = (6{,}5 + 24{,}8)\,0{,}95 = 29{,}7\ ^\circ\text{С}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Время максимума условной температуры для покрытия

$$Z_{t_{усл}}^{макс} = 12 + 0{,}6 = 12{,}6 \text{ ч}.$$

Коэффициент теплообмена на наружной вертикальной поверхности

$$\alpha_н = 5{,}8 + 11{,}6\sqrt{v} = 5{,}8 + 11{,}6\sqrt{3{,}4} = 27{,}2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

Для наружной стены при $p = 0{,}73$ для темно-серой штукатурки

$\Delta t_{р.о} = 0{,}73 \cdot 202/27{,}2 = 5{,}4°\text{C}$; $A_{\Delta t_р} = 0{,}73 \cdot 495/27{,}2 = 13{,}3°\text{C}$; $Z_{\Delta t_р}^{макс} = 15$ ч. $t_{усл.о} = 24 + 5{,}4 = 29{,}4°$ C; $\Delta Z = 0$; $A_{t_{усл}} = 13{,}3 + 6{,}5 = 18{,}8°$ C; $Z_{t_{усл}}^{макс} = 15$ ч.

Для окна при $p = 0{,}07$ (для стекла)

$$\Delta t_{р.о} = 0{,}07 \cdot 202/27{,}2 = 0{,}5\,°\text{C}; \quad t_{усл.о} = 24 + 0{,}5 = 24{,}5\,°\text{C};$$

$$A_{\Delta t_р} = (0{,}07 \cdot 495)/27{,}2 = 1{,}3\,°\text{C}; \quad Z_{\Delta t_р}^{макс} = 15{,}7;$$

$$\Delta Z = 0; \quad A_{t_{усл}} = 6{,}5 + 1{,}3 = 7{,}8\,°\text{C}; \quad Z_{t_{усл}}^{макс} = 15 \text{ ч}.$$

Характеристики затухания колебаний для наружной стены определяем по формулам (IV.118), (IV.125):

$$\nu_{н.с} = 2^{3{,}69}\left(0{,}83 + 3{,}5\ \frac{0{,}692}{3{,}69}\right) = 19{,}2,$$

$$\varepsilon_{н.с} = 2{,}7 \cdot 3{,}69 - 0{,}4 = 9{,}56 \text{ ч}.$$

Для бесчердачного покрытия

$$\nu_{б.п} = 2^{7{,}15}\left(0{,}83 + 3{,}5\ \frac{1{,}64}{7{,}15}\right) = 231{,}9;$$

$$\varepsilon_{б.п} = 2{,}7 \cdot 7{,}15 - 0{,}4 = 18{,}9 \text{ ч}.$$

Определяем теплопоступления в помещение через наружные ограждения Для бесчердачного покрытия среднесуточные теплопоступления по формуле (VIII.19)

$$Q_{I\,0} = 0{,}55\,(40{,}5 - 22)\,216 = 2197{,}8 \text{ Вт};$$

амплитуда теплопоступлений по формуле (VIII.20)

$$A_{Q_I} = 7{,}55 \cdot 216\,(29{,}7/231{,}9) = 208{,}9 \text{ Вт};$$

время максимума теплопоступлений

$$Z_{QI}^{макс} = 12{,}6 + 18{,}9 = 31{,}5 \text{ ч} = 7{,}5 \text{ ч следующих суток},$$

Для наружной стены

$$Q_{I,\,0} = 1{,}15\,(29{,}4 - 22)\,21{,}6 = 184 \text{ Вт};$$

$$A_{Q_I} = 7{,}55 \cdot 21{,}6 \cdot 18{,}8/19{,}2 = 159{,}8 \text{ Вт};$$

$$Z_{Q_I}^{макс} = 15 + 9{,}56 = 24{,}56 \simeq 0{,}6 \text{ ч следующих суток}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для окна за счет теплопередачи и поглощения солнечной радиации стеклами по формуле (VIII.29) среднесуточные теплопоступления равны:

$$Q_{\text{II т. о}} = 2{,}9 \cdot 86{,}5\,(24{,}5 - 22) + 86{,}5 \cdot 0{,}41 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}07\,(1 - 2{,}9/7{,}55)\,202 =$$

$$= 783{,}3 \text{ Вт};$$

амплнтуда теплопоступлений по формуле (VIII.30)

$$A_{Q_{\text{II, т}}} = [2{,}9 \cdot 86{,}5 \cdot 7{,}8 + 86{,}5 \cdot 0{,}41 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}07\,(1 - 2{,}9/7{,}55)\,495]\,\psi =$$

$$= (1960 + 377{,}5)\ 1 = 2337 \text{ Вт},$$

так как $\Delta Z = 0$; $\psi = 1$, то $\sigma = 0$ $Z^{\text{макс}}_{Q_{\text{II, т}}} = 15$ ч.

Суммарные среднесуточные поступлення за счет теплопередачн по формуле (VIII.33)

$$Q_{\text{огр о}} = 2197{,}8 + 184 + 783{,}3 = 3165{,}1 \text{ Вт}.$$

Амплитуда теплопоступлений за счет теплопередачи по формуле (VIII.34):

$$A_{Q_{\text{огр}}} = [(208{,}9 + 159{,}8)\,\psi_1 + 2337]\,\psi_2 = (368{,}7 \cdot 0{,}56 + 2337)\,\psi_2 =$$

$$= (204{,}5 + 2337)\ 0{,}835 = 2123{,}8 \text{ Вт};$$

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{208{,}9}{159{,}8} = 1{,}32; \quad \Delta Z = |\,7{,}5 - 0{,}6\,| = 6{,}9; \quad \psi_1 = 0{,}56;$$

$$\sigma_1 = 3{,}1 \text{ ч}; \quad Z^{\text{макс}}_{Q_1} = 7{,}5 - 3{,}1 = 4{,}4 \text{ ч};$$

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{2337}{204{,}5} = 11{,}4; \quad \Delta Z = 15 - 4{,}4 = 10{,}6 \text{ ч}; \quad \psi_2 = 0{,}835;$$

$$\sigma = 0{,}2 \text{ ч}; \quad Z^{\text{макс}}_{Q_{\text{огр}}} = 15 - 0{,}2 = 14{,}8 \text{ ч}.$$

Средние за сутки теплопоступления от непосредственного проникновения солнечной радиации по формуле (VIII.31)

$$Q_{\text{р.о}} = 0{,}41 \cdot 0{,}5 \cdot 202 \cdot 86{,}5 = 3582 \text{ Вт}.$$

Максимальные теплопоступления от непосредственного проникновения солнечной радиации по формуле (VIII.32) равны

$$Q^{\text{макс}}_{\text{II, р}} = 0{,}41 \cdot 0{,}5 \cdot 697 \cdot 86{,}5 = 12\,360 \text{ Вт};$$

$$Z^{\text{макс}}_{Q_{\text{р}}} = Z^{\text{макс}}_{q} = 15 \text{ ч}.$$

Время действия по формуле (VIII.35) равно

$$m' = 3582 \cdot 24/12\,360 = 6{,}95 \simeq 7 \text{ ч}.$$

§ VIII.5. СРЕДНИИ ЗА СУТКИ ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЯ

При периодических поступлениях различного вида тепла все показатели теплового режима помещения (рис. VIII.11, *а*) также периодически изменяются около средних значений. Для определения теплового режима помещения необходимо прежде всего знать средние за сутки значения его характеристик. Они зависят только от средних величин

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

всех влияющих на теплообмен факторов и определяются условиями стационарной теплопередачи.

Средний за период тепловой баланс помещения может быть записан в виде

$$Q_{\text{п.о}} + Q_{\text{вент 0}} \pm Q_{\text{техн 0}} = \sum K_{\text{I}} F_{\text{I}} (t_{\text{усл I0}} - t_{\text{п 0}}) + \\ + \sum K_{\text{II}} F_{\text{II}} (t_{\text{усл}_{\text{II 0}}} - t_{\text{п0}}) + \sum q_{\text{II 0}} F_{\text{II}} + L_0 c\rho \times \\ \times (t_{\text{пр 0}} - t_{\text{ух 0}}) \pm Q_{\text{техн 0}} = 0, \qquad \text{(VIII.36)}$$

где $Q_{\text{техно}}$ — средние за сутки технологические и бытовые тепловыделения; $Q_{\text{по}}$ — средние за сутки общие теплопоступления в помещение через наружные ограждения; L_0, $t_{\text{про}}$, $t_{\text{ухо}}$ — средние за

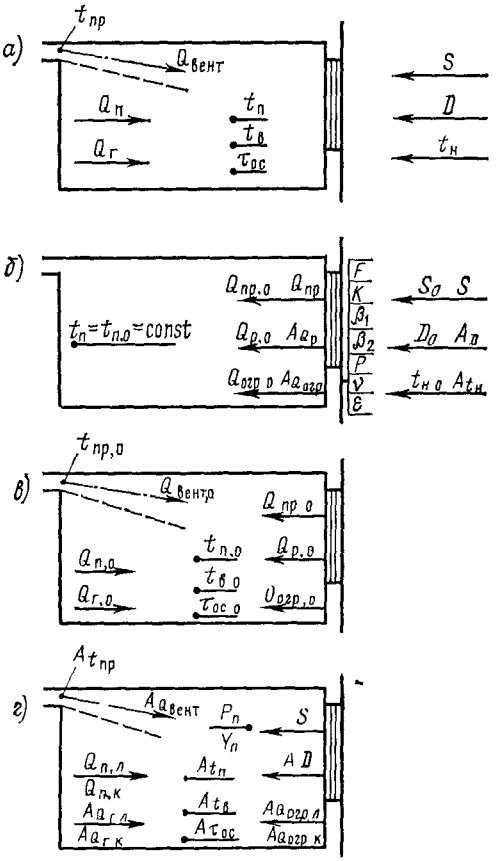


Рис VIII.11. Составляющие расчета теплового режима помещений

а — тепловой режим помещения; *б* — теплопоступления через ограждения; *в* — средний за сутки режим; *г* — теплоустойчивость помещения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сутки: расход вентиляционного воздуха, температуры приточного и уходящего воздуха.

Пользуясь уравнением (VIII.36), можно определить среднюю за сутки температуру помещения $t_{п0}$ в виде

$$t_{п0} = \frac{\sum K_I F_I \; t_{усл\,I\,0} + \sum K_{II} F_{II} t_{усл\,II,\,0} + \sum q_{II,\,0} F_{II} + \rightarrow}{\sum K_I F_I + \sum K_{II} F_{II}}$$

$$\rightarrow \frac{+ L_0 c\rho \,(t_{пр\,0} - t_{ух.0}) \pm Q_{техн.\,0}}{} . \qquad \text{(VIII.37)}$$

При расчете вентиляции значение $t_{п0}$ обычно задано и по формуле (VIII.36) определяют количество L_0 вентиляционного воздуха.

При проектировании кондиционирования воздуха учитывают полные тепловыделения. Искомой величиной является в этом случае среднее за сутки значение полного теплосодержания приточного воздуха $(L_0\rho)\, I_{пр0}$, которое с учетом полного тепла технологических выделений $Q_{техн.п\,0}$ (явного $Q_{техн\,0}$ и скрытого тепла) можно определить из уравнения (VIII.36), где вместо $Q_{техн\,0}$ должно быть принято $Q_{техн\,п\,0}$ и составляющая вентиляционного обмена должна быть записана в виде

$$Q_{вент.\,0} = L_0\rho\,(I_{пр\,0} - I_{ух\,0}), \qquad \text{(VIII.38)}$$

где $I_{пр\,0}$ и $I_{ух\,0}$ — энтальпии приточного и уходящего воздуха, Дж/кг (ккал/кг).

Для оценки тепловой обстановки кроме температуры помещения $t_{п0}$ необходимо знать отдельно среднюю за сутки температуру воздуха $t_в$ и ограждений $\tau_{ос\,0}$. Для их определения можно принять по формуле (I.141), что температура $t_{п0}$ равна среднему значению величин $t_{в0}$ и $\tau_{ос0}$. Температура воздуха в объеме помещения всегда, в том числе и в среднем за суточный период, отличается от температуры поверхностей на величину перепада температур, обеспечивающего передачу суммарного (со знаком плюс и минус) количества конвективного тепла $Q_{к0}$ от поверхностей к воздуху или от воздуха к поверхности. Поэтому

$$|\,\tau_{ос\,0} - t_{в\,0}\,| = \frac{Q_{к\,0}}{\Lambda}, \qquad \text{(VIII.39)}$$

а значения $t_{в\,0}$ и $\tau_{ос\,0}$ равны

$$t_{в\,0} = t_{п\,0} + \frac{Q_{к\,0}}{2\Lambda}; \qquad \text{(VIII.40)}$$

$$\tau_{ос.\,0} = t_{п.\,0} - \frac{Q_{к\,0}}{2\Lambda}. \qquad \text{(VIII.41)}$$

Осредненный по всем поверхностям в помещении коэффициент конвективного теплообмена $\alpha_{к\,ос}$ для летних условий может быть принят равным около 2,3 ÷ 2,7 Вт/(м² · К) [2,0 — 2,3 ккал/(м² · ч°С)].

Общее количество конвективного тепла, передаваемого поверхностями ограждений $Q_{к\,0}$ и технологическими источниками $Q_{техн.к\,0}$, должно ассимилироваться вентиляционным воздухом $Q_{вент0}$. Поэтому

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

конвективный теплообмен на поверхностях ограждений может быть представлен в виде разности

$$Q_{к\,0} = Q_{техн.к\,0} - Q_{вент\,0}. \qquad \text{(VIII.42)}$$

§ VIII.6. ЕСТЕСТВЕННЫЙ ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЯ

Рассмотрим естественный тепловой режим, который установится, при расчетных наружных условиях с учетом проветривания и конструктивно-планировочных мер защиты помещения от перегрева.

При проектировании каждого здания ограждения выбираются с определенными теплозащитными свойствами. Учитываются также ориентация здания, солнцезащитные устройства, производительность и режим работы общеобменной вентиляции (характеристики вентиляции могут быть искомыми величинами расчета). По назначению помещения должны быть определены: бытовые и технологические тепловыделения и их изменение, расчетные внутренние условия и коэффициент их обеспеченности $K_{об}$ С учетом коэффициента обеспеченности для района строительства должны быть приняты расчетные характеристики наружного климата Задача состоит в определении естественного теплового режима при заданных условиях, в том числе вентилирования, или в определении необходимого воздухообмена для поддержания допустимых внутренних условий.

Может быть несколько режимов вентилирования помещения. Наиболее распространенным является случай непрерывного проветривания наружным воздухом $t_{пр} = t_н$ в количестве L_0. Температура приточного воздуха $t_{пр}$ равна $t_н$, поэтому $t_{пр\,0} = t_{н\,0}$; $At_{пр} = At_н$.

Явное теплосодержание приточного воздуха $Q_{пр}$ изменяется по гармонике, определяемой среднесуточным значением $Q_{пр\,0} = L_0 c\rho t_{пр\,0}$, амплитудой $A_{Q_{пр}} = L_0 c\rho A_{t_{пр}}$ и временем максимума $Z^{макс}_{Q_{пр}} = Z^{макс}_{t_{пр}}$. В более сложном случае переменного режима проветривания $Q_{пр}$ зависит от изменения $t_{пр}$ и количества L приточного воздуха. Такой режим может быть при естественной вентиляции или периодическом проветривании, например, ночным холодным воздухом. При ночных проветриваниях величина $Q_п$ (прерывистое поступление тепла) равна

$$Q_п = Lc\rho t_п, \qquad \text{(VIII.43)}$$

где $t_п$ — средняя температура наружного воздуха за время проветривания.

Теплосодержание уходящего из помещения воздуха изменяется в зависимости от его количества и температуры. По массе воздуха вытяжка равна притоку: $(L\rho)_{выт} = (L\rho)_{пр}$. Температура удаляемого из помещения воздуха $t_{ух}$ обычно линейно зависит от $t_в$. Ее изменение по величине можно считать одинаковым с температурой воздуха в рабочей зоне помещения $t_{ух} = t_в$

Изменения во времени всех тепловых воздействий могут быть представлены в виде правильных гармоник или прерывистых поступлений. Переменный естественный тепловой режим помещения достаточно

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

характеризовать изменением температуры помещения $t_п$. Должны быть определены ее средние значения $t_{п0}$ (см. § VIII.5) и расчетом теплоустойчивости помещения (см. гл. VII) установлены значения амплитуды ее суточных изменений $A_{t_п}$ и время ее максимума $Z_{t_п}^{макс}$ (рис. VIII.11, *г*).

Если в помещение вентиляцией подается неизменное количество L_0 наружного воздуха с температурой $t_н$, то расчет $At_п$ приближенно можно провести по формуле (VII.9), записав ее в виде

$$At_п \approx \frac{a\left(A_{Q_п'} + Lc\rho A_{t_н}\right)\psi}{P_{огр+об} + Lc\rho}, \qquad \text{(VIII.44)}$$

где $A_{Q_п'}$ — амплитуда всех поступлений тепла в помещение без учета вентиляции.

Для случая, когда задача состоит в определении расчетного расхода воздуха и режима вентилирования, можно исходить из двух условий заданного теплового режима помещения: $t_{п0}$ и $At_п$. Для того чтобы обеспечить расчетное значение средней за сутки температуры помещения, расход воздуха по формуле (VIII.36) должен быть равен

$$L = \frac{Q_{п\,0} \pm Q_{техн\,0}}{c\rho\,(t_{пр\,0} - t_{ух\,0})}. \qquad \text{(VIII.45)}$$

Для выдерживания заданной амплитуды $At_п$ расход воздуха по формуле (VIII.44) равен

$$L = \frac{P_{огр+об}A_{t_п} - a\psi A_{Q_п'}}{\left(aA_{t_н}\psi - A_{t_п}\right)c\rho}. \qquad \text{(VIII.46)}$$

Расчетный вентиляционный расход воздуха должен быть равен бóльшему из двух значений, определенных по формулам (VIII.45) и (VIII.46). Надо отметить, что расчет по формуле (VIII.46) не всегда возможен.

Рассматривая формулу (VIII.44), видим, что для закрытого помещения ($L = 0$) имеем $A_{t_п}^{закр} \simeq aA_{Q_п}/P_{огр+об}$, а при бесконечно большой величине вентиляции ($L \to \infty$) значение $A_{t_п}$ стремится к $A_{t_н}$. Таким образом, в вентилируемом помещении значение $A_{t_п}$ всегда находится между значениями $A_{t_п}^{закр}$ и $A_{t_н}$. Поэтому, если заданное значение амплитуды колебания температуры помещения $A_{t_п}^{тр} < A_{t_п}^{закр}$, то невозможно обеспечить $A_{t_п}^{тр}$ при естественной вентиляции помещения.

Изложенный выше анализ теплового режима помещения и режима работы вентиляции основан на простейших зависимостях теории теплоустойчивости и справедлив для круглосуточной работы вентиляции. В общественных и производственных помещениях обычно вентиляция работает посменно. В жилых зданиях часто производят ночное проветривание помещений. В этом случае задача значительно осложняется. Ее решение можно найти в (VIII.8). В то же время общая последо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вательность расчета остается неизменной, соответствующей изложенной. Последняя также может быть использована во всех случаях для приближенных расчетов.

Пользуясь изложенной методикой, можно установить возможность обеспечения необходимого теплового режима помещения. Если мерами конструктивно-планировочных решений и вентилированием не удается достигнуть в помещении условий, отвечающих заданным требованиям, то необходимо переходить к системе регулируемого кондиционирования микроклимата.

Рассмотренный метод анализа естественного теплового режима помещения в связи с этим можно назвать *способом определения условий,*

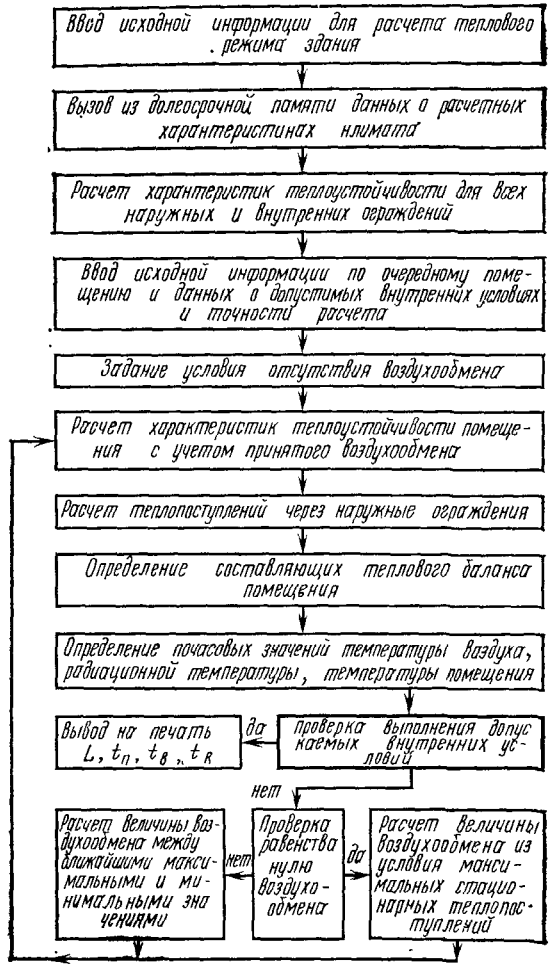


Рис. VIII.12. Блок-схема расчета на ЭВМ естественного теплового режима помещений

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

при которых необходим переход от обычной вентиляции к значительно более дорогой и сложной системе регулируемого кондиционирования микроклимата.

Изложенный метод может быть реализован на ЭВМ с использованием блок-схемы расчета, приведенной на рис. VIII.12.

Пример VIII.2. Для помещения, рассмотренного в примере VIII.1, по упрощенной методике рассчитать необходимый вентиляционный обмен воздуха. Максимальная температура помещения не должна превышать максимальную температуру наружного воздуха более чем на 3° С.

Принимаем $t_{ух} = t_в$; $t_{пр} = t_н$; $P_{огр} = 1711{,}75$ Вт; $\varepsilon_{P_{огр}} = 0{,}6$ ч.

Технологические тепловыделения характеризуются величинами $Q_{п.к} = 2560$ Вт; $Q_{п.л} = 6400$ Вт. Расчет провести при $K_{об} = 0{,}7$.

Решение. Для Москвы, при $K_{об} = 0{,}7$ по табл. VIII.5 $t_{но} = 19{,}8°$ С, $A_{t_н} = 6°$ С; интенсивность суммарной солнечной радиации для горизонтальной поверхности $q_0 = 287{,}3$ Вт/м²; $q_{макс} = 791{,}0$ Вт/м²; $Z_q^{макс} = 12$ ч; для поверхности юго-западной ориентации $q_0 = 174{,}0$ Вт/м²; $q_{макс} = 628$ Вт/м²; $Z_q^{макс} = 15$ ч; $v_н = 3{,}4$ м/с.

Расчет теплопоступлений в помещении дает: $t_{усл\ (б.п)\ 0} = 34{,}3°$ С; $t_{усл(н.с)\ 0} = 24{,}6°$ С; $t_{усл(окна)\ 0} = 20{,}3°$ С; $A_{Q_{огр}} = 2123{,}8$ Вт; $Z_{Q_{огр}}^{макс} = 14{,}7$ ч; $Q_{II\ р\ 0} = 3582$ Вт/ч; $Q_{II\ р.\ макс} = 12\,360$ Вт/ч; $Z_{Q_р}^{макс} = 15$ ч.

Максимальная температура наружного воздуха $t_{н.\ макс} = 19{,}8 + 6 = 25{,}8°$ С.

Допускаемая температура помещения $t_{п.\ доп} = 25{,}8 + 3 = 28{,}8°$ С.

Предположив, что амплитуда температуры помещения равна $A_{t_п} = 3{,}5°$ С, из формулы (VIII.36) найдем вентиляционный объем, необходимый для поддержания в помещении среднесуточной температуры

$$t_{п.о} = t_{п.доп} - A_{t_п} = 28{,}8 - 3{,}5 = 25{,}3\ °С;$$

$$L = \frac{0{,}55 \cdot 216\,(34{,}3 - 25{,}3) + 1{,}15 \cdot 21{,}6\,(24{,}6 - 25{,}3) +}{0{,}335\,(25{,}3 - 19{,}8)}$$

$$\frac{+ 2{,}9 \cdot 86{,}5\,(20{,}3 - 25{,}3)}{0{,}335\,(25{,}3 - 19{,}8)} +$$

$$+ \frac{86{,}5 \cdot 0{,}41 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}07\,(1 - 2{,}9/7{,}55)\,17{,}9 + 3582 + 2987}{0{,}335\,(25{,}3 - 19{,}8)} \simeq 3455{,}7\ м^3/ч,$$

где средняя за сутки величина общих (лучистых и конвективных) технологических тепловыделений

$$Q_{п.о} = \frac{6400 + 2560}{24}\ 8 = 2987\ Вт.$$

Показатель теплопоглощения вентиляционным воздухом по формуле (VIII.22) равен

$$P_{вент} = 3455{,}7 \cdot 0{,}335 = 1226{,}8\ Вт/К;\quad \varepsilon_{P_{вент}} = 0.$$

Определим лучистую и конвективную составляющие теплопоступлений через наружные ограждения. В соответствии с формулами (VII.35), (VII.36) амплитуды лучистых $A_{Q_{л.огр}}$ и конвективных $A_{Q_{к.огр}}$ теплопоступлений равны

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$A_{Q_{\text{л.огр}}} = \frac{2123,8 \cdot 5}{7,55} = 1406,5 \text{ Вт}; \quad A_{Q_{\text{к.огр}}} = \frac{2123,8 \cdot 2,55}{7,55} = 717,3 \text{ Вт}.$$

В соответствии с формулой (VII.56) рассчитаем изменения температуры воздуха под воздействием гармонических теплопоступлений через наружные ограждения и с вентиляционным воздухом. Сначала определим стоящую в знаменателе сумму

$$P_{\text{п}} = (P_{\text{усл}} + P_{\text{вент}})\psi_1 = (1711,75 + 1226,8)\ 0,995 = 2923,86;$$

$$A_1/A_2 = 1711,75/1226,8 = 1,4; \quad \Delta Z = |\,0,6 - 0\,| = 0,6; \quad \psi_3 = 0,995; \quad \sigma_3 = 0,2;$$

$$\varepsilon_{P_{\text{п}}} = 0,6 - 0,2 = 0,4 \text{ ч}.$$

Амплитуда температуры воздуха под воздействием конвективных гармонических теплопоступлений:

$$A_{t_{\text{в.г.к}}} = \frac{\left(A_{Q_{\text{к.огр}}} + P_{\text{вент}} A_{t_{\text{пр}}}\right)\psi}{P_{\text{п}}} =$$

$$= \frac{(717,3 + 1226,8 \cdot 6)\ 0,999}{2923,86} = 2,76\,^{\circ}\text{C}; \quad A_1/A_2 = 1360,8/717,3 = 10,26;$$

$$\Delta Z = |\,15 - 14,7\,| = 0,3; \quad \psi_1 = 0,999; \quad \sigma_1 = 0,03;$$

$$Z_1^{\text{макс}} = 15 - 0,03 = 14,97 \text{ ч}; \quad Z_{t_{\text{в.г.к}}}^{\text{макс}} = Z_1^{\text{макс}} + \varepsilon_{P_{\text{п}}} = 14,97 + 0,4 = 15,37 \text{ ч}.$$

Амплитуда температуры воздуха под действием лучистых гармонических теплопоступлений:

$$A_{t_{\text{в.г.л}}} = \frac{A_{Q_{\text{огр.л}}}(1 - P_{\text{усл}}/\Lambda)\psi}{P_{\text{п}}} =$$

$$= \frac{1406,5\,(1 - 1711,75/2295,26)\ 0,11}{2923,86} = 0,12\,^{\circ}\text{C}.$$

Вычитание из одной гармоники другой равносильно сложению с той же гармоникой, но сдвинутой во времени на $T/2$. Поэтому при определении разности фаз 1 и $P_{\text{усл}}/\Lambda$, принято $\varepsilon_1 = 0 = 24$ ч, а $\varepsilon_{P_{\text{усл}}/\Lambda + T/2} = 0,6 + 12$ ч.

$$A_1/A_2 = 1/0,83 = 1,2; \quad \Delta Z = |\,24 - (0,6 + 12)\,| = 11,4 \text{ ч}; \quad \psi = 0,11; \quad \sigma = 0,1;$$

$$Z_{t_{\text{в.г.л}}}^{\text{макс}} = Z_{Q_{\text{огр.л}}}^{\text{макс}} + \sigma + \varepsilon_{P_{\text{п}}} = 14,7 + 0,1 + 0,4 = 15,2 \text{ ч}.$$

Суммарная амплитуда температуры воздуха равна:

$$A_{t_{\text{в.г}}} = (2,76 + 0,12)\ 0,999 = 2,87\,^{\circ}\text{C}; \quad A_1/A_2 = 2,76/0,12 = 23,0;$$

$$\Delta Z = 15,4 - 15,2 = 0,2; \quad \psi = 0,999; \quad \sigma = 0,01;$$

$$Z_{t_{\text{в.г}}}^{\text{макс}} = 15,4 - 0,01 = 15,4 \text{ ч}.$$

Амплитуду осредненной температуры помещения под воздействием гармонических теплопоступлений находят в соответствии с формулой (VIII.57). Сначала определяют стоящую в знаменателе сумму:

$$(Y_{\text{п}} + \Lambda)\psi = (8907,26 + 2295,26)\ 0,95 = 10642 \text{ Вт/К};$$

$$A_1/A_2 = 8907,26/2295,26 = 3,88; \quad \Delta Z = |\,3 - 0\,| = 3 \text{ ч}; \quad \psi = 0,95; \quad \sigma = 0,7;$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\varepsilon_{Y+\Delta} = 3 - 0{,}7 = 2{,}3 \text{ ч.}$$

Амплитуда изменений $\tau_{ос}$° С под влиянием гармоиических теплопоступлений по формуле (VII.57) равиа

$$A_{\tau_{ос.р}} = \frac{\left(A_{Q_{огр.л}} + \Delta A_{t_{в.г}}\right)\psi}{(Y_п + \Delta)\psi} =$$

$$= \frac{(1406{,}5 + 2295{,}26 \cdot 2{,}4)\psi}{10642} = 0{,}62\ °C;$$

$$A_1/A_2 = 5508{,}6/14{,}06 = 3{,}9; \quad \Delta Z = |15 - 14{,}7| = 0{,}3;$$

$$\psi_1 = 0{,}999; \quad \sigma_1 = 0{,}05; \quad Z_1^{макс} = 15 - 0{,}05 = 15 \text{ ч};$$

$$Z\tau_{ос.р}^{макс} = Z_1^{макс} + \varepsilon_{Y_п+\Delta} = 15 + 2{,}3 = 17{,}3 \text{ ч.}$$

Рассчитаем амплитуду колебаний $t_в$ и $\tau_{ос}$ под влиянием коивективных и лучистых технологических тепловыделеиий. Для 8-часовой теплоподачи по табл. VII.2 $\Omega^{макс} = 0{,}849$. По формуле (VII.66) показатель $P_{п.п}$ равен

$$P_{п.п} = \frac{8907{,}26 \cdot 2295{,}26}{0{,}849 \cdot 2295{,}26 + 8907{,}26} + 1226{,}8 = 3109{,}7 \text{ Вт/К.}$$

По формуле (VII.65) $A_{t_{в\ п.к}}$ под влиянием коивективных прерывистых теплопоступлений равна

$$A_{t_{в.п.к}} = 2560/3109{,}7 = 0{,}82\ °C.$$

Амплитуда изменения температуры воздуха под влиянием прерывистых лучистых теплопоступлений определяется по формуле (VII.69)

$$A_{t_{в.п.л}} = \frac{6400}{3109{,}7\left(1 + \dfrac{8907{,}86}{0{,}849 \cdot 2295{,}26}\right)} = \frac{6400}{17297{,}3} = 0{,}37\ °C.$$

Суммарная амплитуда равна:

$$A_{t_{в.п}} = 0{,}83 + 0{,}37 = 1{,}2\ °C; \quad Z_{t_{в.п}}^{макс} = Z_{Q_п}^{кон} = 18 \text{ ч.}$$

Амплитуда колебаний осредненной температуры поверхностей, обращенных в помещение $\tau_{ос}$, по формуле (VII.70) равна:

$$A_{\tau_{ос.п}} = \frac{2560}{17297{,}3} + \frac{6400}{\dfrac{17297{,}3}{1226{,}8/2295{,}26 + 1}} = 0{,}72\ °C; \quad Z_{\tau_{ос.п}}^{макс} = 18 \text{ ч.}$$

Тепло солнечной радиации, непосредственно проникающей через окно, является прерывистым. Продолжительность этого прерывистого поступления лучистого тепла по формуле (VIII.34) равна:

$$m = (3582{,}24/12360) = 6{,}96 \text{ ч}; \quad Z_{Q_р}^{кон} = Z_{Q_р}^{макс} + m/2 = 15 + 6{,}96/2 = 18{,}47 \text{ ч.}$$

По табл. VII.2 $\Omega^{макс} = 0{,}849$.
Определим амплитуды $t_{в.р}$ и $\tau_{ос.р}$:

$$A_{t_{в.р}} = 12360/17297{,}3 = 0{,}71\ °C; \quad Z_{t_{в.р}}^{макс} = 18{,}47 \text{ ч;}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$A_{\tau_{\text{ос.р}}} = 12360/11436 = 1\ ^\circ\text{C}; \quad Z^{\text{м вкс}}_{\tau_{\text{ос.р}}} = 18{,}47\ \text{ч}.$$

Суммарная амплитуда температуры воздуха равна:

$$A_{t_\text{в}} = [A_{t_\text{в.п}} + (A_{t_\text{в.г}} + A_{t_\text{в.р}})\psi_1]\psi_2 =$$

$$= [2{,}87 + (1{,}2 + 0{,}71)\,0{,}998]\,\psi_2 = (2{,}87 + 1{,}92)\,0{,}94 = 4{,}5;$$

$$A_1/A_2 = 1{,}2/0{,}71 = 1{,}67; \quad \Delta Z = |\,18{,}4 - 18\,| = 0{,}4;$$

$$\psi_1 = 0{,}998; \quad \sigma = 0{,}1; \quad Z^{\text{макс}}_1 = 18 + 0{,}1 = 18{,}1;$$

$$A_1/A_2 = 2{,}87/1{,}92 = 1{,}49; \quad \Delta Z = |\,18{,}1 - 15{,}4\,| = 2{,}7; \quad \psi_2 = 0{,}94 \quad \sigma_2 = 1{,}1\ \text{ч};$$

$$Z^{\text{макс}}_{t_\text{в}} = 15{,}4 + 1{,}1 = 16{,}5\ \text{ч}.$$

Суммарная амплитуда $\tau_{\text{ос}}$ равна:

$$A_{\tau_{\text{ос}}} = [A_{\tau_{\text{ос.г}}} + (A_{\tau_{\text{ос.п}}} + A_{\tau_{\text{ос.р}}})\psi_1]\psi_2 =$$

$$= [0{,}62 + (0{,}72 + 1)\,0{,}999]\,\psi_2 = (0{,}71 + 1{,}7)\,0{,}995 = 2{,}4;$$

$$A_1/A_2 = 1/0{,}72 = 1{,}41; \quad \Delta Z = |\,18{,}4 - 18\,| = 0{,}4;$$

$$\psi_1 = 0{,}999, \quad \sigma_1 = 0{,}1\ \text{ч}; \quad Z^{\text{макс}}_1 = 18 + 0{,}1 = 18{,}1;$$

$$A_1/A_2 = 1{,}7/0{,}62 = 2{,}39; \quad \Delta Z = |\,18{,}1 - 17{,}3\,| = 0{,}8, \quad \psi_2 = 0{,}995;$$

$$\sigma_2 = 0{,}3\ \text{ч}; \quad Z^{\text{макс}}_{\tau_{\text{ос}}} = 18{,}1 - 0{,}3 = 17{,}8\ \text{ч}.$$

Амплитуда температуры помещения при принятом воздухообмене определится по формуле (VII.48):

$$A_{t_\text{п}} = \frac{(A_{t_\text{в}} + A_{\tau_{\text{ос}}})\psi_1}{2} = \frac{(4{,}5 + 2{,}4)\,0{,}985}{2} = 3{,}63\ ^\circ\text{C};$$

$$A_1/A_2 = 4{,}5/2{,}4 = 1{,}57; \quad \Delta Z = |\,17{,}8 - 16{,}5\,| = 1{,}3, \quad \psi = 0{,}985; \quad \sigma = 0{,}5\ \text{ч},$$

$$Z^{\text{макс}}_{t_\text{п}} = 16{,}5 + 0{,}5 = 17\ \text{ч}.$$

Величина $A_{t_\text{п}}$ близка к принятой в начале расчета.

Максимальная температура помещения равна $t_{\text{п.макс}} = 25{,}3 + 3{,}63 = 28{,}93^\circ$ С, т. е. на $0{,}13^\circ$ С выше допустимой.

Можно несколько повысить воздухообмен. Расчеты показывают, что при $L \cong 3600$ м³/ч $t^{\text{макс}}_\text{п} = t^{\text{доп}}_\text{п}$.

§ VIII.7. РЕЖИМ РАБОТЫ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРУЕМОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ МИКРОКЛИМАТА

Система регулируемого кондиционирования микроклимата должна обеспечить постоянство внутренних тепловых параметров в помещении на уровне, который отвечает требованию оптимальных условий. Расчет этой системы состоит в определении всех характеристик режима процесса обработки приточного воздуха в кондиционере.

Тепловой режим кондиционируемого помещения характеризуется изменением поступлений полного тепла и влаги в течение суток и свя-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

занного с ним направления луча процесса в I — d-диаграмме ассимиляции тепла и влаги при воздухообмене.

Тепловую нагрузку на систему кондиционирования воздуха за счет теплопоступлений через наружные ограждения и тепловыделений от внутренних источников можно рассчитать, пользуясь методикой, изложенной в § VII.6.

Значения технологических и бытовых тепловыделений должны быть определены с учетом полных (явных и скрытых) количеств тепла. Имея данные об изменении поступлений полного тепла $Q_п$ и влаговыделений G в помещение, можно определить тепловлажностное отношение ε или направление луча процесса вентилирования помещений в I — d-диаграмме:

$$\varepsilon = Q_п/G_п. \qquad \text{(VIII.47)}$$

Величина ε будет изменяться в течение расчетных суток от $\varepsilon_{макс}$ до $\varepsilon_{мин}$ около некоторого среднего значения ε_0. Зная состояние внутреннего воздуха $t_в$, $\varphi_в$, изменения ε, а также заданный перепад температур $\Delta t_{пр} = t_в - t_{пр}$ и расход воздуха $L\rho$, можно определить суточное изменение параметров приточного воздуха. В случае, когда задается максимально допустимый перепад $\Delta t_{пр}$ между температурами приточного воздуха $t_{пр}$ и воздуха в обслуживаемой зоне помещения $t_в$, определение параметров притока будет следующим (рис. VIII.13, *а*). При $\varepsilon_{макс}$ и заданном $\Delta t_{пр}$ находят на I — d-диаграмме точку притока ($J_{пр.мин}$) и по $\Delta J_{пр\ макс} = J_в - J_{пр.мин}$ и $Q_{п\ макс}$ определяют расход приточного воздуха $L\rho$. Зная $L\rho$, $Q_{п0}$, $Q_{п.мин}$, рассчитывают значения $\Delta J_{пр0}$ и $\Delta J_{пр.мин}$. Затем откладывают эти значения на лучах процесса ε_0 и $\varepsilon_{мин}$ и определяют точки притока при средней $J_{пр0}$ за сутки и максимальной $J_{пр.мако}$ энтальпии.

Кривая, проходящая через точки $J_{пр\ мин}$, $J_{пр0}$, $J_{пр.макс}$, показывает на I — d-диаграмме изменения параметров притока в расчетные сутки.

Учитывая возможность регулирования притока с помощью подогрева в калорифере второй ступени, желательно, чтобы параметры приточного воздуха изменялись по линии $d = \text{const}$. При этом ограничении возможны два варианта регулирования. Можно изменять в течение суток количество приточного воздуха в соответствии с полученным построением на I — d-диаграмме значениями $\Delta J_{пр}$ и таким образом обеспечивать поддержание постоянства внутренних параметров. Однако такое решение трудно выполнимо. Обычно используют более простой, но менее точный вариант регулирования, когда количество приточного воздуха остается неизменным. Постоянство температуры воздуха в помещении в этом случае может быть обеспечено при некотором изменении влажности воздуха (см. рис. VIII.13, *б*). Задача расчета состоит в определении построением на I — d-диаграмме (см. рис. VIII.13, *б*) или аналитически [IX.2] положений точек внутреннего воздуха «в» и точек приточного воздуха «пр» на лучах процесса в помещении при условии $t_в = \text{const}$ и $d_{пр} = \text{const}$. По построениям на I — d-диаграмме можно установить допустимость отклонений

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

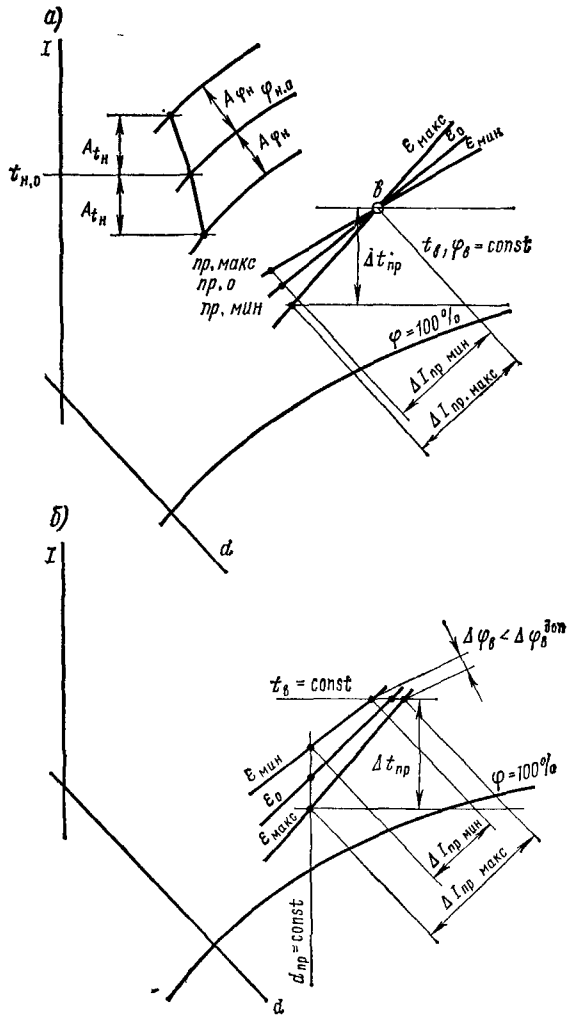


Рис. VIII. 13. Построение в *I—d*-диаграмме изменений входных и выходных параметров процесса кондиционирования:

а — при $t_в$ и $\varphi_в$ = const; *б* — при $t_в$ = const, $\varphi_в$ = var

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

влажности внутреннего воздуха, которые будут в расчетные сутки $\Delta\varphi_в$ при таком режиме регулирования, т. е. условие $\Delta\varphi_в < \Delta\varphi_в^{доп}$.

Изменение параметров приточного воздуха определяет конечный результат обработки воздуха в системе кондиционирования, т. е. выходные параметры процесса кондиционирования воздуха. Входными параметрами для этого процесса являются характеристики наружного воздуха, поступающего в кондиционер. Для расчета естественного теплового режима помещения достаточно из всех параметров воздуха иметь данные только об изменении его температуры. При определении процесса кондиционирования воздуха необходимо пользоваться полными тепловлажностными характеристиками изменения состояния наружного воздуха. Нужно знать изменения $t_н$ и $\varphi_н$ в расчетные сутки при заданном коэффициенте обеспеченности. Суточные изменения тепловлажностного состояния наружного воздуха на $I-d$-диаграмме определяются точкой пересечения средних за сутки значений $t_{н0}$ и $\varphi_{н0}$ и амплитудами температуры $At_н$ и относительной влажности $A\varphi_н$ наружного воздуха. Фактический ход суточных изменений $t_ц$ и $\varphi_н$ может отличаться от прямых и захватывать некоторую область $I-d$-диаграммы. Однако изменения, построенные по лучам, соответствующим расчетным характеристикам, достаточно точно определяют возможные изменения $t_н$ и $\varphi_н$ в жаркие летние сутки.

Таким образом, задаются расчетные характеристики наружного воздуха: входные параметры процесса кондиционирования и его выходные параметры — расчетные изменения характеристик приточного воздуха. Изменения параметров на входе и на выходе кондиционера не совпадают между собой ни по средним значениям, ни по амплитудам, ни во времени (по фазе). Для определения расчетной максимальной производительности отдельных элементов кондиционера и ее изменения в расчетные сутки достаточно провести построение полного процесса кондиционирования воздуха в $I-d$-диаграмме для трех значений входных и выходных параметров Такое построение позволяет установить режим работы охладительной камеры, калорифера второй ступени подогрева, камер смешения первой и второй рециркуляции. Расчетом можно установить максимальные, минимальные и средние характеристики работы отдельных элементов кондиционера в расчетные летние сутки.

Таким образом, общая логическая последовательность расчета летнего теплового режима помещения, для которого проектируются системы поддержания искусственного климата, должна быть следующей. Определяется возможный естественный тепловой режим помещения с учетом предусмотренных конструктивно-планировочных мер защиты от перегрева и проветривания и определяется расчетный режим работы вентиляционной системы для обеспечения заданных внутренних условий. Если окажется, что таким путем нельзя обеспечить требуемые внутренние параметры, то будет установлена необходимость перехода к обслуживанию помещения более совершенной, но и более дорогой системой регулируемого кондиционирования микроклимата.

В режиме кондиционирования для поддержания постоянства оптимальных внутренних условий параметры приточного воздуха, а также

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

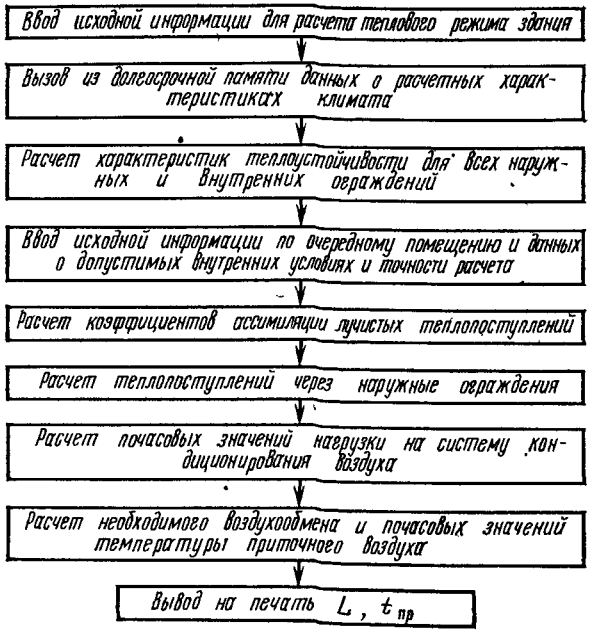


Рис. VIII.14. Блок схема расчета на ЭВМ регулируемого кондиционирования микроклимата

режим работы отдельных элементов кондиционера являются переменными. Расчетом можно установить изменения всех этих характеристик, что позволит правильно подобрать производительность отдельных элементов кондиционера и установить расчетный режим их регулирования. Это позволит выбрать рациональную общую схему и отдельные элементы системы регулирования и ее автоматизации. Реализация изложеиной последовательности расчета на ЭВМ ведется по блок-схеме, приведенной на рис. VIII.14.

Пример VIII.3. Определнть почасовые значения тепловой нагрузки на систему кондиционирования воздуха, поддерживающей в помещении примера VIII.1 $t_п = 22°$ С. Теплопоступления через наружные ограждения принять по примеру VIII.1. Технологические прерывистые тепловыделения, поступающие с 10 до 18 ч, равны: $Q_{п.к} = 2560$ Вт, $Q_{п.л} = 6400$ Вт. Отношение $Y_п/\Lambda = 3{,}68$.

Решение. Представим теплопоступления через наружные ограждения как сумму лучистого и конвективного теплового потоков. В соответствии с формулами (VII.35), (VII.36).

$$A_{Q_{огр.л}} = 2123{,}8\,(5/7{,}55) = 1406{,}8 \text{ Вт},$$

$$A_{Q_{огр.к}} = 2123{,}8\,(2{,}55/7{,}55) = 717 \text{ Вт}.$$

Величина амплитуды тепловой нагрузки на систему KB от лучистых теплопо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ступлений через наружные ограждения за счет теплопередачи определяется по формуле (VII.62)

$$a_г A_{Q_л} = 1406{,}8 \cdot 0{,}23 = 323{,}5 \text{ Вт}.$$

Время максимума по формуле (VIII.61) равно $Z^{макс}_{a_г Q_л} = 14{,}8 + 2{,}3 = 17{,}1$ ч. Коэффициенты $a_г = 0{,}23$ и $\varepsilon_{a_г} = 2{,}3$ ч приняты по табл. VII.3 при $Y_п/\Lambda = 3{,}68$. Расчет почасовых нагрузок на систему кондиционирования воздуха сведен в таблицу. Значения нагрузки от теплопоступлений через наружные ограждения в соответствии с (VII.71) определены с помощью коэффициентов β

$$\Delta Q_{кв.л} = 1406{,}8\beta_{г.л}; \quad \Delta Q_{кв.к} = 717\beta_{г.к}.$$

Коэффициенты $\beta_{г.л}$ при $Z^{макс}_{a_г Q_л} = 17{,}1$ ч и $\beta_{г.к}$ при $Z^{макс}_{Q_{г.к}} = 14{,}8$ ч определены по табл. VII.3.

Продолжительность прерывистого теплопоступления лучистого тепла непосредственно проникающей солнечной радиации по формуле (VIII.35)

$$m = \frac{3582{,}3 \cdot 24}{12360} = 6{,}9 \approx 7 \text{ ч}.$$

Время окончания теплопоступления $15 + 7/2 = 18{,}5$ ч.
Коэффициенты $a_{п(р)}$ определены по рис. VII.7 при $m/T = 7/24$.

Значения нагрузки равны:

$$\Delta Q_{кв.р} = a_{п\,(р)}\, Q^{макс}_р = a_{п\,(р)}\, 12\,352.$$

Величины отклонения нагрузки от лучистых технологических тепловыделений приняты по табл. из примера VII.4.

Суммарная нагрузка $Q_{кв}$ определена по формуле (VII.62)

$$Q_{кв} = Q_{огр0} + \Delta Q_{кв.к} + \Delta Q_{кв.л} + Q_{кв.пл} + \Delta Q_{кв.р} + Q_{п.к} = 3165{,}1 +$$
$$+ \Delta Q_{кв.к} + \Delta Q_{кв.л} + Q_{кв.пл} + 2560 + Q_{кв.р}.$$

Часы суток	$\beta_{г.к}$	$\Delta Q_{кв\ к}$	$\beta_{г.л}$	$\Delta Q_{кв\ л}$	$Q_{кв\ пл}$	$Q_{п.к}$	$a_{п(р)}$	$Q_{кв.р}$	$Q_{кв}$
10	0,30	215,1	—0,28	—397,8	1344	2560	0,27	3337	11178,9
11	0,54	387,2	—0,03	—42,2	1888	2560	0,26	3214	13018,3
12	0,743	532,7	0,25	351,6	2332	2560	0,33	4079	14250,3
13	0,89	638,2	0,49	689,2	2624	2560	0,37	4573	14250,3
14	0,98	702,7	0,70	984,6	2816	2560	0,41	5068,4	15306,7
15	0,99	709,8	0,86	1209,6	2944	2560	0,44	5438,4	16039,5
16	0,95	681,2	0,96	1350,2	3072	2560	0,47	5809,4	16658,1
17	0,84	602,3	0,99	1392,4	3200	2560	0,49	6056,4	17002,9
18	0,67	480,4	0,98	1378,4	3328	2560	0,51	6309,6	17248,5

Максимальная нагрузка на систему кондиционирования воздуха равна

$$Q^{макс}_{кв} = 17248{,}5 \text{ Вт}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА IX

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЯ И СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ МИКРОКЛИМАТА В УСЛОВИЯХ КРУГЛОГОДИЧНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

При проектировании гражданских и промышленных зданий возникает много инженерных задач, для решения которых необходимо знать режим работы и регулирования системы кондиционирования в условиях годовой изменчивости процессов тепло-и массообмена между помещением, внешней средой и элементами систем. Для выбора оптимальных в технико-экономическом отношении конструкций здания и элементов систем должны быть известны наряду с капитальными вложениями эксплуатационные расходы, основной составляющей которых являются затраты на тепло, холод и электроэнергию. Ниже проводится сравнительно простой аналитический метод определения всех составляющих годового теплового режима систем и помещения.

§ IX.1. ГОДОВАЯ ИЗМЕНЧИВОСТЬ ПАРАМЕТРОВ КЛИМАТА

Годовой ход климатических параметров наиболее наглядно характеризуется изменением среднемесячных значений, полученных по данным многолетних наблюдений. Кривые годового хода (рис. IX.1) в этом случае имеют плавный характер и приближаются по своему очертанию к правильным гармоническим. Такой характер изменчивости наружного климата обусловлен постоянно действующими причинами: периодически изменяющимися радиационными факторами и совокупностью местных условий. Все случайные явления несистематического порядка, действующие в ту или иную сторону, в процессе осреднения оказываются исключенными.

Максимальные и минимальные значения интенсивности суммарной солнечной радиации в средних широтах приходятся обычно на месяцы максимального или минималь-

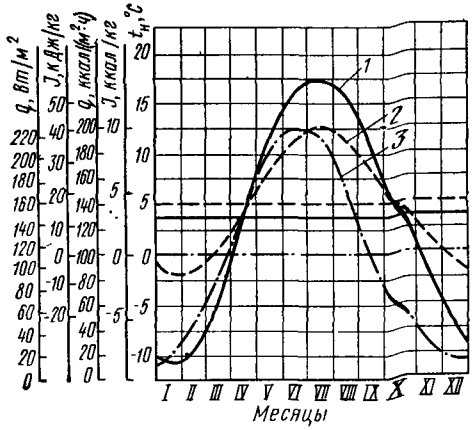


Рис. IX.1. Годовой ход параметров наружного климата для условий Москвы (по многолетним данным):

1 — температура наружного воздуха; *2* — теплосодержание наружного воздуха; *3* — интенсивность солнечной радиации на горизонтальную поверхность

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ного значений угла склонения солнца (июнь, декабрь). Однако в условиях облачности, запыленности воздуха, характерных для отдельных географических пунктов, возможно смещение экстремальных периодов в ту или иную сторону.

Годовой ход температуры наружного воздуха следует за годовым ходом солнечной радиации с некоторым запаздыванием, что связано с нестационарным характером теплообмена в поверхностном слое земли.

Годовой максимум температуры наружного воздуха обычно наблюдается в июле месяце, а минимум — в январе. Годовой ход влажности воздуха, а часто и скорости ветра связан с температурой наружного воздуха

Гармонический характер изменчивости климатических параметров позволяет определить их функцией времени года в виде тригонометрического ряда. Достаточная точность аппроксимации изменения в большинстве случаев достигается при ряде, состоящем из двух первых членов:

$$y = y_г + A_y \cos \bar{z}, \qquad \text{(IX 1)}$$

где $y_г$ — среднегодовое значение какого-либо параметра климата (температура, энтальпия наружного воздуха, интенсивность солнечной радиации); A_y — годовая амплитуда его изменения; $\bar{z}$ — относительное время годового изменения параметра

$$\bar{z} = 2\pi z/365, \qquad \text{(IX 2)}$$

где $z = z' - z^{макс}$ — время от момента максимума параметра, сут; z' — время, отсчитанное от 1 января, сут; $z^{макс}$ — время максимального значения параметра, отсчитанное от 1 января, сут.

Значения величин $y_г$, A_y, $z^{макс}$ для различных климатических параметров и географических районов могут быть получены с помощью обработки фактического материала, приведенного в [IX. 10], [VIII.9] и СНиП II-А. 6—72. В табл. IX.1 как пример приведены среднегодовые значения амплитуды изменения и время максимума температуры $t_н$ и энтальпии наружного воздуха $I_н$ и интенсивности суммарной солнечной радиации q на горизонтальную и вертикальные поверхности разной ориентации в Москве.

Таблица IX 1

Характеристики годового хода параметров климата для Москвы

Характеристики наружного климата	$t_н$, °С	$I_н$, кДж/кг (ккал/кг)	$q_{гор}$, Вт/м² [ккал/(м² ч)]	$q_ю$, Вт/м² [ккал/(м² ч)]	$q_с$, Вт/м² [ккал/(м² ч)]	$q_{в,з}$, Вт/м² [ккал/(м² ч)]
Среднее значение	3,7	16,7 (4,0)	117,5 (101)	93 (80)	50 (43)	104,7 (90)
Амплитуда	14,15	26,1 (6,25)	109,3 (94)	62,8 (54)	46,5 (40)	83,2 (71,5)
Время максимума	197	197	167	167	167	167

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

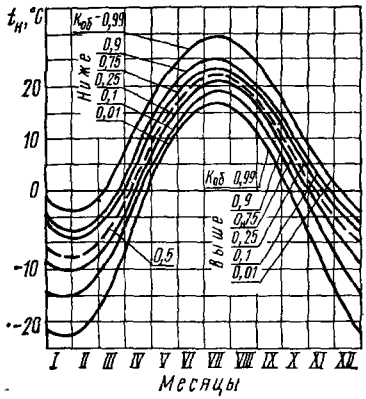


Рис. IX.2. Годовой ход среднемесячных температур различной обеспеченности в Москве (выше и ниже указанной)

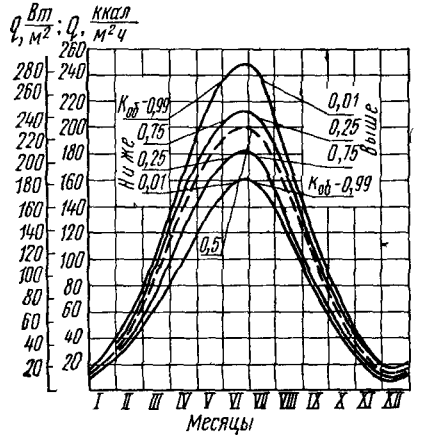


Рис. IX.3 Годовой ход интенсивности суммарной солнечной радиации на горизонтальную поверхность в Москве различной обеспеченности (выше и ниже указанной)

Среднемесячные значения параметров климата, приведенные на рис. IX.1, являются средними из многолетнего ряда наблюдений и соответствуют коэффициенту обеспеченности, равному 0,5 В, отдельные годы отклонения от средних многолетних значений могут быть весьма значительными. Это подтверждается данными рис. IX.2 и IX.3, на которых показаны кривые хода температуры наружного воздуха и интенсивности суммарной солнечной радиации на горизонтальную поверхность в Москве при различной их обеспеченности. Как видно из рис. IX.2 и IX.3, кривые годового изменения параметров климата при разных $K_{об}$ также приближаются к гармоническим и могут быть описаны формулой (IX.2).

С помощью формулы (IX.1) можно отыскать продолжительность Δz, сут, стояния в году параметров наружного климата выше заданного значения y, как обратную тригонометрическую функцию

$$\Delta z = \frac{365}{\pi} \arccos \frac{y - y_г}{A_y}. \qquad (IX\ 3)$$

В ряде случаев возникает необходимость определения продолжительности стояния параметра y, когда его значения выходят за пределы среднемесячных величин. Так, ряд переходных процессов регулирования систем кондиционирования микроклимата помещений протекает в периоды, соответствующие значениям параметров, близким к максимальным и минимальным. В этом случае приходится отказываться от описания годовой изменчивости с помощью среднемесячных значений и переходить к расшифровке изменчивости параметров климата в периоды из максимальных и минимальных значений. Изменчивость всей возможной совокупности значений параметра можно исследовать с по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

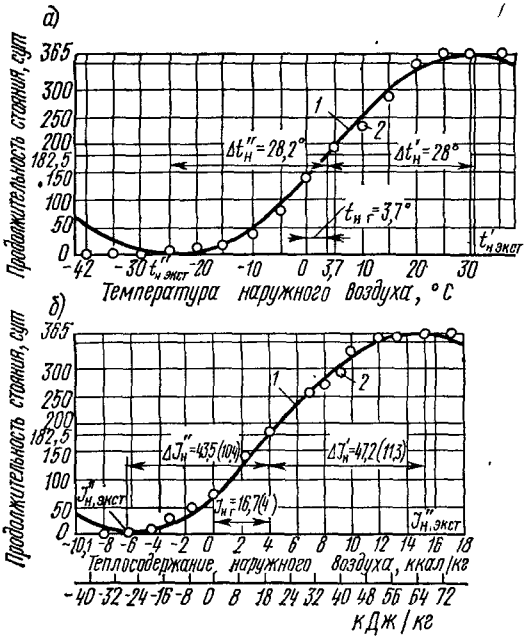


Рис. IX.4. Вероятная продолжительность стояния температуры (*а*) и теплосодержания (*б*) наружного воздуха (функции распределения) в Москве:

1 — аппроксимирующая кривая; *2* — точки значений температуры и теплосодержания наружного воздуха, соответствующие различной продолжительности их стояния

мощью статистических функций распределения этих значений в году.

На рис. IX.4, *а*, *б* нанесены точки значений температуры и энтальпии, соответствующие различной продолжительности их стояния в Москве. Из рассмотрения графиков видно, что образованные точками кривые распределения параметров климата по своей форме близки к синусоиде (в части от минимума до максимума). В пределах, где такая аппроксимация справедлива, синусоида имеет амплитуду A, равную в сутках 365/2, а четверть ее периода Δy равна изменению параметра от среднегодового до экстремального (максимального или минимального) его значения. Следует особо обратить внимание, что по закону синуса в данном случае меняется время z по мере изменения параметра y с периодом, равным $4\Delta y$, т. е.

$$z = \frac{365}{2} - \frac{365}{2} \sin \frac{2\pi}{4\Delta y} (y - y_г), \qquad (IX.4)$$

где $\Delta y = y_{экст} - y_г$ — четверть периода; $y_г$ — среднегодовое значение параметра; $y_{экст}$ — его экстремальное значение.

Обозначив

$$\bar{y} = (y - y_г)/\Delta y \qquad (IX.5)$$

и выразив Δz в ч, получим приблизительную аналитическую функцию продолжительности стояния значений параметра наружного климата выше заданного y:

$$\Delta z = 4{,}38 \cdot 10^3 \left(1 - \sin \frac{\pi}{2} \bar{y}\right). \qquad (IX.6)$$

Для определения величины продолжительности стояния значений параметров наружного климата ниже заданного надо изменить в (IX.6) знак минус на плюс. Как видно из рис. IX.4, кривая, построенная по

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

формуле (IX.6), в основном хорошо согласуется с фактическими значениями параметра. Область, значений, где экспериментальные точки практически совпадают с горизонтальными осями, при определении продолжительности стояния параметра климата практического приложения не имеет.

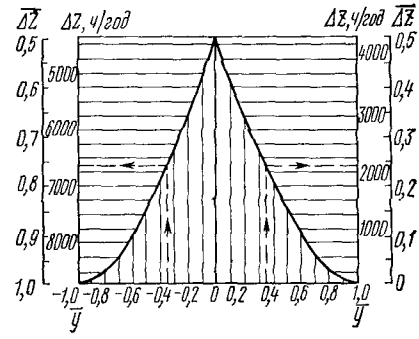


Рис IX.5. Номограмма для определения вероятной продолжительности стояния температуры и энтальпии наружного воздуха выше или ниже заданного значения

Необходимо заметить, что отклонения от максимальных и минимальных значений $y_{экст}$ могут получаться различными, поэтому в (IX.5) Δy следует определять отдельно для значений больше (летняя полугодовая разность $\Delta y'$) и меньше (зимняя полугодовая разность $\Delta y''$) среднегодового значения $y_г$. При наличии данных о вероятной продолжительности стояния различных значений параметров наружного климата (например, приведенных в [IX.10] и [VIII.12]) величины Δy могут быть определены по формуле

$$\Delta y = \frac{\sum_{y_г}^{y_{экст}} (y - y_г)\,\Delta z_y}{66{,}5}. \qquad (IX.7)$$

Учитывая логическую связь между годовым ходом (IX.1) и функцией годового распределения параметра климата (IX.4), можно использовать приближенную зависимость для определения Δy:

$$\Delta y \simeq 2A_y, \qquad (IX.8)$$

где A_y — амплитуда годового хода среднемесячных значений параметра.

Искомые значения Δz и $\overline{\Delta z}$ (в $\overline{\Delta z}$ величина Δz, ч/год, отнесена к $365 \cdot 24 = 8760$ ч/год) можно определить с помощью номограммы (рис. IX.5).

§ IX.2. ИЗМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ПОМЕЩЕНИЯ В ТЕЧЕНИЕ ГОДА

Тепловой режим помещения определяется поступлениями или потерями тепла через наружные ограждения $Q_{огр}$ от технологического оборудования $Q_{техн}$ и др. Изменение параметров климата в годовом ходе происходит очень медленно, и поэтому тепловой режим обычных помещений с малоинерционными (относительно годовых изменений) ограждениями в каждый момент времени года может рассматриваться как стационарный. В общем виде тепловое состояние помещения в ка-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

кой-то момент времени годового хода может быть представлено уравнением теплового баланса $Q_п$ помещения

$$Q_п = Q_{огр} + Q_{техн}. \qquad (IX.9)$$

Принимая во внимание гармонический характер годовой изменчивости факторов, влияющих на тепловое состояние помещения, тепловой баланс помещения можно представить в виде зависимости:

$$Q_п = Q_{п,г} + A_{Q_п} \cos \bar{z}, \qquad (IX.10)$$

где $Q_{п,г}$ — среднее за год значение гармонически изменяющегося теплового баланса помещения; $A_{Q_п}$ — амплитуда отклонения годового изменения теплового баланса помещения от среднего.

Для упрощения будем считать, что характер изменчивости температуры внутреннего воздуха приближается к гармоническому колебанию. В соответствии с этим

$$t_в = t_{в,г} + A_{t_в} \cos \bar{z}. \qquad (IX.11)$$

Среднегодовое значение температуры внутреннего воздуха $t_{в,г}$ определим как среднее между зимним $t_{в,з}$ и летним $t_{в,л}$ расчетными значениями, а амплитуду $At_в$ — равной половине их разности. Время максимума температуры внутреннего воздуха совпадает с временем максимума теплопоступлений.

§ IX.3. ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ОТОПИТЕЛЬНОГО ПЕРИОДА И ЗАТРАТЫ ТЕПЛА НА ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЮ

Существующие методы определения годовых расходов тепла на отопление и вентиляцию исходят из регулирования систем только по температуре наружного воздуха и построены на основании указаний СНиПа о продолжительности отопительного периода и средней за этот период температуре. В случае автоматического (пофасадного, индивидуального) регулирования появляется возможность учета всей совокупности климатических параметров и теплозащитных качеств ограждений. Продолжительность отопительного периода при этом будет разной для различных зданий и помещений одного здания.

Величину продолжительности периода отопления нетрудно установить, считая, что потребность в отоплении появляется в момент времени, когда тепловой баланс помещения принимает отрицательное значение, т. е. $Q_п < 0$. При этом условии решение уравнения (IX.10) позволяет определить искомую величину $\Delta z_{от}$, сут, как обратную тригонометрическую функцию:

$$\Delta z_{от} = \frac{365}{\pi} \arccos \bar{Q}_п = 116 \arccos \bar{Q}_п. \qquad (IX.12)$$

Безразмерная величина $\bar{Q}_п$ определяется как частное:

$$\bar{Q}_п = Q_{п,г} / A_{Q_п}. \qquad (XI.13)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Формула (IX.12) носит общий характер. Она применима и для расчета $\Delta z_{от}$ при центральном регулировании системы по $t_н$. Так как продолжительность отопительного периода при этом определяется как часть года с $t_н < 8°C$, формула (IX.13) приобретает вид:

$$\bar{Q}_п = (t_{н,г} - 8)/A_{t_н}. \qquad (IX.14)$$

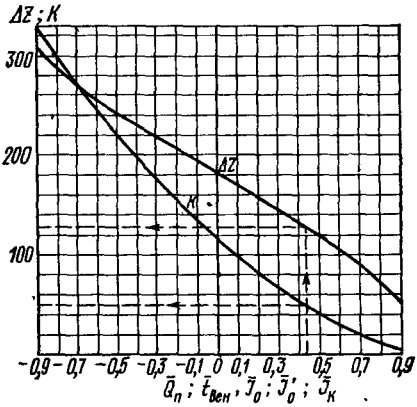


Рис. IX.6. Зависимость продолжительности отопительного периода Δz и величины K (с индексом) от безразмерной величины: $\bar{Q}_п$, $\bar{t}_{вен}$, $\bar{J}_0$, $\bar{J}'_0$ и $\bar{J}_к$

Значение $\Delta z_{от}$ при этом соответствует величинам, приведенным в СНиПе. Так, используя данные табл. IX.1, для Москвы получаем $\bar{Q}_п = (3{,}7-8)/14{,}15 = -0{,}304$, а по рис. IX.6 $\Delta z_{от} = 214$ сут (нормативное значение $\Delta z_{от} = 212$ сут). На рис. IX.6 представлена кривая зависимости продолжительности отопительного периода $\Delta z_{от}$, сут, от безразмерной величины $\bar{Q}_п$.

Очевидно, что расход тепла на отопление в какой-либо момент отопительного периода определяется тепловым состоянием помещения в этот момент времени. Годовой расход тепла на отопление $Q_{от,г}$, следовательно, можно представить как интегральную сумму меняющегося в течение отопительного периода теплового состояния помещения:

$$Q_{от,г} = \int_{\Delta z_{от}} Q_п dz = 0{,}143 mn' A_{Q_п} \left(116 \sin \frac{\Delta z_{от}}{2} - \bar{Q}_п \Delta z_{от}\right). \qquad (IX.15)$$

В обычном интервале изменения $\bar{Q}_п$ от $-0{,}6$ до $+0{,}6$ удобно пользоваться приближенной формулой, которая дает результат достаточно высокой точности:

$$Q_{от,г} = 0{,}143 mn' A_{Q_п} [116 - \bar{Q}_п (91{,}2 + 0{,}5\Delta z_{от})], \qquad (IX.16)$$

где m — число часов работы систем отопления в сутки; n' — число дней работы системы отопления в неделю.

На рис. IX.6 нанесена вспомогательная кривая (K) зависимости $K_{от} = f(\bar{Q}_п)$, построенная по формуле

$$K_{от} = 116 \sin \frac{\Delta z_{от}}{2} - \bar{Q}_п \Delta z_{от}, \qquad (IX.17)$$

с учетом которой формула (IX.15) приобретает вид:

$$Q_{от,г} = 0{,}143 mn' A_{Q_п} K_{от}. \qquad (IX.18)$$

Расход тепла на вентиляцию $Q_{вен}$ равен

$$Q_{вен} = L\rho\, 0{,}24 (t_{пр} - t_н). \qquad (IX.19)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Начало и конец работы калориферных установок вентиляции соответствует моментам времени, когда температуры приточного и наружного воздуха равны между собой:

$$t_{пр} = t_{н,\ г} + A_{t_н} \cos \bar{z}. \qquad (IX.20)$$

Годовое число суток работы калориферов системы вентиляции равно

$$\Delta z_{вен} = 116 \arccos \bar{t}_{вен}, \qquad (IX.21)$$

где

$$\bar{t}_{вен} = (t_{н,\ г} - t_{пр})/A_{t_н}. \qquad (IX.22)$$

Зависимость для определения годового расхода тепла на вентиляцию $Q_{вен,г}$, полученная интегрированием уравнения (IX.19) по времени в пределах $\Delta z_{вен}$, имеет вид

$$Q_{вен,г} = 0{,}143 mn' L\rho 0{,}24 A_{t_н} K_{вен}. \qquad (IX.23)$$

Значения величин $\Delta Z_{вен}$ и $K_{вен}$ можно определить с помощью рис IX 6 в зависимости от $\bar{t}_{вен}$.

Важное практическое значение имеет учет обеспеченности годовых расходов тепла, так как он позволяет более правильно подойти к вопросу планирования распределения тепла между различными категориями потребителей. Расчет годовых расходов тепла на отопление и вентиляцию с учетом коэффициента обеспеченности практически достигается подстановкой в приведенные формулы соответствующих значений характеристик наружного климата, определенных с учетом заданного коэффициента обеспеченности. При этом следует иметь в виду следующее обстоятельство. Годовой расход тепла на отопление или вентиляцию равен сумме расходов тепла за отдельные месяцы, на которые приходится потребление тепла. В реальных условиях появление года с одинаковой обеспеченностью расхода тепла во всех его месяцах маловероятно, поэтому при суммировании месячных расходов тепла необходимо вводить корректирующий фактор, который учитывает асинхронность распределения обеспеченности климатических параметров в отдельные годы. Сказанное хорошо иллюстрируется рис. IX.7, на котором сопоставлены функции распределения числа градусо-дней за отопительный период, полученные обработкой температурных данных в Москве. Как видно из рис. IX.7, функция распределения (линия *2*), построенная суммированием среднегодовых чисел градусо-дней в отдельные годы, отличается от функции (линия *1*),

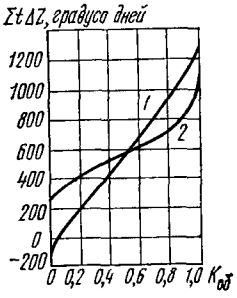


Рис IX 7. Сопоставление функций распределения числа градусо-дней отопительного периода в Москве

1 — полученная интегрированием годового хода температуры наружного воздуха с одинаковой обеспеченностью во всех месяцах года *2* — полученная по результатам расчета числа градусо дней в отдельные годы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

полученной интегрированием годового хода $t_н$ с равномерно распределенной по месяцам года обеспеченностью.

С учетом изложенного величину годового расхода тепла при заданном $K_{об}$ следует определять по формуле

$$Q_{от,\ г} = \overline{Q}_{от,\ г} + R_{от}{}^{\alpha}Q_{от}, \qquad (IX.24)$$

где $\overline{Q}_{от,г}$ — годовой расход тепла, полученный по средним многолетним характеристикам параметров наружного климата; $R_{от}$ — корректирующий коэффициент, учитывающий асинхронное распределение обеспеченности параметров наружного климата по месяцам года, $\alpha_{Q_{от}}$ — отклонение годового расхода тепла при заданном $K_{об}$ от среднего многолетнего, полученное при одинаковом коэффициенте обеспеченности во всех месяцах года.

Значения коэффициента $R_{от}$ для Москвы по данным рис. IX 7 следующие:

$K_{об}$	0,99	0,95	0,90	0,70	0,50	0,30	0,10	0,01
$R_{от}$	0,69	0,53	0,45	0,42	0	0,36	0,44	0,45

§ IX.4. ПРИБЛИЖЕННЫЙ АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА

При расчете годовых расходов тепла и холода системами кондиционирования воздуха возникает необходимость в определении параметров воздуха при изменении его тепловлажностного состояния в кондиционере и помещении. Использование для этого $I-d$-диаграммы или прямая замена графических построений аналитическими расчетами по исходным формулам термодинамики влажного воздуха оказывается исключительно сложной и громоздкой. Следует отметить, что в технике кондиционирования воздуха и вентиляции помещений обычно имеют дело с ограниченными пределами изменения параметров состояния воздуха. Это позволяет значительно упростить исходные уравнения. Так, в пределах температуры t от -20 до $+40$°С и влагосодержания воздуха d от 1 до 25 г/кг уравнение энтальпии влажного воздуха

$$J = 1{,}005t + (2500 + 1{,}8t)\frac{d}{1000} \;\|\; J = 0{,}24t + (597{,}3 + 0{,}43t)\frac{d}{1000} \qquad (IX.25)$$

можно заменить более простыми

$$J = 1{,}024t + 2{,}53d \;\|\; J = 0{,}245t + 0{,}605d, \qquad (IX.26)$$

из которого получаются следующие зависимости для процессов:

изовлажностного, протекающего по $d = \text{const}$

$$\Delta t/\Delta J = 0{,}98 \;\|\; \Delta t/\Delta J = 4{,}1\ ; \qquad (IX.27)$$

адиабатического увлажнения при $J = \text{const}$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\Delta t/\Delta d = -2{,}49; \qquad \text{(IX.28)}$$

изотермического увлажнения при $t = \text{const}$

$$\Delta J/\Delta d = 2{,}53; \parallel \Delta J/\Delta d = 0{,}605; \qquad \text{(IX.29)}$$

политропического процесса, связанного с направлением луча процесса $\varepsilon = \Delta J/\Delta d$,

$$\Delta t/\Delta J = 0{,}98 - 2{,}45/\varepsilon \parallel \Delta t/\Delta J \doteq 4{,}1 - 2{,}45/\varepsilon. \qquad \text{(IX.30)}$$

Погрешность приближенных формул (IX.26)—(IX.30) относительно (IX 25) в указанных выше пределах t и d не превышает 3%.

Для расчета параметров воздуха по заданной относительной влажности воздуха φ можно воспользоваться линейно-кусочной

$$J = 1{,}005t + k_б\varphi(a + bt) \parallel J = 0{,}24t + k_б\varphi(a + bt) \qquad \text{(IX.31)}$$

или квадратичной

$$J = 1{,}005t + k_б\varphi(9{,}36 + 0{,}58t + 0{,}042t^2) \parallel J = 0{,}24t + k_б\varphi(2{,}24 + 0{,}14t + 0{,}01t^2) \qquad \text{(IX.32)}$$

аппроксимацией табличных данных. В формулах (IX.31) и (IX.32) φ берется в долях единицы.

Значения коэффициентов аппроксимации a и b в формуле (IX.31) для разных диапазонов температуры приведены ниже.

t,°C	—20÷0	0÷10	10÷20	20÷30	30÷40
a	8,78(2,1)	8,78(2,1)	0	—28(—6,7)	—10,45(—25)
b	0,42(0,1)	0,96(0,23)	1,83(0,44)	3,18(0,76)	5,73(1,37)

Примечание. В скобках указаны величины коэффициентов для формул, приведенных в системе МКГСС.

Поправку на барометрическое давление $k_б$ следует принимать:

Барометрическое давление $P_б$, МПа (мм рт ст.)	0,091 (685)	0,093 (700)	0,095 (715)	0,097 (730)	0,099 (745)	0,101 (760)
$k_б$	1,11	1,09	1,06	1,04	1,02	1,00

Формула (IX.31) для интервалов, указанных выше, и формула (IX.32) в интервале t от 0 до 25°С имеют погрешность не более 1,5%. Выражения (IX.31) и (IX.32) позволяют, в частности, рассчитать температуру по мокрому термометру $t_м$ ($\varphi = 1$), температуру точки росы $t_{тр}$ ($\varphi = 1$), температуру на выходе из оросительной камеры t_0 ($\varphi = 0{,}95$) по заданной величине теплосодержания, параметры точки пересечения политропического процесса с заданным ε и произвольной линией $\varphi = \text{const}$ и т. д.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Приведенные выше зависимости позволяют рассчитать все необходимые процессы, которые встречаются при обработке воздуха в кондиционере и помещении, с точностью, превышающей графические построения в I — d-диаграмме.

§ IX.5. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССОВ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Рассмотрим приближенное аналитическое решение на примере основных схем кондиционирования воздуха: прямоточной, с первой рециркуляцией, с первой и второй рециркуляциями.

При проектировании системы обычно задают или определяют следующие величины: избытки или недостатки тепла ΔQ и влаги ΔW, направление луча процесса в помещении ε, параметры внутреннего ($J_в$, $t_в$, $d_в$) и наружного ($J_н$, $t_н$, $d_н$) воздуха в летнем и зимнем режимах, а также допустимый перепад между температурой удаляемого и приточного воздуха.

Производительность системы кондиционирования по воздуху относительно исходных данных определяется по уравнению:

$$L_0\rho = \frac{0{,}98\Delta Q - 2{,}45\Delta W}{\Delta t} \Big\| L_0\rho = \frac{4{,}1\Delta Q - 2{,}45\Delta W}{\Delta t}. \qquad \text{(IX.33)}$$

Холодопроизводительность системы определяется зависимостями (рис. IX.8):

для прямоточной системы

$$Q_{охл} = L_0\rho\,(J_{и.\,л} - J_{о.л})\,; \qquad \text{(IX.34)}$$

для рециркуляционных систем

$$Q_{охл} = L_0\rho\,(1 - a^{II})\,(J_{с.\,л} - J_{о.\,л})\,, \qquad \text{(IX.35)}$$

где a^{II} — доля воздуха второй рециркуляции от общего его расхода.

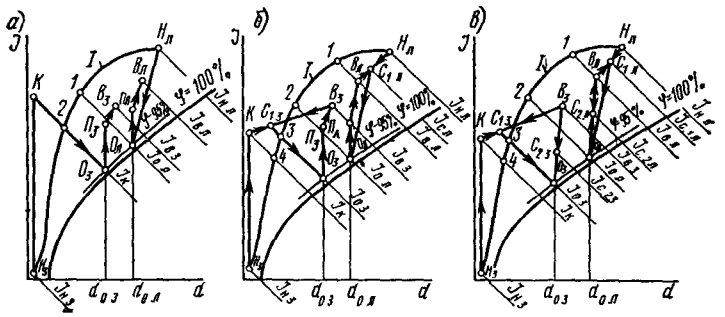


Рис IX 8. Круглогодичиое регулирование систем кондиционироваиия воздуха:

а — прямоточной; *б* — с первой рециркуляцией; *в* — с первой и второй рециркуляцией; *1* — условиая климатическая кривая

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Величина $J_{о,л}$ определяется с помощью формул (IX.31) или (IX.32). Значение параметра $J_{с,л}$ равно

$$J_{с.\ л} = a_н J_н + J_в (1 - a_н), \qquad (IX.36)$$

где $a_н$ — доля наружного воздуха в общем расходе.

Расход тепла калориферами первого подогрева зависит от разности энтальпии воздуха после калориферов и наружного воздуха:

$$Q_I = L_0 \rho (J_к - J_{н,\ з}) a_н. \qquad (IX.37)$$

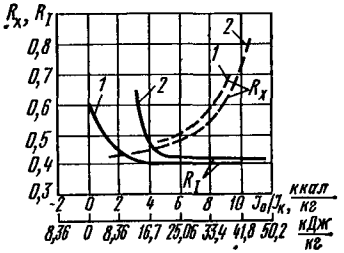


Рис. IX.9. Зависимость R_x и R_I от $I_{ол}$ и $I_к$ на примере Москвы (*1*) и Ташкента (*2*)

Для прямоточной системы величина $J_к$ равна энтальпии воздуха на выходе из оросительночной камеры в расчетных зимних условиях. Для рециркуляционных систем величину $J_к$ можно определить двояко: задавшись температурой и определив энтальпию воздуха на выходе из калорифера или задавшись по тем или иным соображениям величиной $a_н$.

Расход тепла на второй подогрев является функцией теплового состояния помещения и определяется по формулам:

для прямоточной и с первой рециркуляцией системы кондиционирования воздуха

$$Q_{II} = L_0 \rho (J_в - J_0) - \Delta Q; \qquad (IX.38)$$

для схемы с двумя рециркуляциями

$$Q_{II} = L_0 \rho (J_в - J_{с.\ г}) - \Delta Q. \qquad (IX.39)$$

Формулы (IX.38) и (IX.39) можно привести к общему виду:

$$Q_{II} = L_0 \rho \Delta J_{II} - \Delta Q. \qquad (IX.40)$$

Приведенные зависимости позволяют определить характеристики систем кондиционирования воздуха для каждого момента ее работы, в том числе расчетные, определяющие конструктивное решение и установочные мощности всех элементов системы.

Летний режим для систем кондиционирования воздуха обычно является исходным, он определяется по расчетным значениям тепло- и влагоизбытков и параметрам состояния внутреннего и наружного воздуха. Зимние значения характеристик определяют расчетный режим холодного периода года. Годовой режим работы системы кондиционирования воздуха связан с изменчивостью характеристик внешних и внутренних условий в течение года.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ IX.6. ЗАТРАТЫ ТЕПЛА, ХОЛОДА И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ СИСТЕМАМИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Определению энергозатрат системой должен предшествовать расчет зимнего и летнего режимов по формулам, приведенным в § IX.5. Методика определения годовых расходов тепла и холода построена с учетом схем круглогодичного регулирования систем кондиционирования воздуха. Расчетные формулы базируются на исходных зависимостях § IX.5, временных характеристиках наружного климата (§ IX.1) и помещения (§ IX.2).

Системы кондиционирования воздуха в течение части года расходуют искусственный холод (в камере охлаждения, в доводчиках) и тепло в секциях подогрева (первой, второй ступени, зональных догревателях и доводчиках). Изменение холодопроизводительности секции охлаждения и теплопроизводительности первого подогрева в течение года связано с изменением энтальпии наружного воздуха.

Продолжительность периода потребления холода $\Delta Z_х$ совпадает с частью года, когда $J_н > J_{о,л}$, а продолжительность потребления тепла $\Delta Z_т$ — когда $J_к > J_н$.

Значения величин $\Delta Z_х$ и $\Delta Z_т$, сут, определяют с учетом (IX.3) по формулам

$$\Delta Z_х = 116 \arccos \overline{J}_0; \qquad (IX.41)$$

$$\Delta Z_т = 116 \arccos \overline{J}_к, \qquad (IX.42)$$

где

$$\overline{J}_0 = (J_{о,\,л} - J_{н,\,г})/A_{J_н}; \qquad (IX.43)$$

$$\overline{J}_к = (J_{н,\,г} - J_к)/A_{J_н}. \qquad (IX.44)$$

Если абсолютные величины $\overline{J}_0$ или $\overline{J}_к$ больше единицы, для определения $\Delta Z_х$ и $\Delta Z_т$ следует воспользоваться формулой (IX.6).

Величина годового расхода холода и тепла на первый подогрев определяется интегрированием соответствующих зависимостей § IX.5 по времени в пределах $\Delta Z_х$ и $\Delta Z_т$. В общем случае для системы, имеющей первую и вторую рециркуляцию, конечные формулы имеют вид:

$$Q_{охл,\,г} = 0{,}143 mn' (1 - a^{(1)}) L_0 \rho A_{J_н} [K_х - (1 - a_н) K'_х], \qquad (IX.45)$$

где значения коэффициентов $K_х$ и $K'_х$ находят по кривой K рис. IX.6 в зависимости от $\overline{J}_0$ [формула (IX.43)] и $\overline{J}'_0$, определяемой по формуле

$$\overline{J}'_0 = (J_{в,\,л} - \overline{J}_{н,\,г})/A_{J_н}. \qquad (IX.46)$$

Годовой расход тепла первым подогревом системы (в случае нагрева наружного воздуха до смеси с внутренним воздухом) равен

$$Q_{I\,г} = 0{,}143 mn' a_н L_0 \rho A_{J_н} K_I, \qquad (IX.47)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где K_1 определяется по кривой K рис. IX.6 в зависимости от $\overline{J}_к$, рассчитанной по (IX.44).

Годовой расход тепла второй ступенью подогрева с учетом формулы (IX.39) равен

$$Q_{II\,г} = 0{,}143mn'\,365\,(L_0\rho\Delta J_{II\,г} - \Delta Q_г). \qquad (IX.48)$$

Среднегодовая разность энтальпии $\Delta J_{II\,г}$ в общем случае равна

$$\Delta J_{II\,г} = 0{,}5\,(1 - a^{II})\,(J_{в,\,л} + J_{в,з} - J_{о,л} - J_{о,б}). \qquad (IX.49)$$

Приведенные выше формулы справедливы как для рециркуляционной, так и прямоточной системы кондиционирования воздуха. При использовании их для расчета годовых расходов энергии системой только с первой рециркуляцией в них надо принять $a^{II} = 0$, а для прямоточной $a^{II} = 0$ и $a_н = 1$.

Продолжительность работы электродвигателей, обслуживающих системы кондиционирования микроклимата, практически совпадает с периодами работы соответствующих элементов системы. При известной мощности установленного оборудования изложенная методика позволяет определить годовые затраты электроэнергии на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха по формуле

$$N_г = 0{,}143mn'\,\Sigma N\Delta Z \cdot 0{,}75, \qquad (IX.50)$$

где N — установочная мощность электродвигателей системы; ΔZ — продолжительность работы того или иного электродвигателя или иного электрооборудования мощностью N, определяемая по формулам (IX.41), (IX.42) или (IX.6).

Для расчета годовых расходов тепла, холода и электроэнергии с учетом коэффициента обеспеченности следует воспользоваться формулами, аналогичными (IX.24). При этом необходимо учитывать асинхронное распределение обеспеченности теплосодержания наружного воздуха по месяцам года, введением коэффициентов R_x и R_l

Зависимость R_x и R_l от $J_{о,л}$ и $J_к$ на примере Москвы и Ташкента показана на рис. IX.9.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица перевода единиц измерения системы МКГСС в СИ

Наименование величины	Единица в системе МКГСС	Одной единице в системе МКГСС соответствует единица в СИ	Единица в СИ
Масса	кг·с²/м	9,81	кг
Сила	кг	9,81	Н
Давление	кг/см², мм вод. ст.	9,81	Па
	мм рт. ст	133	Па
Температура	°С	1	К
Время	ч, с	1	ч, с
Работа, энергия	кг·м	9,81	Дж
Количество тепла	ккал	4186,8	Дж
Тепловой поток	ккал/ч	1,163	Вт
Плотность теплового потока	ккал/(м²·ч)	1,163	Вт/м²
Удельная теплоемкость	ккал/(кг·°С)	4186,8	Дж/(кг·К)
Теплопроводность	ккал/(м·ч·°С)	1,163	Вт/(м·К)
Коэффициент теплоотдачи	ккал/(м²ч·°С)	1,163	Вт/(м²·К)
Коэффициент динамической вязкости	(кг·с)/м²	9,81	(Н·с)/м²
Паропроницаемость	г/[(м·ч·мм рт. ст.)	$0,75 \cdot 10^{-2}$	г/(м·ч·Па)
Проводимость воздуха	кг/[(м²·ч(мм вод. ст.)²]	$0,57 \cdot 10^{-4}$	кг/(м²·ч·Па)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ЛИТЕРАТУРА

1 *Богословский В. Н.* Тепловой режим здания. М., 1979.
2. *Богословский В. Н.* Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха). М., 1970.
3. *Васильев Б. Ф.* Натурные исследования температурио-влажностного роежима крупнопанельных зданий. М., 1968.
4. *Ильинский В. М.* Строительная теплофизика (ограждающие коиструкции и микроклимат зданий). М., 1974.
5. *Каммерер И. С.* Теплоизоляция в промышлениости и строительстве. ММ., 1964.
6. *Константинова В. Е.* Воздушно-тепловой режим в жилых зданиях повышенной этажности. М., 1969.
7. *Кришер О.* Научные основы техники сушки. М., 1961.
8. *Лыков А. В.* Теоретические основы строительной теплофизики. Минск, 19961.
9. *Михеев М. А., Михеева И. М.* Основы теплопередачи. М., 1973.
10. *Фокин К. Ф.* Строительная теплотехиика ограждающих частей зданий. МІ., 1973
11. *Шорин С. Н.* Теплопередача. М., 1964.
12. *Эккерт Э. Р., Дрейк Р. М.* Теория тепло- и массообмена. М., 1961.
13 Отопление и вентиляция / *Богословский В. Н., Сканави А. Н., Титов В. П.* и др. М., 1975, ч. I; М , 1976, ч. II.
14. Внутренние санитарно-технические устройства/ Справочник проектировщика. М., 1975, ч. I; М., 1978, ч. II.

Литература к отдельным главам

Глава I

I 1. *Андреевский А. К.* Обобщение решения иекоторых вопросов панельнопго отопления зданий. Минск, 1957.
I 2. *Абрамович Г. Н.* Теория турбулентных струй. М., 1960.
I 3. *Горомосов М. С.* Микроклимат жилищ и его гигиеническое иормирование. М., 1960.
I 4. *Гухман А. А.* Применение теории подобня к исследованию процессов тепло- и массообмена. М., 1967.
I.5. *Гиндоян А. Г.* Теплотехнические основы проектирования полов из полимерных материалов. М., 1966.
I 6. *Гиневский А. С.* Теория турбулентиых струй и следов (интегральные методы расчета). М., 1969.
I 7. *Киссин М. И.* Расчет потерь тепла при лучистом отоплении. — В сб.: Вопросы отопления и вентиляции / ЦНИИПС, М., 1952, вып. 2.
I.8. *Кирпичев М. В.* Теория подобия. М., 1953.
I.9. *Кутателадзе С. С.* Основы теории теплообмеиа. М., 1962.
I.10. *Майерс Г., Шауэр И., Юстис Р.* Теплообмен в плоских турбулентных струях. Теплопередача: (Пер. с англ. Тр. американского общества инженеров-механиков, вып. 3). М., 1963.
I 11. *Малышева А. Е.* Гигиеническая оценка радиационного охлаждения зданий — В сб.: Исследования по строительной теплофизике. М., 1959.
I.12. *Миссенар Ф.* Лучистое отопление и охлаждение. М., 1961.
I.13. *Насонов Е. А., Исмаилова Д. И.* Расчет паиельио-лучистого отопления и охлаждения с использованием гигиенических нормативов облученности. — Водоснабжение и санитариая техника, 1972, № 4.
I.14. *Пономарева Н. К.* Основные гигиенические параметры систем лучистого отопления. — Гигиена и санитария, 1957, № 8.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

I.15. *Поз М. Я., Литинский Э. М.* Руководство по теплотехническому расчету и методам теплоаэродинамических испытаний крупноразмерных остекленных ограждающих конструкций/ МНИИТЭП, М., 1977.

I.16 *Патанкар С., Сполдинг Д.* Тепло- и массообмен в пограничных слоях. М., 1971.

I.17. *Пукемо Н. Н., Бурцев В. И.* Основы расчета защитных потоков у светопрозрачных ограждений. — Научн. тр./ИОТ ВЦСПС, 1965, вып. 5.

I.18. *Тетеревников В. Н.* Определение эквивалентных комфортных и допустимых сочетаний температуры и скорости движения воздуха в производственных помещениях (при отсутствии источников теплового излучения). — В сб.: Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М., 1965.

I.19. *Тетеревников В. Н.* Прииципы выбора оценки искусственно создаваемых условий производственного микроклимата. — В кн.: Новое в проектировании и эксплуатации систем промышленной вентиляции, Л., 1976.

I.20. *Участкин П. В., Тетеревников В. Н., Мателенок Д. А.* Кондиционирование воздуха в промышленных зданиях. М., 1963.

I.21. *Шаповалов И. С.* Проектирование панельно-лучистого отопления. М., 1966.

I.22. *Шепелев И. А.* Аэродинамика воздушных потоков в помещении. М., 1978.

I.23. *Шорин С. Н.* Теплопередача излучением при лучистом отоплении. В сб.: Современные вопросы отопления и вентиляции. М., 1949.

I.24. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. М., 1974.

I.25. *Шаркаускас И. И.* К расчету систем лучистого отопления помещений.— Научн. тр./МИСИ, 1967, вып. 52.

I.26. *Шелкунов С. А., Кундт В.* Расчет теплообмена в помещении на основе электротепловой аналогии. — Научн. тр./МИСИ, 1964, № 48.

I.27. *Belding H. S., Hatch F. T.* Jndex for calculating Heat stress in terms of Resulting Physiological Straines. Heating, Piping and Air conditioning, vol. 27, 1955, № 8.

I.28. *Billington N. S.* Building physics-heat. London, 1967.

I.29. *Cherenko F. A.* Heated ceilings and comfort. J. Jnst. Heat. Vent. Engrs. 1953.

I.30. *Givoni B.* Estimation of the effect of climate on man. Development of a new thermal index. Haifa, 1963.

I.31. *Kays W.* Convective Heat and Mass Transfer NJ. MC. Graw-Hill Book Company, 1970.

I.32. *Kollmar A., Luse W.* Die Strahlungsheizung. Oldenbourg. Munich, 1957.

Глава II

II.1. *Богословский В. Н.* О потенциале влажности /ИФЖ, т. 8, 1965, № 2.

II.2. *Богословский В. Н., Тертичник Е. И.* Шкала относительного потенциала влажности и ее использование для оценки влажного режима ограждений. — Научн. тр. /МИСИ, 1970, № 68.

II.3. *Богословский В. Н., Абрамов Б. В.* К определеиию потенциала влажиости наружного климата. — Научн. тр. /МИСИ, 1978, № 144.

II.4. Оценка влажности иаружных стен зданий / *Васьковский А. П., Павлов В. А., Спесивцев А. В., Семенов Г. В.*, Норильск, 1976.

II.5. *Власов О. Е.* Основы теории капиллярной диффузии/ЦНИИПС, 1940.

II.6. *Де Гроот С. Р.* Термодииамика необратимых процессов. М., 1956.

II.7. *Литвинова Т. А.* Фазовый состав воды в материалах при отрицательиых температурах. — Научн. тр./НИИСФ, 1967, вып. 3.

II.8. *Лыков А. В.* Явления переноса в капиллярно-пористых телах. М., 1954.

II.9. *Нерсесова З. А.* Фазовый состав воды в грунтах при замерзании и оттаиваиии. — В сб.: Материалы по лабораторным исследованиям мерзлых грунтов/АН СССР, 1953, вып. 1.

II.10. *Ребиндер П. А.* Физико-химическая механика. М., 1958.

II.11. *Тертичник Е. И.* Шкала потенциала влажности для расчетов влаго-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

передачи при отрицательных температурах. — Научн. тр./МИСИ, 1977, вып. 144.

II.12. *Ушков Ф. В.* Метод расчета увлажнения ограждающих частей зданий. М., 1955.

II.13. *Фокин К. Ф.* Расчет последовательного увлажнения материалов. В сб.: Вопросы строительной физики в проектировании/ ЦНИИПС, М., 1941.

II.14. *Цытович Н. А.* К теории равновесного состояния влаги в мерзлых грунтах/Доклады АН СССР, 1952, вып. 82, № 6.

Глава III

III.1. Теплотехнический расчет ограждений, содержащих теплопроводные включения / *Богословский В. Н., Авдеев Г. К., Бухарова Н. В., Сидоров Э. А.* МНИИТЭП, М., 1977.

III.2. *Гутенмахер Л. И.* Электрическое моделирование. М., 1943.

III.3. *Дроздов А. В., Савин В. К., Александров Ю. П.* Теплообмен в светопрозрачных ограждающих конструкциях. М., 1979.

III.4. *Ивашкова В. К.* Исследование теплотехнических свойств ограждающих конструкций зданий методом электромоделирования. М., 1960.

III.5. Каталог температурных полей узлов типовых ограждающих конструкций. М., 1980.

III.6. *Карслоу Х. С., Егер Д. К.* Теплопроводность твердых тел. Мииск, 1964.

III.7. *Лыков А. В.* Теория теплопроводности. М., 1967.

III.8. *Мачинский В. Д.* Теплотехнические основы строительства. М., 1949.

III.9. *Панов Д. Ю.* Справочник по численному решению дифференциальных уравнений в частных производных. М., 1951.

III.10. *Павленко В. А.* Средние и локальные тепловые потоки при лучисто-коидуктивиом теплообмене. — Научн. тр. / МИСИ, 1976, вып. 14.

III.11. *Спэрроу Э. М., Сесс Р. Д.* Теплообмен излучением. М., 1971.

III.12. *Семенова Е. И., Сидоров Э. И.* Тепловой режим окна. — Научн. тр./ЦНИИЭПжилища. М., 1978.

III.13. *Сандер А. А.* Тепловой расчет углов ограждающих конструкций. — В сб.: Проблемы строительной теплофизики. Минск, 1964.

III.14. *Сандер А. А.* Тепловой режим сопряжений наружных и внутренних стен. — В сб.: Строительная теплофизика. Минск, 1966.

III.15. *Ушков Ф. В.* Теплотехнические свойства крупнопанельных зданий и расчет стыков. М., 1967.

III.16. *Хлевчук В. Р., Артыкпаев Е. Т.* Теплотехнические и звукоизоляционные качества ограждений домов повышенной этажности. М., 1978.

III.17. *Шкловер А. М., Васильев Б. Ф., Ушков Ф. В.* Основы строительной теплотехники. М., 1956.

III.18. *Шнейдер П.* Инженерные проблемы теплопроводности. М., 1960.

III.19. *Adams L.* Thermal Conductance of Air Spaces ASHRAE Journal, 1976, № 3, vol. 8.

Глава IV

IV.1. *Богословский В. Н., Фам Нгок Данг.* Теплопоступления через покрытие с вентилируемой прослойкой. — Научн. тр./МИСИ, 1977, вып. 114.

IV.2. *Ваничев А. П.* Приближенный метод решения задач теплопроводности при переменных константах. — Изв. АН СССР, Сер. ОТН, 1946, № 12.

IV.3. *Власов О. Е.* Плоские тепловые волны. — Изв. Теплотехн. ин-та, 1927, № 3/26.

IV.4. *Кондратьев Г. М.* Регулярный тепловой режим. М., 1954.

IV.5 *Лукьянов В. С.* Гидравлические приборы для технических расчетов. — Изв. АН СССР. Сер. ОТН, 1939, № 2.

IV.6. *Лукьянов В. С., Головко М. Д.* Расчет промерзания грунтов. М., 1957.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

IV.7. *Муромов С. И.* Расчетные температуры наружного воздуха и теплоустойчивость зданий. М., 1939.
IV.8. *Шкловер А. М.* Теплопередача при периодических тепловых воздействиях. М., 1961.
IV.9. *Юшков П. П.* Приближенное решение задач нестационарной теплопроводности методом конечных разностей. — Научн. тр./Институт энергетики АН БССР, Минск, 1958, вып. 8.
IV.10. *Лыков А. В., Михайлов Ю. А.* Теория тепло- и массообмена. М., 1963.
IV.11. *Holden B.* The calculation of fluctuating heat flow buildings. Melburn, 1963.
IV.12. *Knabe G.* Untersuchungen zur Beschreibung und Optimierung von übertragungsvorgängen des Systems «Anlage — Geböude» Dissirtation (B) TU Dresden, 1975.
IV.13. *Kusuda T.* Tharmal Response Factors for multilayer structures of Various Heat Conduction Systems. ASHRAE TRANSACTIONS. Vol. 75. Part I, 1969.
IV.14. *Mitalas G. P., Stephenson D. C.* Cooling Load Calculations by Thermal Response Factor Method and Room Thermal Response Factors. ASHRAE TRANSACTIONS. Vol. 73.. Part I, 1967.
IV.15. *Muncey R. W.* The thermal response of a Building to sudden changes of temperature or heat flow. Anst. J. Appl. Sci. Vol. 14, 1963, № 2.

Глава V

V.1. *Брилинг Р. Е.* Воздухопроницаемость ограждающих конструкций и материалов. М., 1948.
V.2. *Богословский В. Н., Титов В. П.* Воздушный режим зданий и учет воздухопроницания в расчете теплового режима. — Научн. тр./МИСИ, 1967, вып. 52.
V.3. *Константинова В. Е.* Расчет воздухообмена в жилых и общественных зданиях. М., 1964.
V.4. *Махов Л. М., Титов В. П.* Задачи воздухообмена в современных жилых зданиях повышенной этажности. — Научн. тр./МИСИ, М., 1977, вып. 144.
V.5. *Латышенков М. А.* Рекуррентный метод решения систем нелинейных уравнений при расчетах воздушного режима гражданских зданий на ЭЦВМ. — Научн. тр./МИСИ, 1970, вып. 68.
V.6. *Ливчак И. Ф.* Вентиляция многоэтажных жилых зданий. М., 1951.
V.7. *Разумов Н. Н.* Графо-аналитический метод расчета воздухообмена. — Водоснабжение и санитарная техника, 1963, 1964, № 12—1.
V.8. *Реттер Э. И., Стриженов С. И.* Аэродинамика зданий. М., 1968.
V.9. *Сканави А. Н.* Зимние климатические условия для Москвы для расчета систем отопления зданий. — Научн. тр./МИСИ, 1957, вып. 1.
V.10. *Титов В. П.* Учет воздухопроницания стыков панелей при теплотехническом расчете ограждений. — Технич. инф. № 4(8)/Главстройпроект, 1961.
V.11. *Титов В. П.* Воздушный режим промышленных зданий. — Водоснабжение и санитарная техника. М., 1976, № 3.
V.12. *Ушков Ф. В.* Теплопередача через ограждения при фильтрации воздуха. М., 1969.
V.13. *Хасилев В. Я.* Элементы теории гидравлических цепей. — Изв. АН СССР. Сер. энергетика и транспорт, 1964, № 1.

Глава VI

VI.1. *Ананьев А. И.* Теплоустойчивость наружных ограждающих конструкций при резком понижении температуры наружного воздуха. — Научн. тр./Академия коммунального хозяйства, 1968, вып. 62.
VI.2. *Богуславский Л. Д.* Технико-экономические расчеты при проектировании наружных ограждающих конструкций зданий. М., 1975.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

VI.3. *Богословский В. Н., Щеглов В. П., Разумов Н. Н.* Отопление и вентиляция. М., 1979.
VI.4. *Лобаев Б. Н.* Отопление зданий из объемных элементов и панелей. — В сб.: Теплоснабжение и вентиляция. Киев, 1965.
VI.5. Тепловой режим жилых зданий на севере/Под ред. *И. А. Казанцева.* ЛенЗНИИЭП, Л., 1978.
VI.6. Управление микроклиматом жилых и общественных зданий/Под ред. *В. П. Туркина.* — Научн. тр./Челябинский политехн. ин-т, Челябинск, 1976.
VI.7. *Фокин К. Ф.* Расчетные температуры наружного воздуха. М., 1946.
VI.8. *Hatchinson F. W.* Heating and Humidifying Load Analyses. Ronald Press. New York, 1962.
VI.9. *Kozierski I.* Influence de la capacite thermique sur leschanges de conditionnement dair. 4 Congress international du Chouffage et de la climatisation. Paris, 1967.
VI.10. *Kraft G.* Lehrbuch der Heizungs Lüftangs und klimatechnik. Band 1 и 2 Verlag Th. Steinkoph. Berlin, 1976.
VI.11. *Macskasy A.* Központi füles. Budapest, Tankönyvkiado, 1971.
VI.12. *Messenard A.* Le chauffage et le rafraichissement par rayonnement, Paris, 1959.
VI.13 *Muncey R. W.* The temperature of the foot it thermal comfort Anst. J. Appl. Sci, 1954.
VI.14. *Pham Ngoc Dang.* Vat ly kien truc (top I) Ha Noi, 1966.
VI.15. *Pitzold K.* Raumluft Temperatur. Berlin. Verlag Technik, 1976.
VI.16. *Rydberg J.* Megashasak Szolloso berendezesei, Epuletgepesset 4—5, Budapest, 1967.
VI.17. *Stoecker W.* Design of Thermal Systems. N. J. MC Graw-Hill Book Company, 1971.
VI.18. ASHRAE. Handbook of Fundamentals, NJ, 1977.

Глава VII

VII.1. *Богословский В. Н.* Холодопроизводительность и расход энергии систем кондиционирования микроклимата здания в нестационарных условиях летнего теплового режима. — Водоснабжение и санитариая техника, 1976, № 1.
VII.2. *Богословский В. Н., Щелкунов С. А.* Применение теории теплоустойчивости для расчетов режимов регулирования систем кондиционирования микроклимата. — Научн. тр./МИСИ, 1970, вып. 68.
VII.3. *Семенов Л. А.* Теплоустойчивость и печное отопление жилых и общественных зданий. М., 1950.

Глава VIII

VIII.1. *Богословский В. Н., Фам Нгок Данг.* Расчет суммарного теплопоступления в помещение через окна. — Водоснабжение и санитарная техника. 1973, № 1.
VIII.2. *Богословский В. Н., Фам Нгок Данг.* Теплопоступление через покрытие с вентилируемой воздушной прослойкой. — Научн. тр./МИСИ, 1977, вып. 114.
VIII.3. *Гамбург П. Ю.* Расчет солнечной радиации в строительстве. М., 1966.
VIII.4. *Дашкевич Л. Л.* Методы расчета инсоляции при проектировании промышленных зданий. М., 1934.
VIII.5. *Заколей С.* Солнечная энергия и строительство. М., 1979.
VIII.6. Инженерный метод расчета теплопоступлений через наружные ограждения промышленных зданий и тепловой режим помещений в теплый период года. Рекомендации по проектированию. — Промстройпроект. Сер. ИО-033, М., 1966.
VIII.7. *Круглова А. И.* Климат и ограждающие конструкции. М., 1970.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

VIII.8. *Малявина Е. Г.* Тепловой режим помещений в теплый период года Проектирование отопительно-вентиляционных систем. — ЦИНИС, Реф. сб. № 1, М., 1973.

VIII.9. *Малявина Е. Г.* Обработка климатологических данных на основе коэффициента обеспеченности. — В кн.: Вентиляция и кондиционирование воздуха/Межвузовский научно-техн. сб. Рижского политехн. ин-та, 1975, вып. 8.

VIII.10. *Разумов И. К.* Об учете теплоты, вносимой лучистой энергией солнца через остекленные поверхности зданий. — ОНТИ, 1934.

VIII.11. *Сабади П.* Солнечный дом. М., 1980.

VIII.12. Вентиляция и кондиционирование воздуха: справочник проектировщика. М., 1970.

VIII.13. *Суханов И. С.* Лучистая энергия солнца и архитектура. Ташкент, 1970.

Глава IX

IX.1. *Анапольская Л. Е., Гандин Л. С.* Метеорологические факторы теплового режима зданий. Л., 1973.

IX.2. *Богословский В. Н., Кувшинов Ю. Я.* Годовые затраты тепла и холода системами кондиционирования микроклимата. — Ин. вып. № 6. ГПИ «Сантехпроект». М., 1968.

IX.3. *Кокорин О. Я., Ставицкий Л. И., Кронфельд Я. Г.* Кондиционирование воздуха в многоэтажных зданиях. М., 1979.

IX.4. *Кувшинов Ю. Я.* Годовое изменение параметров наружного климата и теплового баланса помещений. — Труды ГГО. Л., 1974, вып. 337.

IX.5. *Креслинь А. Я.* Определение годовых расходов энергии системой кондиционирования воздуха. — В сб.: Теплоснабжение и вентиляция. Киев, 1968.

IX.6. *Пекер Я. Д., Локшин С. В.* Методы определения годовых расходов энергии, потребляемых системами кондиционирования воздуха. — В сб.: Современные методы проектирования инженерного оборудования/КиевЗНИИЭП, 1972.

IX.7. *Пекер Я. Д., Мардер Е. Я.* Справочник по оборудованию для кондиционирования воздуха. Киев, 1974.

IX.8. *Рымкевич А. А., Халамайзер М. Б.* Управление системами кондиционирования воздуха. М., 1977.

IX.9. *Садовская Т. И.* Определение годовых расходов тепла и холода для систем кондиционирования воздуха. — Инф. вып. № 4, ГПИ «Сантехпроект». М., 1964.

IX.10. Справочник по климату СССР. Л., 1964—1968.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Азимут солнца 366
Активный слой 220
Амплитуда колебания температуры наружного воздуха 218
— — — внутренней поверхности ограждения 223
Амплитудно-частотные характеристики 348
Аналогия электротепловая 70
Аэрация 261
Аэродинамический коэффициент 265

Блок-схема программы расчета на ЭВМ 367, 377, 385

Вентилируемая воздушная прослойка 248
Ветровое давление 265
Влагоемкость 105
Влагоемкость воздуха 185
Влагообмен 117
Влагопередача стационарная 123
— нестационарная 125
Влагопередача через ограждения с вентилируемой прослойкой 185
Влагопроводность 121, 117
Влагосодержание 104
Влагоудерживающая способность 104
Внешняя задача нестационарной теплопередачи 195, 199
Внутренняя задача нестационарной теплопередачи 200
Воздухообмен 262
Воздухопроницаемость 262, 275, 277, 293
Воздухопроницаемый стык 273
Воздушная прослойка вентилируемая 179, 186
— — герметичная 173, 178
Воздушный режим здания 261, 264, 278
Временной ряд 255
Временные характеристики 348
Второе условие комфортности 89
Вынужденная конвекция 47
Высота стояния солнца 357

Гидравлический интегратор 246
Гидромодель 245
Гидротепловая аналогия 245
Гипотеза Прандтля 32
Годовой расход энергии на отопление 395, 393
— — — — вентиляцию 394
— — — — первый подогрев 399
— — — — второй подогрев 400
— — — — электрооборудование 400
Годовой ход климатических параметров 387
— — теплового состояния помещения 391
— — характеристики 388
Градации климата по нормам 354
Граничный полуслой 243
Граничные условия I рода
— — II рода 100
— — III рода 100, 101
— — IV рода 99, 100
Графический метод 156

Давление ветровое 261
— гравитационное 261, 264
Дальнобойность струи 58
Двумерное температурное поле 140
Дебаланс в узле сетки 156
Днатермичная среда 188
Динамическое давление ветра 265
Дополнительные затраты тепла 277
Дополнительные теплопотери от инфильтрации 274, 277
Допустимые температуры на поверхностях в помещении 91
Допустимая температура остекления 306

Естественная конвекция 40
— — с учетом общей подвижности 45

Закон Бугера 189
— Вина 14
Закон замкнутости лучистых потоков 365
Закон Кирхгофа 14
— Ламберта 15
— Ома 158
— Планка 14
— Стефана—Больцмана 14
— Фурье 158
Затраты капитальные 296
— приведенные 296

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

— эксплуатационные 296
Зона ламинарного режима 40
— турбулентного режима 40
— торможения 40

Избыточное давление 264
— — ветровое 265
— — гравитационное 265
Избыточная температура ребра 143
Интервал полузатухания 144
Интегральные уравнения пограничного слоя 33
Интерпретация метода конечных разностей аналитическая 240
— — — — графическая 241
Иррегулярный режим 203
Инфильтрация 261, 271

Калибр ограждения 157
Кинематический импульс струи 304
Компоненты 108
Комфортность тепловой обстановки 303, 308
Конвектор 305
Конечно-разностная схема явная 239
— — неявная 239
Конвективный теплообмен в помещении 30
— — на поверхности 34, 40, 45
Коэффициент ассимиляции 341, 343
— воздухопроницания 263
— влагообмена 107
— диффузии водяного пара 106
— затенения 369
— затенения солнцезащитными устройствами 337, 369
— излучения 15
— инсоляции 365
— конвективного теплообмена 37
— лучистой теплопроводности 191
— облучености 19, 68, 366, 365
— обеспеченности 283, 285, 299
— обеспеченности по продолжительности отклонений 353
— обеспеченности по числу случаев отклонения 356, 359, 394
— оребрения 145
— относительного излучения 14
— паропроницаемости 106
— порового охлаждения 272
— поглощения 188, 363, 367, 369
— полной облученности 68
— прерывистости 335, 336
— приведенного излучения 307, 20
— проникания 368
— пропускания заполнения светопроема 334, 368
— проводимости воздуха конструкцией 263
— тепловой активности 81
— температурный 24
— теплообмена при фильтрации 270
— теплоинерционности ограждения 289
— теплопоглощения 322, 328
— теплоусвоения материала 213
— теплоусвоения поверхности конструкции 213, 221
Краевая задача нестационарной теплопередачи 201
Критерий 143
— модификация критерия Био (В) 144
Критерий Архимеда 54
— Кондратьева 203
— Прандтля ламинарный 53
— Прандтля турбулентный 53
— Старка 191
Кривая разгона температур 348

Ламинарный вязкий подслой 35
Локализация холодильного тока воздуха 304

Массивные непрозрачные ограждения 363
Масштаб сопротивлений 73, 160
— температур 73, 159
— тепловых потоков 73, 166
— термических сопротивлений 242, 270
Материальный слой ограждения тонкий 220
— — — толстый 220
Метод гидравлических аналогий 244
— конечных разностей 238
— Листова-Киссина 65
— сеток 153
— суперпозиции (наложения) 150, 229, 325, 333
— термодинамический 108
— Шепелева 50
— электротепловой аналогии 158

Наибольшие потери тепла помещением 298
Начальный импульс 56
Начальная избыточная энтальпия 56
Начальный участок продуха 183
Начальные условия 99
Нейтральная плоскость здания 265

Обеспеченность расчетных внутренних условий 353
Одномерное температурное поле 138
Одностороннее нагревание 206, 208
— охлаждение 206, 208

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Оптико-геометрический параметр 190
Оптически толстый слой 190
— тонкий слой 190
Осредненная температура поверхностей 332, 330, 340, 344
Основной слой ограждения конструктивный 138
— — — теплоизоляционный 138
Относительная избыточная температура 151, 152, 163
Открытая гетерогенная система 108
Относительный потенциал влажности 112, 136
— — — наружной среды 133
— — — внутренней среды 134
Относительный коэффициент фильтрационного обмена 272
Отопительный прибор 302, 310, 315
— эффект 303
Оптимальная толщина изоляции 297
Оребренная поверхность 313

Параметры наружного климата 283, 286
Пароемкость 121
Паропроницаемость 120
Первое условие комфортности 83
— — — для зимы 87
— — — для лета 87
Перетекание воздуха 261
Переходные тепловые процессы 348
Переходной влажностный процесс 126, 127
— — — при односторонней сушке 126
— — — при двусторонней сушке 127
Поверхности охлажденные 61
— нагретые 61
— нейтральные 61
Пограничный слой 35
— — внешний струйный 50
— — гидродинамический 35
— — тепловой 35
Показатель конвективного теплообмена 327, 329
Показатель теплопоглощения оборудования 328
— — воздуха 328
— — ограждений 328
— — помещения 323, 325, 329
Показатель теплоусвоения оборудования 326
— — помещения 325, 326
Показатель проводимости тепла 154
— преломления излучения 189
— сквозного затухания 214, 223, 226, 227
— сквозного запаздывания 223, 227
Полупрозрачные материалы 188, 189
Поперечная фильтрация 276
Постоянная времени 348, 349
Потенциал влажности 111, 130, 133
— — гравитационного поля 110
Поток тепла вдоль ребра 142
Потребление энергии в мире 9
— — в Советском Союзе 9
Потребление энергии на теплоснабжение 9
Приведенное сопротивление теплопередаче ограждения 169, 299
Принцип суперпозиции 256
Продолжительность стояния параметров климата 388, 391
— отопительного периода 393
Прозрачность атмосферы 357
Продольная фильтрация 276
Промерзание влажной конструкции 233

Рабочая зона 303
Равновесная влажность 116
Равновесное влажностное состояние 125, 131
Радиационный баланс поверхности 25, 26
Радиационное переохлаждение 303
Радиационная температура помещения 27
Разгонный участок струи 55
Разность давления воздуха 265
Разрезная неизотермичная колонка 119
Распределение температуры в ограждении 140
Расчетный интервал времени 96
Расчет по «предельному состоянию» 93
Регулирование микроклимата 347
Регулярный режим 203
Рекуперация тепла при фильтровании 271
Респоис-фактор 255

Санитарно-гигиенические требования 282, 286
Сахара — эффект 39
Светопрозрачные немассивные ограждения 364
Свободная конвекция 34
Свойство замкнутости лучистых потоков 22
— взаимности лучистых потоков 23
— распределительности лучистых потоков 24
Сетка термических сопротивлений 161
Система кондиционирования воздуха 341, 395, 397
— — — прямоточная 397
— — — с первой рециркуляцией 397

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

— — — с первой и второй рециркуляцией 397
Система кондиционирования микроклимата 10, 347, 351, 354
Система терморегуляции организма человека 75
Сквозное проветривание 273
Слой резких колебаний 220
Сложение гармонических колебаний 231
Смешанная конвекция 47
Солнечный азимут поверхности 366
Солнечная радиация 61
— — рассеянная 334, 358, 365
— — прямая 337, 357, 365
— — суммарная 337, 325, 359, 387
— — отраженная 363
Солнечная постоянная 357
Сопротивление воздухопроницанию 263
Сопротивление теплопередаче минимально допустимое, требуемое 293
— — оптимальное 296
— — ограждения 140
Средняя температура теплоносителя 310
Срок окупаемости 296
Стационарная теплопередача через ограждения 138
Статистико-феноменологическая теория 32
Статистический коэффициент передачи 348, 349
Статистический ряд срочной температуры 355
Стоимость изоляции 296
Струя свободная 64
— настилающаяся 64
— ниспадающая 58
— восходящая 58

Темп охлаждения 203
Температура воздуха помещения 332, 337, 340, 344
— произвольного сечения ограждения 140
— помещения 352
— точки росы 293
Температуропроводность 101 а
Температура абсолютно минимальная 291
— холодных суток 291
— холодной пятидневки 291
— в межстекольном пространстве 178
— расчетная наружная 291
Тепловая характеристика здания 318
Тепловая (массивность) инерция ограждения 290, 292
Тепловая цепочка 95
Тепловой баланс человека 74
Тепловой режим здания 10, 282
— — помещения 11, 321, 351
Тепловое излучение диффузное 17
— — инфракрасное 17
— — монохроматическое 14
— — отражение 25
— — падающее 25
— — поверхностью серого тела 14
— — поверхностью абсолютно черного тела 14
— — поглощенное 25
Тепловое излучение полихроматическое 12, 14
— — собственное 25
— — эффективное 25
Теплообмен излучением 18, 20, 25
— между абсолютно черными поверхностями 18
— между серыми поверхностями 20, 25
— в помещении 11, 26
— лучистый 325
— лучисто-конвективный 338
— конвективный 325
Теплопередача через ограждения 130
— через «тонкое» ребро 141
— через «толстое» ребро 148
Теплоизоляция «альфоль» 176
Теплопроводность лучистая (радиационная) 188, 191
Теплопроводность 101
Теплопродукция организма человека 75
Теплоустойчивость 209, 292, 316
Треугольный импульс 255
Тепловлажностное отношение 382
Теплопоступления гармонические 332
— прерывистые 335

Упругость водяных паров 105
Уравнение двумерного температурного поля 141
Уравнение в конечных разностях 96
— Навье-Стокса 31
— неразрывности 31
— переноса излучения 189
— пограничного слоя в частных производных 33
— сохранение тепловой энергии 31
— тепловой сетки 154
Условный полуслой 242
Условная температура прослойки 249
Условная толщина (массивность) ограждения 220
— температура наружного воздуха 363

Фактор формы 157
— — теплопроводного включения 166

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

— — откоса, 153
— — стыка 169
— — угла 167
Фазы 108
Форма связи влаги химическая 107
— — — физико-химическая 107
— — — физико-механическая 107

Характеристика неравномерности распределения температуры 202
— тепловой инерции 220
Характерные типы наружного ограждения 139
— — теплопроводных включений 162, 163
Холодопроизводительность системы 397

Эквивалентный коэффициент теплообмена на стыке 145
Эквивалентный слой 243
Эквивалентная по тепловым свойствам конструкция 225
Экономайзерный эффект 271
Эксплуатационная влажность 131, 135
Эксфильтрация 261, 271
Электротепловая аналогия 159
Электроинтегратор 162
Элементарный слой 241
Электрическая модель теплообмена 73
Эпюры избыточного давления 265
Эталонная температура 112
Эффект порового нагрева 272
— — проветривания 273
Эффективная температура 25

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Условные обозначения и размерности основных величин 5

Введение 7

Глава I. **Теплообмен в помещении** 10

§ I.1. Тепловой режим здания 10
§ I.2. Теплообмен в помещении 11
§ I.3. Свойства теплового излучения поверхностей . . . 12
§ I.4. Теплообмен излучением между поверхностями помещения 17
§ I.5. Конвективный теплообмен и движение воздуха в помещении 30
§ I.6. Свободная конвекция 34
§ I.7. Особенности естественной конвекции на поверхностях в помещении 40
§ I.8. Естественная конвекция с учетом общей подвижности воздуха в помещении 45
§ I.9. Вынужденная и смешанная конвекции 47
§ I.10. Конвективный теплообмен и режим движения плоской струи, растилающейся на горизонтальную поверхность ограждения 49
§ I.11. Конвективный теплообмен плоской струи, растилающейся на вертикальную поверхность ограждения 52
§ I.12. Общий теплообмен на поверхности в помещении . . . 60
§ I.13. Тепловой баланс воздуха в помещении 62
§ I.14. Полная система уравнений общего теплообмена в помещении 64
§ I.15. Система из двух уравнений общего теплообмена в помещении 65
§ I.16. Одно уравнение общего теплообмена в помещении . 67
§ I.17. Расчет лучисто-конвективного теплообмена с использованием аналоговой электрической модели 70
§ I.18. Теплообмен человека с окружающей средой 74
§ I.19. Расчетные внутренние тепловые условия 83

Глава II. **Теплопроводность и влажностный режим ограждения** . . 94

§ II.1. Уравнение теплопроводности в конечных разностях . . 94
§ II.2. Полная физико-математическая постановка задачи о нестационарной теплопередаче через многослойное ограждение 98
§ II.3. Теплофизические характеристики строительных материалов 101
§ II.4. Влага воздуха помещения 104
§ II.5. Основы термодинамики влажного материала . . . 107
§ II.6. Диффузия водяного пара в сорбирующей среде . . . 120
§ II.7. Влагопроводность 121
§ II.8 Расчет влагопередачи через ограждение на основе потенциала влажности 122
§ II.9. Учет влажностного режима при расчете теплопередачи через ограждения 130

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава III. **Стационарная теплопередача через ограждения** . . . 138

§ III.1 Одномерное температурное поле 138
§ III.2. Двумерное температурное поле 140
§ III.3. Аналитические решения теплопередачи через ребро . . 141
§ III.4. Метод суперпозиции 150
§ III.5. Теплопередача ограждения с проемом 151
§ III.6. Построение двумерных температурных полей методом сеток и графическим методом. Фактор формы 153
§ III.7. Метод электротепловой аналогии 158
§ III.8. Теплопередача через ограждение с теплопроводным включением 162
§ III.9. Теплопередача в наружном углу и через стык ограждений 166
§ III.10. Приведенное сопротивление теплопередаче сложного ограждения 169
§ III.11. Теплопередача герметичной воздушной прослойки . . 173
§ III.12. Вентилируемая воздушная прослойка 179
§ III.13. Влагопередача через ограждение с вентилируемой прослойкой 185
§ III.14. Теплопередача через ограждение из полупрозрачных материалов 188

Глава IV. **Нестационарная теплопередача через ограждение** . . . 194

§ IV.1. Аналитическое решение задачи о нагревании и охлаждении тел 195
§ IV.2. Односторонний нагрев или охлаждение стенки 205
§ IV.3. Аналитическое решение задачи о затухании температурных колебаний в ограждениях 209
§ IV.4. Инженерный метод расчета теплоустойчивости ограждения 217
§ IV.5. Наложение температурных полей и сложение гармонических колебаний 229
§ IV.6. Нестационарная теплопроводность при изменении фазового состояния влаги в материале 232
§ IV.7. Метод конечных разностей 238
§ IV.8. Метод гидравлических аналогий 244
§ IV.9. Нестационарная теплопередача через ограждение с вентилируемой воздушной прослойкой 248
§ IV.10. Метод расчета нестационарной теплопередачи через ограждение с помощью «респонс-фактора» 255

Глава V. **Воздушный режим здания и учет воздухопроницания в процессе теплопередачи через ограждения** 261

§ V.1. Воздухопроницаемость конструкций 262
§ V.2. Воздушный режим здания 264
§ V.3. Теплопередача через ограждения при наличии воздухопроницаемости 268
§ V.4. Дополнительные затраты тепла в помещении в условиях воздухопроницаемости ограждений 277
§ V.5. Учет воздушного режима здания при выборе основных схем систем отопления и вентиляции 278
§ V.6. Применение ЭВМ для расчета воздушного режима зданий . 280

Глава VI. **Зимний тепловой режим помещения** 282

§ VI.1. Обеспеченность расчетных условий 282
§ VI.2. Характеристики наружного климата 286
§ VI.3. Защитные свойства наружных ограждений 291

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ VI.4. Минимально допустимое требуемое сопротивление теплопередаче ограждения 293
§ VI.5. Оптимальное сопротивление теплопередаче ограждения . 296
§ VI.6. Определение наибольших потерь тепла помещением . . 298
§ VI.7. Обогрев помещения 302
§ VI.8. Локализация холодных токов воздуха 304
§ VI.9. Допустимая температура остекления 306
§ VI.10. Теплопередача нагревательного прибора 310
§ VI.11. Охлаждение помещения при отключении отопления . . 316
§ VI.12. Тепловая характеристика здания 318

Глава VII. **Теплоустойчивость помещения** 321

§ VII.1. Колебания температуры воздуха и теплопоглощение ограждением 322
§ VII.2. Процесс общего теплообмена и поглощения тепла в помещении 323
§ VII.3. Определение показателей теплоусвоения и теплопоглощения помещения 325
§ VII.4. Гармонические поступления и обмен только лучистым или только конвективным теплом 332
§ VII.5. Прерывистые поступления только лучистого или только конвективного тепла 335
§ VII.6. Сложный лучисто-конвективный теплообмен на поверхностях помещения при гармонических и прерывистых теплопоступлениях 338
§ VII.7. Общие изменения температуры воздуха и поверхностей . 344
§ VII.8. Применение теории теплоустойчивости для расчета режима регулирования микроклимата 347

ГлаваVIII. **Летний тепловой режим помещения** 351

§ VIII.1. Расчетные летние внутренние условия и их обеспеченность 352
§ VIII.2. Характеристики наружного климата 354
§ VIII.3. Проверка теплозащитных свойств ограждений для теплого периода года 361
§ VIII.4. Расчет поступления тепла в помещение через наружные ограждения 362
§ VIII.5. Средний за сутки тепловой режим помещения 372
§ VIII.6. Естественный тепловой режим помещения 375
§ VIII.7. Режим работы системы регулируемого кондиционирования микроклимата 381

Глава IX. **Тепловой режим помещения и систем кондиционирования микроклимата в условиях круглогодичной эксплуатации** . 387

§ IX.1. Годовая изменчивость параметров климата 387
§ IX.2. Изменение теплового состояния помещения в течение года 391
§ IX.3. Продолжительность отопительного периода и затраты тепла на отопление и вентиляцию 392
§ IX.4. Приближенный аналитический метод расчета процессов изменения состояния воздуха 395
§ IX.5. Основные характеристики процессов кондиционирования воздуха 397
§ IX.6. Затраты тепла, холода и электроэнергии системами кондиционирования воздуха 399

Приложение 401

Литература 402

Предметный указатель 408

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Вячеслав Николаевич Богословский

СТРОИТЕЛЬНАЯ
ТЕПЛОФИЗИКА (ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ
ОТОПЛЕНИЯ, ВЕНТИЛЯЦИИ
И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА)

Зав. редакцией В. Г. Акатова. Редактор Т. Ф. Мельникова. Мл редактор Г. К. Ионова. Художественный редактор В. П. Бабикова. Технический редактор Э. М. Чижевский. Корректор В. В. Кожуткина

ИБ № 2894

Изд. № СТР-374. Сдано в набор 13.03.81. Подп. к печати 08.12.81. Т-29943. Формат 60×90/16. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 26 усл. п. л. Усл. кр.-отт. 26. Уч.-изд. л. 26,75. Тираж 30 000 экз. Зак. № 199. Цена 1 р. 20 к.

Издательство «Высшая школа», Москва, К-51, Неглинная ул., 29/14. Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/