

На правах рукописи

ХУДЕНКО Анатолий Андреевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РАДИАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕНА
В СЛОЖНЫХ СИСТЕМАХ И РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО
ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ

Специальности: 05.14.04 - Промышленная теплоэнергетика
05.23.03 - Теплоснабжение, газоснабжение,
вентиляция, кондиционирование
воздуха и освещение

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Киев - 1993

0626.890

Работа выполнена в Киевском инженерно-строительном институте.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор ПИЕВСКИЙ И.М.

доктор технических наук, профессор РЕДЬКО А.Ф.

доктор технических наук, профессор РОЗКИН М.Я.

Ведущая организация – Киевский зональный научно-исследовательский институт экспериментального проектирования /КиевЗНИИЭП/

Защита состоится " 6 " апреля 1993 г. в 14-00 час. на заседании специализированного совета Д 016.43.01 по защите диссертаций на соискание ученой степени доктора технических наук в Институте технической теплофизики Академии Наук Украины по адресу: 252057, г.Киев-57, ул.Желябова, 2а.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ИТФ АН Украины.

Автореферат разослан " 26 " февраля 1993 года.

Ученый секретарь
специализированного совета
канд. техн. наук


КОСТЕНКО Н.В.

ЛНБ України ім.В.Стефаніка



00814619 (Т)

ЛНБ ім. В. Стефаніка
АН України

I. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Затраты энергоресурсов на теплоснабжение жилых, общественных и производственных зданий составляют свыше 25% их ежегодной добычи. При этом, из-за несовершенства систем кондиционирования микроклимата зданий, особенно производственных, непроизводительных потерь теплоты в системах теплоснабжения, допускается значительный (около 50%) перерасход топлива и неудовлетворительные, в ряде случаев, условия теплового комфорта в помещениях.

Диссертационная работа посвящена совершенствованию существующих и разработке новых систем отопления производственных зданий путем использования принципов и систем радиационного теплопереноса. Основные особенности предлагаемых систем состоят в:

а) размещении отопительных приборов (устанавливаются в верхней зоне помещения);

б) сравнительно высоких температурах теплоизлучающих поверхностей отопительных приборов (свыше 100°C);

в) существенном использовании теплоотдачи излучением отопительных приборов (свыше 50%) для формирования комфортной тепловой обстановки в помещении;

г) более высокой средней радиационной температуре помещения (превышающей температуру воздуха).

Отмеченные особенности позволяют существенно снизить расход теплоты на отопление зданий и повысить комфортные качества микроклимата помещений.

В этой связи исследуемая проблема является актуальной, вытекающей непосредственно из задач научно-технического прогресса в области строительства и отопительно-вентиляционной техники. Тема диссертационной работы связана с важнейшими научно-техническими задачами на период до 2000 года, а также научно-техническими программами, выполняемыми Киевским инженерно-строительным институтом по заданиям Кабинета Министров Украины.

Исходной научной базой для развития радиационного отопления были работы М.И.Киссина, С.А.Оцера, А.К.Андреевского, И.С.Шаповалова, Е.А.Насонова, А.А.Сандера, В.Н.Богословского, И.Ф.Ливчака, А.З.Ивянского, Н.Ф.Галанина, М.С.Горомосова, А.Е.Мальшевой, Н.А.Ципера, Ю.Д.Губернского, А.Миссенара, Н.Адлама, А.Кольмара, В.Лизе,

А.Мачкаши, Л.Банхиди, Р.Борхерта, В.Юбица, П.Фангера и других ученых. Ряд работ по проблеме радиационного отопления опубликован автором. Благодаря исследованиям А.М.Левина, В.Ф.Дербенцова, О.Н.Брюханова, С.С.Салиходжаева, Д.Я.Вигдорчика, В.К.Мурзина, А.А.Ионина, А.К.Родина, Г.А.Чапурина, Г.Н.Северинца и других ученых разработаны основы расчета, конструирования и изготовления газовых ик-излучателей. Исследованиями и разработкой систем радиационного отопления много и плодотворно занимался А.Мачкаши, однако разработанные им методы не базируются на физико-математическом описании процессов сложного теплообмена и не учитывают влияние на тепловой режим помещения интенсивности его вентилирования, плотности поля радиационной энергии в рабочей зоне и других факторов.

Методы расчета и гигиенического обоснования комфортных параметров теплового и радиационного теплового режимов помещения жилых и общественных зданий разработаны в трудах В.Н.Богословского, П.Фангера, Ф.Миссенара, А.Кольмара, Ф.Кренко, К.Мак-Интайра, Л.Банхиди, однако применение их для оценки теплового режима производственных помещений требует существенных уточнений. Исходя из критического анализа состояния вопроса, приведенного в первой главе диссертации сформулированы цель и задачи исследования.

Цель работы. Целью диссертационной работы является решение проблемы отопления производственных зданий на базе применения методов и систем радиационного теплопереноса, которые по особенностям формирования микроклимата, техническим решениям и энергетической эффективности принципиально отличаются от используемых. Поставленная цель включает теоретический анализ проблемы, разработку методов расчета систем и теплового режима помещений, разработку новых систем радиационного отопления, экспериментальные исследования радиационного и теплового режимов помещения, разработку методики определения энергетической и технико-экономической эффективности центрального и местного радиационного отопления.

Научная новизна работы. Научная новизна работы заключается в том, что в ней расширены и уточнены известные и получены новые представления о теплообмене в помещении, комфортных качествах микроклимата, принципах совершенствования и создания эффективных систем радиационного отопления. Новизна основных результатов работы заключается в следующем:

1. Выполнено физико-математическое описание и получено решение систем уравнений, характеризующих теплообмен в помещении при радиационном отоплении и позволяющих учитывать влияние существенно

большого количества факторов на формирование тепловой обстановки в помещении, в т.ч. степени прозрачности воздушной среды, отражающе-поглощающих свойств граничных поверхностей и других.

2. Проведено комплексное экспериментально-аналитическое исследование процессов теплопереноса при радиационном отоплении. Получены данные по тепловому и радиационному тепловому режимам помещения: плотности поля радиационной энергии в рабочей зоне и в объеме помещения; температурному расслоению воздуха по высоте помещения; подвижности воздуха в зоне наружных ограждений; воздействию энергии приточных струй и тепловых потоков на температурную обстановку в помещении.

3. Получены экспериментальные данные о параметрах аэроионного режима воздушной среды помещения и характере воздействия лучистых потоков на аэрозоли помещения при лучистом отоплении.

4. Установлены основные закономерности теплообмена в теплоизлучающих элементах с кондуктивным, испарительно-конденсационным и канальным циклами теплопереноса. Получены данные, открывающие возможность построения систем радиационного отопления на качественно новых принципах, обеспечивающих существенно большую эффективность.

5. Разработана оригинальная (с использованием эксергетического подхода) методика оценки энергетической эффективности систем радиационного отопления.

Практическая ценность работы. Работа содержит научно-обоснованную базу для проектирования, изготовления и применения центральных и местных систем радиационного отопления. Внедрение таких систем обеспечивает снижение расхода тепловой энергии в среднем на 30...40% и материальных ресурсов на 10...15% по сравнению с наиболее прогрессивными системами конвективного отопления производственных зданий, а также повышение комфортных качеств микроклимата помещений. При обогреве только рабочих мест (высокоавтоматизированные производства) расходы тепловой энергии и материальных ресурсов снижаются в 2...3 раза.

Основные практические результаты работы:

1. Разработаны, защищенные 28 авторскими свидетельствами, центральные и местные системы радиационного отопления, в которых используются в качестве теплоносителей высокотемпературная вода, пар, газовое топливо и электроэнергия.

2. Разработан метод проектирования, в т.ч. с помощью ЭВМ, центральных систем радиационного отопления производственных зданий.

3. Разработаны, на уровне изобретений, конструкции излучателей для местного радиационного отопления; канальных систем лучистого обогрева, в т.ч. с использованием солнечной радиации.

4. Предложены перспективные системы охлаждения и теплозащиты помещений с избыточным тепловыделением; системы радиационного отопления, совмещенные с системами кондиционирования воздуха; аккумуляторы теплоты с фазовыми переходами рабочего вещества для систем теплоснабжения зданий; технологические установки для интенсификации тепломассообменных процессов при производстве строительного-монтажных работ.

На защиту выносятся следующие основные положения:

1. Установленные закономерности процессов теплопереноса в помещении при радиационном отоплении.

2. Результаты экспериментально-аналитических исследований параметров теплового режима помещения и систем радиационного отопления.

3. Результаты экспериментальных исследований аэроионного состава воздушной среды помещения при радиационном отоплении и характера воздействия лучистой энергии на аэрозоли помещения.

4. Результаты экспериментальных исследований тепловых режимов ребристых теплоизлучающих элементов с кондуктивным, испарительно-конденсационным и лучистым циклами теплопереноса по длине ребер.

5. Метод расчета параметров теплового и радиационного теплового режимов помещения, включающий определение расходов теплоты на компенсацию теплопотерь через наружные ограждения и при вентиляции помещения; комфортных условий тепловой среды помещения; оптимальной схемы размещения излучателей в помещении; расчетной тепловой мощности местной системы радиационного отопления.

6. Рекомендации по технико-экономической оценке эффективности систем радиационного отопления.

Апробация. Основные положения и результаты исследований доложены на научно-технических конференциях в КИСИ; семинарах в НИИСТ (г.Киев), НИИСП (г.Киев), Институте по строительной науке (ЭТИ) Министерства строительства и развития городов Венгрии, кафедрах теплогазоснабжения МИСИ, ЛИСИ, Будапештского технического университета, секциях Ученого совета НИИССФ и ЦНИИПромзданий (г.Москва).

Реализация результатов исследований. Освоение результатов исследований осуществляется в два этапа. На первом этапе, на основе анализа опыта внедрения предложенных систем, разработана нормативная база по проектированию и применению практических результатов. Под руководством и при участии автора разработаны, утверждены и ныне действуют следующие нормативные документы: Ведомственные нормы по проектированию и применению местных систем радиационного обогрева ВСН.01.74; Республиканские нормы по строительству монолитных железобетонных сооружений в скользящей опалубке с применением радиационного обогрева рабочих зон; Указания по электроразогреву битумов ВСН.00.69. Результаты исследования используются проектными институтами промышленного профиля, а также направлены (по запросам) в научно-исследовательские организации других стран - Академию строительства (г.Берлин), Институт по строительной технике (г.Будапешт), НИИ охраны труда и профзаболеваний (г.София).

Второй этап включает организацию массового внедрения техники радиационного отопления. Кабинетом Министров Украины выделены государственные ассигнования для внедрения радиационного отопления в практику проектирования и строительства. Институтом Гипрограждан-промстрой разработаны проекты радиационного отопления арматурных цехов заводов железобетонных изделий Главкиевгорстроя и других строительных ведомств. Смонтированы и успешно эксплуатируются системы радиационного отопления различных конструкций в г.г. Фастов, Вышгород, Виноград, Чернигов, Костополь. Для организации массового внедрения техники радиационного отопления в практику проектирования и строительства в 1990 г. образовано научно-проектное предприятие "Луч" при КИСИ.

На базе результатов исследований разработан и читается курс лекций по специальности I208, успешно защищены под руководством автора 5 кандидатских диссертаций.

Публикации и авторские свидетельства по материалам работы.

Основные положения диссертации опубликованы в 3-х монографиях, объемом 49 п.л. и 42 печатных работах автора. По материалам работы автором получено 30 авторских свидетельств на изобретения.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения, списка использованной литературы (196 наименований) и приложений - всего 323 стр. Результаты исследований изложены на 280 страницах основного текста, 38 рисунках и 38 таблицах экспериментальных данных. Приложения, включающие фрагменты

экспериментальных исследований и внедрений, результаты расчетов на ЭВМ содержат 43 стр.

Во введении дана краткая оценка актуальности исследования, изложены цель и сущность работы, научная новизна и практическое значение результатов исследований, проанализированы основные положения, вынесенные автором на защиту.

В первой главе приведено обоснование концепции радиационного отопления зданий, дан критический анализ состояния вопроса по проблеме, сформулированы задачи исследования.

Во второй главе приведено физико-математическое описание процесса теплопереноса в помещении при радиационном отоплении.

В третьей главе обоснованы упрощающие приближения и приведены результаты решения упрощенной системы уравнений.

Четвертая глава содержит основные положения предложенного метода расчета теплового и радиационного теплового режимов помещения.

В пятой главе изложены результаты исследования теплоизлучающих элементов с кондуктивным, испарительно-конденсационным и канальным переносом лучистой энергии, составляющих основу новых систем радиационного отопления.

Шестая глава содержит характеристики разработанных систем центрального и местного отопления.

В седьмой главе даны результаты расчетов технико-экономической и энергетической эффективности систем радиационного отопления.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

2.1. Физико-математическая постановка задачи о теплопереносе в помещении при радиационном отоплении

Рассматривается производственное помещение как теплообменная система, теплоперенос между источниками и стоками теплоты в которой происходит преимущественно путем лучистого теплообмена; между нагретой лучистым теплом обстановкой в помещении и воздухом - конвективным путем; теплоотдача источников теплоты - лучисто-конвективным. При этом поверхности ограждений и воздушная среда помещения селективно поглощают, излучают-отражают и рассеивают лучистую энергию; радиационные характеристики их (коэффициенты излучения, преломления, поглощения и др.) зависят от температуры; процессы теплопереноса происходят при нестационарных условиях. Необходимо найти взаимосвязь параметров радиационного и газодинамического полей в помещении, характеризуемую величинами спектральной интенсивности излучения в объеме помещения J_i , скорости воздуха v_x, v_y, v_z , температуры T , давления p , плотности среды ρ .

Система основных уравнений и краевые условия представляются в виде 2.1 и 2.2, где 2.1^I, 2.1^{II}, 2.1^{III} - уравнение радиационного теплопереноса в терминах J_i и $E_{\text{из}}$ относительно i -го объема воздуха и i -ой поверхности ограждений; 2.1^{IV}, 2.1^V - уравнение баланса радиационно-конвективной энергии относительно i -го объема воздушной среды помещения в записи через объемную мощность и относительно площади F_i в записи через плотность потоков лучисто-конвективной теплоты; 2.1^{VI} - уравнение баланса количества движения в предположении, что газодинамические силы и силы радиационного давления действуют в одном направлении и объединены параметром ρ' ; 2.1^{VII} - уравнение баланса массы относительно i -го объема воздуха в предположении, что вектор массовой скорости (ρv) соответствует радиационно-конвективной составляющей теплопереноса; 2.1^{VIII} - уравнение состояния в предположении, что температура соответствует суммарному радиационно-конвективному потоку в точке наблюдения; 2.2^I - геометрические характеристики системы; 2.2^{II} - начальные условия; 2.2^{III} - граничные условия; 2.2^{IV} - зависимости теплофизических и радиационных параметров теплообменной системы.

$$\frac{\partial \mathcal{J}_1}{\partial S} = -\frac{1}{c} \frac{\partial \mathcal{J}_1}{\partial T} + \rho K_{1,s} (\mathcal{J}_{1,T} - \mathcal{J}_1) + \rho K_{1,s} [\mathcal{J}_1 - \int (\mathcal{J}_1 \gamma_s d\Omega)]; \quad 2.1'$$

$$\frac{\partial (E_{\text{res},s}) dV}{\partial S} = -\frac{1}{c} \frac{\partial (E_{\text{cos},s}) dV}{\partial T} + [(E_{\text{cos},s})_{,sv} - (E'_{\text{cos},s})_{,sv} + (E_{\text{res},s})_{,sv}]; \quad 2.1''$$

$$(E_{\text{res},s})_{F_i} = [(E_{\text{res},s})_{F_i - F_i} + (E_{\text{res},s})_{V_i - V_i}] - [(E_{\text{exp},s})_{F_i - F_i} + (E_{\text{exp},s})_{V_i - V_i}]; \quad 2.1'''$$

$$(E_{\text{res},s})_{F_i - F_i} = \int_{\Sigma} \mathcal{J}_1 \cos \beta d\Omega; \quad (E_{\text{exp},s})_{F_i - F_i} = \int_{\Sigma} \mathcal{E}_s \mathcal{J}_1 \cos \beta d\Omega + \int_{\Sigma} \rho' \mathcal{J}_1 \cos \beta d\Omega; \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial T} (\rho E_p + \rho E_{K-T})_{,sv} = -(\text{div} \vec{Q}_p + \text{div} \vec{Q}_{K-T}); \quad 2.1^{IV}$$

$$E_{\text{res},s,F_i} = [E_{\text{res},s,F_i} - E_{\text{exp},s,F_i}] + E_{\text{KON},F_i}; \quad 2.1^V$$

$$\frac{\partial}{\partial T} (\rho \mathcal{U}) = -\nabla \rho' + M \nabla^2 \mathcal{U} + \rho \bar{g}; \quad 2.1^{VI}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial T} = -[\nabla(\rho \mathcal{U})]; \quad 2.1^{VII}$$

$$l, b, h \dots; \quad 2.2'$$

$$\mathcal{J}_1|_{T=0} = [\mathcal{J}_1(N)]; \quad \mathcal{J}_2|_{T=0} = [\mathcal{J}_2(M)]; \quad \mathcal{U}(M)|_{T=0} = [\mathcal{U}(M)]; \quad (2.2)$$

$$P(M)|_{T=0} = [P(M)]; \quad T(M)|_{T=0} = [T(M)]; \quad T(N)|_{T=0} = [T(N)]; \quad 2.2''$$

$$\mathcal{U}_{nd}(M)|_{T=0} = [\mathcal{U}_{nd}(M)]; \quad \mathcal{J}_2|_{T=0} = [\mathcal{J}_2(N)];$$

$$\mathcal{J}_2(N_i)_{\text{exp}} = \mathcal{E}_s \mathcal{J}_2 + \int_{\Sigma} \mathcal{J}_2 \cos \beta \rho'_s d\Omega; \quad (2.2)$$

$$\mathcal{J}_2(N_i)_{\text{exp}} = \mathcal{E}'_s \mathcal{J}_2 + \int_{\Sigma} \mathcal{J}_2 \cos \beta' \rho'_s d\Omega; \quad 2.2'''$$

$$\mathcal{U}(M)|_F = \mathcal{U}(N)_F = 0; \quad P(N)_{Bx} = P_1; \quad P(M)_{Bbx} = P_2;$$

$$T(N)|_F = T_F(x, y); \quad \mathcal{U}(M)_{np} = \mathcal{U}_i;$$

$$\mathcal{E}_s = f(T, \nu); \quad K_s = f(T, \rho, \nu); \quad c_p = f(T, \rho); \quad \rho' = f(T, \nu) \quad 2.2^{IV}$$

$$M = f(T, \rho); \quad \gamma = f(\varphi, T, \nu).$$

Обозначения: ρ - плотность среды; K'_s - спектральный коэффициент ослабления излучения; $K_{s,s}$ - спектральный коэффициент рассеяния излучения средой помещения; K'_s - спектральная индикатриса рассеяния излучения средой помещения; $(E_{\text{рез}})_{dV}$ - результирующее излучение объема dV среды помещения; $E_{\text{соб}}, \nu$, $E_{\text{пог}}, \nu$, $E_{\text{отр}}, \nu$, $E_{\text{наг}}, \nu$, $E_{\text{эф}}, \nu$ - соответственно собственное, поглощенное с учетом рассеяния, отраженное, падающее и эффективное излучение; β, β_1, α_1 - углы ориентирования площадок F_1 и F_2 относительно друг друга; ρ' - отражательная способность; E_r, E_{k-r} - удельная радиационная и конвективно-кондуктивная энергия в объеме dV ; Q_r, Q_{k-r} - потоки энергии, вносимые в объем dV радиацией и конвекцией - теплопроводностью; $E_{\text{кон}}$ - плотность потока конвективной энергии; M - вязкость; M, N - индексы среды и граничной поверхности; $U_{\text{пр}}$ - скорость приточной струи; I - индекс излучателей.

2.2. Приближенные решения уравнений теплопереноса

Решение системы уравнений получено приближенными методами при следующих упрощающих предположениях.

Граничные (обращенные в помещение) и излучательные (составляющие конструкции излучателей) поверхности считаются диффузно-серыми (средняя интегральная степень черноты $\epsilon_a \approx 0,8 \dots 0,9$); диффузно-зеркальными ($\epsilon_a < 0,8$); диффузно-серыми с учетом только первого поглощения ($\epsilon_a > 0,9$).

Воздушная среда помещения рассматривается как диффузно-серый частично поглощающий, но не рассеивающий тепловое излучение газ. Предполагается, что в любом достаточно малом объеме среды имеет место термодинамически равновесное состояние (ЛТР).

Процессы теплопереноса рассматриваются при стационарном состоянии. В работе приведено подробное обоснование принятых приближений и оценка их влияния на точность расчета процессов теплопереноса в помещении.

При принятых приближениях процессы теплопереноса описываются следующим образом. Для только поглощающей (не излучающей и не рассеивающей) среды помещения уравнение радиационного теплопереноса относительно объема среды dV , вместо записи через J_v , может быть записано в терминах плотностей падающего лучистого потока, отнесенного к источникам теплоты:

$$dE = -\bar{K} E ds, \quad (2.3)$$

где \bar{K} - пропускательная способность среды; s - толщина слоя. В интегральной записи и при $\bar{K} = \text{const}$ (2.3) имеет вид:

$$E = E_{\text{нач}} \exp(-\int_0^s \bar{\kappa} ds). \quad (2.4)$$

При $\bar{\kappa} = \text{const}$, получим

$$E = E_{\text{нач}} \exp(-\kappa S). \quad (2.5)$$

Если среда помещения лучепрозрачная, коэффициенты излучения, поглощения и рассеяния среды равны 0. При этом уравнение радиационного теплопереноса для стационарных условий имеет вид:

$$dJ_s/ds = 0. \quad (2.6)$$

При этом $J_s = \text{const}$ и радиационное поле в объеме помещения полностью определяется энергетическими соотношениями для лучистых потоков граничных поверхностей:

$$E_{\text{рез}, F_i} = E_{\text{над}, F_i} - E_{\text{зф}, F_i}. \quad (2.7)$$

Полная энергия единицы среды при этом определяется плотностью энергии излучения и конвективной энергии, приходящейся на единицу объема среды. Уравнение энергии может быть записано в виде:

$$E_{\text{рез}, \rho-\kappa} = E_{\text{рез}, \rho} + E_{\kappa}. \quad (2.8)$$

$E_{\text{рез}, \rho-\kappa}$ - плотность радиационно-конвективного потока;

$E_{\text{рез}, \rho}, E_{\kappa}$ - плотности потоков соответственно чистой и конвективной энергии в объеме среды помещения.

Теплоперенос с учетом поглощения средой помещения.

Рассматривается теплоперенос при следующих условиях: граничные поверхности диффузно-серые (диффузно излучающие и многократно диффузно отражающие); среда помещения диффузно-серая (только поглощает, не излучает и не рассеивает); линейный коэффициент поглощения среды не зависит от давления, температуры и спектрального состава излучения $\kappa = \text{const}$; режим стационарный. Известны геометрия помещения ($\rho, \beta, h \dots$), толщина слоя среды S , коэффициенты отражения граничных поверхностей ρ' , степени черноты поверхностей ϵ и газа ϵ' . Определить результирующие лучистые потоки относительно любой площадки F_i на поверхности ограждений помещения во взаимосвязи с лучистыми тепловыми потоками площадки на поверхности источников теплоты (излучателей).

Пропускательная способность среды помещения определяется с помощью обобщенных угловых коэффициентов, включающих и поглощательные способности поверхностей:

$$\begin{aligned} \Psi_{F_j-F_i} &= \Psi_{F_j-F_i} \bar{\kappa}_{F_j-F_i} = \frac{1}{F_j} \iint_{F_i} \frac{\exp(-\kappa S) \cos \beta_1 \cos \beta_2}{\pi S^2} dF_i dF_j = \\ &= \Psi_{F_j-F_i} \exp(-\kappa S), \end{aligned} \quad (2.9)$$

где $\Psi_{F_j-F_i}$ - диффузный угловой коэффициент.

Запишем результирующий тепловой поток относительно площадки F_i (уравнение радиационного теплопереноса) в виде потока собственного излучения этой площадки за вычетом падающих на нее и поглощенных лучистых потоков от всех поверхностей помещения с учетом попутного поглощения этих потоков средой помещения:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{рез}, F_i} = & [F_i \varepsilon_i \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_i} - (F_i \varepsilon_i \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_i} \cdot \Psi_{F_i-F_i} \cdot \bar{\kappa}_{F_i-F_i} + \\
 & + F_2 \varepsilon_2 \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_2} \cdot \Psi_{F_2-F_i} \cdot \bar{\kappa}_{F_2-F_i} + F_3 \varepsilon_3 \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_3} \cdot \Psi_{F_3-F_i} \cdot \bar{\kappa}_{F_3-F_i} + \\
 & + \dots + F_N \varepsilon_N \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_N} \cdot \Psi_{F_N-F_i} \cdot \bar{\kappa}_{F_N-F_i})] + \Sigma Q_{\text{кон}} = \\
 = & [F_i \varepsilon_i \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_i} - \sum_{j=1}^N F_j \varepsilon_j \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_j} \cdot \Psi_{F_j-F_i} \cdot \bar{\kappa}_{F_j-F_i}] + \Sigma Q_{\text{кон}}.
 \end{aligned} \tag{2.10}$$

Для всего помещения

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{рез}, F_i} = & [F_i \varepsilon_i \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_i} - \sum_{j=1}^N F_j \varepsilon_j \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_j} \cdot \Psi_{F_j-F_i} \cdot \bar{\kappa}_{F_j-F_i}] + \Sigma Q_{\text{кон}}; \\
 Q_{\text{рез}, F_2} = & [F_2 \varepsilon_2 \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_2} - \sum_{j=1}^N F_j \varepsilon_j \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_j} \cdot \Psi_{F_j-F_2} \cdot \bar{\kappa}_{F_j-F_2}] + \Sigma Q_{\text{кон}}; \\
 Q_{\text{рез}, F_3} = & [F_3 \varepsilon_3 \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_3} - \sum_{j=1}^N F_j \varepsilon_j \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_j} \cdot \Psi_{F_j-F_3} \cdot \bar{\kappa}_{F_j-F_3}] + \Sigma Q_{\text{кон}}; \\
 Q_{\text{рез}, F_N} = & [F_N \varepsilon_N \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_N} - \sum_{j=1}^N F_j \varepsilon_j \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_j} \cdot \Psi_{F_j-F_N} \cdot \bar{\kappa}_{F_j-F_N}] + \Sigma Q_{\text{кон}}.
 \end{aligned} \tag{2.11}$$

Представим лучистый тепловой поток с F_j на F_i ($Q_{F_j-F_i}$) в виде суммы прямого и многократно отраженного поверхностями помещения потоков с учетом попутного поглощения их средой помещения:

$$\begin{aligned}
 Q_{F_j-F_i} = & F_j \varepsilon_j \varepsilon_i \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_j} \Psi_{F_j-F_i} + (F_j \varepsilon_j \rho'_{F_i} \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_i} \Psi_{F_j-F_i} + \\
 & + F_j \varepsilon_j \rho'_{F_2} \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_2} \Psi_{F_j-F_2} + F_j \varepsilon_j \rho'_{F_3} \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_3} \Psi_{F_j-F_3} + \dots + F_j \varepsilon_j \rho'_{F_N} \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_N} \Psi_{F_j-F_N}),
 \end{aligned} \tag{2.12}$$

а лучистый тепловой поток излучаемый F_j в полусферу в виде:

$$Q_{F_j} = F_j \varepsilon_j \int_0^{\infty} [J_\nu d\nu]_{F_j}. \tag{2.13}$$

Разделив (2.12) на (2.13), учитывая $\Psi_{F_j-F_i} = Q_{F_j-F_i} / Q_{F_j}$, придавая j значения от I до N и сгруппировав подобные члены получим систему уравнений для определения параметров типа $\Psi_{F_j-F_i} \cdot \bar{\kappa}_{F_j-F_i}$ для всего помещения:

$$\psi_{K-F_1} - \psi_{K-F_1} \rho_1' - \psi_{K-F_2} \rho_2' - \psi_{K-F_3} \rho_3' - \dots - \psi_{K-F_N} \rho_N' = \psi_{K-F_1} \epsilon_i;$$

$$\psi_{F_2-F_1} - \psi_{F_2-F_1} \rho_1' - \psi_{F_2-F_2} \rho_2' - \psi_{F_2-F_3} \rho_3' - \dots - \psi_{F_2-F_N} \rho_N' = \psi_{F_2-F_1} \epsilon_i; \quad (2.14)$$

$$\psi_{F_3-F_1} - \psi_{F_3-F_1} \rho_1' - \psi_{F_3-F_2} \rho_2' - \psi_{F_3-F_3} \rho_3' - \dots - \psi_{F_3-F_N} \rho_N' = \psi_{F_3-F_1} \epsilon_i;$$

$$\psi_{F_N-F_1} - \psi_{F_N-F_1} \rho_1' - \psi_{F_N-F_2} \rho_2' - \psi_{F_N-F_3} \rho_3' - \dots - \psi_{F_N-F_N} \rho_N' = \psi_{F_N-F_1} \epsilon_i.$$

Решение полученной алгебраической системы уравнений достаточно просто может быть получено, например, по правилу Крамера. При этом могут быть использованы стандартные программы для ЭВМ. В результате получим зависимость $\bar{K}_{F_j-F_i}$ относительно $\psi_{F_j-F_i}$. После определения диффузных угловых коэффициентов, получим обобщенные угловые коэффициенты, по которым из уравнений системы (2.11) найдем результирующие тепловые потоки относительно любой площадки на поверхности ограждений помещения.

Теплоперенос без учета поглощения средой помещения.

Рассматривается теплообмен в помещении при условии, что среда помещения является лучепрозрачной, а граничные поверхности диффузно-зеркальными (излучающими диффузно, отражающими зеркально). Предполагаем, что излучательные и отражательные способности поверхностей (ϵ, ρ') не зависят от длины волны и направления. Будем считать, что для N зон ограждений помещения заданы температуры, а для N_i (излучатели) – значения результирующих лучистых тепловых потоков. Необходимо определить результирующие потоки на любую из поверхностей ограждения в помещении.

Результирующий поток площадки F_i можно представить в виде:

$$Q_{рез, F_i} = [Q_{соб, F_i} - Q_{погл, F_i}] + \Sigma Q_{кон}. \quad (2.16)$$

Поглощенное F_i излучение включает излучение прямо поступающее с F_j , а также многократно отраженное от каждой из поверхностей помещения.

Запишем (2.16) в терминах интегральных интенсивностей излучения и разрешающих угловых коэффициентов, включающих и поглощательную способность поверхностей.

$$Q_{рез, i} = [F_i \epsilon_i \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} dV] F_i \epsilon_i \left[\int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} dV \right]_{F_i-F_i} \Phi_{F_i-F_i} + F_{i2} \epsilon_2 \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} dV \left[\int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} dV \right]_{F_2-F_i} \Phi_{F_2-F_i} + \dots + F_{iN} \epsilon_N \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} dV \left[\int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} dV \right]_{F_N-F_i} \Phi_{F_N-F_i} + \Sigma Q_{кон} = [F_i \epsilon_i \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} dV]_{F_i} - \Sigma_{j=1}^{N_i} F_j \epsilon_j \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} dV \left[\int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} dV \right]_{F_j} \Phi_{F_j-F_i} + \Sigma Q_{кон}. \quad (2.17)$$

Для всего помещения:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{рез}, F_1} &= [F_1 \epsilon_1 \int_0^{\infty} J_1 dV]_{F_1} - \sum_{j=1}^{N_2} F_j \epsilon_j \int_0^{\infty} J_j dV]_{F_1} \Phi_{F_1-F_1} + \sum Q_{\text{кон}}; \\
 Q_{\text{рез}, F_2} &= [F_2 \epsilon_2 \int_0^{\infty} J_2 dV]_{F_2} - \sum_{j=1}^{N_2} F_j \epsilon_j \int_0^{\infty} J_j dV]_{F_2} \Phi_{F_2-F_2} + \sum Q_{\text{кон}}; \\
 Q_{\text{рез}, F_3} &= [F_3 \epsilon_3 \int_0^{\infty} J_3 dV]_{F_3} - \sum_{j=1}^{N_2} F_j \epsilon_j \int_0^{\infty} J_j dV]_{F_3} \Phi_{F_3-F_3} + \sum Q_{\text{кон}}; \\
 Q_{\text{рез}, F_N} &= [F_N \epsilon_N \int_0^{\infty} J_N dV]_{F_N} - \sum_{j=1}^{N_2} F_j \epsilon_j \int_0^{\infty} J_j dV]_{F_N} \Phi_{F_N-F_N} + \sum Q_{\text{кон}}.
 \end{aligned}
 \tag{2.18}$$

При этом $\int_0^{\infty} J_j dV = E_0$.

Под $\Phi_{F_j-F_i} = Q_{F_j-F_i} / Q_{F_j}$ понимается разрешающий угловой коэффициент между F_j и F_i , учитывающий долю потока излучения F_j , которая достигает F_i и поглощается ею с учетом многократного ограждения от других поверхностей.

После преобразований (подобных 2.12-2.13) получим систему уравнений для определения $\Phi_{F_j-F_i}$ относительно всех поверхностей в помещении:

$$\begin{aligned}
 \Phi_{F_1-F_1} - \rho_{F_1-F_1} \rho'_{F_1} \Phi_{F_1-F_1} - \rho_{F_1-F_2} \rho'_{F_2} \Phi_{F_2-F_1} - \dots - \rho_{F_1-F_N} \rho'_{F_N} \Phi_{F_N-F_1} &= \rho_{F_1-F_1} \epsilon_1; \\
 \rho_{F_2-F_1} \rho'_{F_1} \Phi_{F_1-F_1} - \Phi_{F_2-F_2} \rho'_{F_2} \Phi_{F_2-F_2} - \dots - \rho_{F_2-F_N} \rho'_{F_N} \Phi_{F_N-F_2} &= \rho_{F_2-F_2} \epsilon_2; \\
 \rho_{F_3-F_1} \rho'_{F_1} \Phi_{F_1-F_1} - \rho_{F_3-F_2} \rho'_{F_2} \Phi_{F_2-F_3} - \dots - \rho_{F_3-F_N} \rho'_{F_N} \Phi_{F_N-F_3} &= \rho_{F_3-F_3} \epsilon_3; \\
 \rho_{F_N-F_1} \rho'_{F_1} \Phi_{F_1-F_1} - \rho_{F_N-F_2} \rho'_{F_2} \Phi_{F_2-F_N} - \dots - \rho_{F_N-F_N} \rho'_{F_N} \Phi_{F_N-F_N} &= \rho_{F_N-F_N} \epsilon_N.
 \end{aligned}
 \tag{2.19}$$

Если в задаче заданы температуры поверхностей (граничных или излучательных), то результирующий тепловой поток определяется по выражениям:

$$Q_{\text{рез}, F_i} = \frac{\epsilon_i}{F_i} [Q_{0, F_i} - Q_{\text{эф}, F_i}(\vec{r}_i)] + \sum Q_{\text{кон}};
 \tag{2.20}$$

$$Q_{\text{эф}, F_i}(\vec{r}_i) = \epsilon_i \left[Q_{\text{сб}, F_i}(\vec{r}_i) + \rho_{F_i} \left[\sum_{j=1}^{N_2} \int_{F_j} Q_{\text{эф}, F_j}(\vec{r}_j) \Phi_{F_j-F_i} \right] \right],
 \tag{2.21}$$

где \vec{r}_i - элемент площадки

Когда отраженное излучение не учитывается, результирующий тепловой поток определяется по выражению:

$$Q_{\text{рез}, F_i} = \left[\sum_{j=1}^{N_2} \int_{F_j} Q_{\text{эф}, F_j}(\vec{r}_j) \Phi_{F_j-F_i} - \int_{F_i} Q_{\text{сб}, F_i}(\vec{r}_i) \Phi_{F_i-F_j} \right] + \sum Q_{\text{кон}}.
 \tag{2.22}$$

В полученных решениях уравнений радиационного теплопереноса предполагалось, что воздействие газодинамического поля в помещении на процесс теплообмена определяется суммой $\sum Q_{\text{кон}}$. В общем случае это выражение включает конвективную Q_k (конвективный теплообмен между поверхностями в помещении и воздухом), струйную Q_c (теплообмен между воздухом приточной струи и воздухом помещения) и гра-

диентную $Q_{ра}$ (телоперенос вследствие температурного расслоения воздуха по высоте помещения) составляющие:

$$\Sigma Q_{кон} = \Sigma \bar{\alpha} F_i (t_i - t_a) + \Sigma (\Delta L'a)_i (\rho c)_i [t_{c,i} - t_{a,i}] + \Sigma (\Delta L'a)_i (\rho c')_i [t_{yx,i} - t_{a,i}] \quad (2.23)$$

где $(\Delta L'a)_i$ – объем воздуха приточной струи с температурой $t_{c,i}$; $(\rho c)_i$ – усредненные по температурам рабочей зоны и приточного воздуха плотность и теплоемкость воздуха; $(\Delta L'a)_i$ – объем воздуха, перемещающийся из рабочей в верхнюю зону помещения; t_{yx} – температура воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения при его вентиляции.

2.3. Инженерный метод расчета теплообмена в помещении и систем радиационного отопления

Инженерные методы расчета процессов теплообмена в помещении и систем радиационного отопления базируются, в зависимости от конкретной постановки задачи, на одной из полученных систем уравнений.

Рассматриваются особенности расчета для наиболее общего случая: среда помещения лучепрозрачная, граничные поверхности диффузно-серые со средней степенью черноты $\epsilon = 0,85 \dots 0,9$, приточный воздух подается в нижнюю зону, удаляется из верхней зоны помещения. Заданы геометрия помещения, все необходимые климатологические данные, тип излучателей и др. Инженерный расчет включает определение расходов теплоты на компенсацию теплопотерь через наружные ограждения и при вентиляции помещений; условий комфортности в помещении (ожидаемого теплоощущения в выражении через параметры тепловой среды помещения) и оптимального (исходя из требований комфортности) размещения излучателей в помещении и зоне обогрева при центральном и местном радиационном отоплении.

Максимальная теплотребность здания при радиационном отоплении

Под максимальной теплотребностью вентилируемого производственного здания Q_0^p понимается количество теплоты, необходимое для компенсации теплопотерь через наружные ограждения здания Q_n^p и при вентиляции помещений Q_v^p .

Основным расчетным уравнением для определения Q_0^p является балансовое уравнение тепловых потоков в помещении с излучателями, записанное относительно поверхностей наружных ограждений, обращенных в помещение, и относительно температуры воздуха, удаляемого из помещения при его вентиляции t_{yx} :

$$\begin{aligned}
 & \left[\sum_{i=1}^M E_{\text{рад}, i} \cdot \bar{\psi}_{i-i} + \sum_{i=1}^M E_{\text{рад}, i} \cdot \bar{\psi}_{i-i} \right] - \sum_{i=1}^M E_{\text{сст}, i} \cdot \bar{\psi}_{i-i} + \\
 & + \sum_{i=1}^M [\alpha_{\text{к}} \cdot F_i(t_i - t_0)] \Pi + \sum_{i=1}^M F_{\text{н}} \alpha_{\text{н}} (t - t_i) + \sum_{i=1}^M F_{\text{н}} \alpha_{\text{н}} (t_i - t_0) + \\
 & + \sum_{i=1}^M F_i K_i'(t_i - t_n) + \Sigma (\alpha L \alpha)_i (\text{DC})_i [t_{\text{с}}, i - t_{\text{с}}, \text{н}] + \\
 & + \Sigma (\alpha L \alpha)' (\text{DC})' [t_{\text{н}}, i - t_{\text{н}}] = 0,
 \end{aligned}
 \tag{2.24}$$

где t_n - средняя температура излучателей; K_i' - неполный коэффициент теплопередачи через i -ю поверхность наружного ограждения. Величина теплотерьер через i -ю поверхность помещения определяется ее температурой, которая зависит от многих факторов, главными из которых являются относительная облученность вертикальных и горизонтальных (пола) ограждений (средняя радиационная температура помещения t_0 относительно стен и пола); температура воздуха t_0 , поддерживаемая в помещении; подвижность воздуха в зоне ограждений v_0 ; степень нагретости верхних горизонтальных ограждений помещения (потолка), зависящая от характера распределения температуры воздуха по высоте (параметр m). Влияние этих факторов на формирование температуры и теплотерьеры через ограждения учитывается комплексным параметром $\Pi = f(t_0, t_n, v_0, m)$, отнесенным в (2.24) и конвективной составляющей.

Относительная облученность вертикальных (стены, окна и др.) и горизонтальных (пол) ограждений определяется уравнением теплового баланса потолка, включая поверхности излучателей, относительно остальных поверхностей помещения:

$$\begin{aligned}
 & \sum_{i=1}^M (Q_{\text{рад}})_{\text{и-ст}} \bar{\psi}_{\text{и-ст}} + \sum_{i=1}^M (Q_{\text{рад}})_{\text{и-п}} \bar{\psi}_{\text{и-п}} + \sum_{i=1}^M (Q_{\text{рад}})_{\text{ст-ст}} \bar{\psi}_{\text{ст-ст}} + \\
 & + \sum_{i=1}^M (Q_{\text{рад}})_{\text{п-ст}} \bar{\psi}_{\text{п-ст}} + \sum_{i=1}^M Q_{\text{к}, i} + \sum_{i=1}^M Q_{\text{т}, i} = 0,
 \end{aligned}
 \tag{2.25}$$

где члены типа $\sum_{i=1}^M (Q_{\text{рад}})_{\text{и-ст}} \bar{\psi}_{\text{и-ст}}$ - соответственно суммарные лучистые тепловые потоки и средние коэффициенты облученности в системах: "излучатели-стены", "излучатели-пол", "стены-стены", "пол-стены". При этом считается, что теплоизлучающей поверхностью (индекс "И") является вся поверхность потолка с температурой, средней между температурами излучателей и потолка. Для помещений, длина и ширина которых значительно превосходят высоту (одноэтажные промышленные здания), с системами радиационного отопления с ленточными излучателями, лучистый теплообмен приблизительно рассматривается как теплообмен между параллельными поверхностями конечных размеров (полом и потолком) и поверхностями конечных размеров под углом 90° (между потолком и наружными стенными ограждениями). При этом:

$$\bar{\varphi}_{н-п} = \frac{1}{\pi xy} \left[\frac{1}{2} \ln \frac{(1+x^2)(1+y^2)}{1+x^2+y^2} + \sqrt{1+x^2} \operatorname{arctg} \frac{y}{1+x^2} + \right. \\ \left. + x\sqrt{1+y^2} \operatorname{arctg} \frac{x}{1+y^2} - \operatorname{arctg} y - x \operatorname{arctg} x \right] \dots \\ \bar{\varphi}_{н-ст} = \frac{1}{\pi x} \left[x \operatorname{arctg} \frac{1}{x} + y \operatorname{arctg} \frac{1}{y} - \sqrt{x^2+y^2} \operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{x^2+y^2}} + \right. \\ \left. + \frac{1}{4} \ln \frac{(1+x^2)(1+y^2)}{1+x^2+y^2} + \frac{x^2}{4} \ln \frac{x^2(1+x^2+y^2)}{(1+x^2)(1+y^2)} + \frac{y^2}{4} \ln \frac{y^2(1+x^2+y^2)}{(1+y^2)(x^2+y^2)} \right], \quad (2.26)$$

где $x = \ell/h$ отношение длины и ширины $y = b/h$ поверхности к высоте помещения; $x = b/\ell$, $y = h/\ell$ - отношение ширины потолка и высоты стены к длине стены.

Для рассматриваемых помещений ($x = 8 \dots 10$, $y = 5 \dots 7$, $x_1 = 0,6 \dots 0,8$, $y_1 = 0,12 \dots 0,15$) средние значения коэффициентов облученности с потолка на пол составляют $\bar{\varphi}_{н-п} = 0,7 \dots 0,8$, а с потолка на стены $\bar{\varphi}_{н-ст} = 0,08 \dots 0,1$. При этом 70...80% лучистой энергии поступает на поверхность пола и оборудования, а остальное количество - на поверхности наружных стеновых ограждений, обращенные в помещение. Это позволяет поддерживать температуру их на заданном уровне.

При радиационном отоплении, в отличие от конвективного, температура воздуха в рабочей зоне помещения определяется из выражения для результирующей температуры с учетом прямого воздействия лучистого потока

$$t_n = \frac{\bar{\alpha}_n t_n + \bar{\alpha}_k t_k}{\bar{\alpha}_n + \bar{\alpha}_k} + t'_p, \quad (2.27)$$

где $\bar{\alpha}_n$ и $\bar{\alpha}_k$ - усредненные значения коэффициентов теплоотдачи излучением и конвекцией поверхности человека; t'_p - параметр, учитывающий прямое воздействие лучистого потока. t'_p по рекомендациям гигиенистов составляет примерно 20...30% от общего радиационно-конвективного воздействия тепловой обстановки в помещении. Расчеты автора показали, что за счет прямого воздействия лучистых потоков на поверхность человека, одинаковые в комфортном отношении условия в рабочей зоне помещения соблюдаются при радиационном отоплении при температуре воздуха на 12...14°C более низкой, чем при конвективном. Однако поддержание температуры воздуха на таком уровне требует подвода в рабочую зону лучистых тепловых потоков с достаточно высокой плотностью, что создает трудности при размещении излучателей в помещении. Поэтому снижение температуры воздуха при

радиационном отоплении рекомендуется принимать в пределах 3...7°C.

Подвижность воздуха в помещении зависит от многих факторов, главными из которых являются гравитационные и инерционные силы. При радиационном отоплении гравитационные силы формируются, в основном, вследствие конвективного теплообмена с нагретой лучистым теплом обстановкой рабочей зоны. Площадь этих источников значительно больше, а температура (25...30°C) значительно ниже, чем при конвективном отоплении. Поэтому плотность тепловой энергии, переносимой из рабочей в верхнюю зону, невелика, и общая подвижность воздуха в вертикальном направлении меньше, чем при конвективном отоплении. Инерционные силы, развиваемые приточными струями, превосходят гравитационные силы и способствуют снижению подвижности воздуха в вертикальном направлении. Анализ опытных данных показал, что скорость восходящих потоков при конвективном отоплении составляет $V_{\text{восх}} = 1...1,8$ м/с, при радиационном - в среднем $V_{\text{восх}} = 0,5...0,6$ м/с. Скорости восходящих потоков связаны со скоростями нисходящих потоков $V_{\text{нисх}}$, омывающих вертикальные ограждения и определяющих коэффициент конвективной теплоотдачи согласно формуле $\alpha_{\text{кон}} = 8,2 V_{\text{нисх}}^{0,9}$.

Теплопотери через ограждения в достаточно сильной степени зависят от характера распределения температуры воздуха по высоте помещения, оказывающей влияние на температуру верхних горизонтальных и частично вертикальных ограждений. Эти потери удобно представить в виде суммы теплопотерь при безградиентном по высоте режиме и дополнительных теплопотерь, связанных с градиентом температуры по высоте:

$$Q_m^0 = (\sum F_{\text{гo}} K_{\text{гo}} + \sum F_{\text{вo}} K_{\text{вo}})(t_{\text{в3}} + t_{\text{н}}) + (\sum F_{\text{гo}} K_{\text{гo}} + 0,5 \sum F_{\text{вo}} K_{\text{вo}})(t_{\text{вх}} + t_{\text{в3}}) = Q_m^{\text{гo}} + \Delta Q_m^{\text{вo}}, \quad (2.28)$$

$\Delta Q_m^{\text{вo}} = Q_m^{\text{гo}} \left[\frac{(\alpha - 0,5\beta)h}{t_{\text{в3}} - t_{\text{н}}} \right] \frac{t_{\text{вх}} - t_{\text{н}}}{h}$; α, β - относительные значения теплопотерь через горизонтальные и вертикальные ограждения:

$$\alpha = \frac{\sum F_{\text{гo}} K_{\text{гo}}}{\sum F_{\text{гo}} K_{\text{гo}} + \sum F_{\text{вo}} K_{\text{вo}}}; \quad \beta = \frac{\sum F_{\text{вo}} K_{\text{вo}}}{\sum F_{\text{гo}} K_{\text{гo}} + \sum F_{\text{вo}} K_{\text{вo}}}$$

Общее снижение теплопотерь через наружные ограждения при радиационном отоплении, по сравнению с конвективным, составляет: для помещений $h < 10$ м в среднем 5 %, для помещений $h > 10$ м - в среднем 10 %. При этом, за счет снижения облученности вертикальных ограждений, температуры воздуха и его подвижности достигается 70...80 % общей величины снижения теплопотерь, за счет уменьшения нагретости ограждений верхней зоны - 20...30 %. В практике проек-

тирования центральных систем радиационного отопления можно пользоваться более простой формулой

$$Q_m^p = Q_m^k \cdot K', \quad (2.29)$$

где Q_m^k - теплотери при конвективном отоплении; $K' = 0,95$ - осредненное значение коэффициента, учитывающего снижение теплотери при радиационном отоплении.

Балансовое уравнение (2.24) содержит величину t_{yx} , значение которой входит в формулу для параметра $m = (t_{az} - t_n) / (t_{yx} - t_n)$ и сложным образом зависит от многих факторов теплового и воздушного режимов помещения. В общем случае зависимость параметра m можно представить в виде:

$$\frac{t_{az} - t_n}{t_{yx} - t_n} = f(\rho, h, F_{ro}, \bar{K}_{ro}, F_{a, \alpha}, \bar{K}_{a, \alpha}, G'_a, C_a, \bar{\epsilon}_{rc}, \bar{\epsilon}_{nc}), \quad (2.30)$$

где ρ , h - периметр и высота помещения; индексы г.о., в.о. относятся к горизонтальным и вертикальным ограждениям; G'_a, C_a - количество воздуха, циркулирующего через горизонтальное сечение помещения и его средняя теплоемкость; $\bar{\epsilon}_{rc}, \bar{\epsilon}_{nc}$ - средние значения энергии тепловых потоков и приточных струй в помещении. Вид зависимости (2.31) получен на основании опытных данных:

$$\frac{t_{az} - t_n}{t_{yx} - t_n} = \exp\left(-\frac{K\rho h + F_{ro} \cdot \bar{K}_{ro}}{G'_a C_a \alpha_1 \alpha_2}\right), \quad (2.31)$$

где $K = [K_{nc} + \rho'(K_o - K_{nc})] \cdot K_g$; K_{nc}, ρ', K_o, K_g соответственно коэффициенты, определяющие теплопередачу стен; отношение площади оконных проемов к площади стен; добавки к теплотериям; $\alpha_1 = \sqrt{T_{ro}/T_{az}}$ при $U_{ro} < 10$ м/с; $\alpha_1 = \sqrt{U_{ro}/T_{az}}$ при $U_{ro} > 10$ м/с - коэффициент, учитывающий энергию приточных струй, вносимую в воздушную среду помещения; $\alpha_2 = (1/\eta_k)^2$ - коэффициент, учитывающий энергию тепловых потоков в помещении; η_k - отношение конвективной теплоотдачи источников теплоты (излучателей) к общей теплоотдаче.

Область применения (2.31) включает помещения объемом 20... 100 тыс. м³, высотой 4...25 м, с различной степенью теплозащиты наружных ограждений, температурой воздуха в рабочей зоне 10...22°C, при наружной температуре до -40°C, при подаче приточного воздуха в нижнюю и удалении из верхней зоны и характеристиках $Q_p/Q_m = 0,15...$ 2,5, $\psi_g = 55 \pm 5\%$; $U_g = 0,1...0,3$ м/с.

Анализ выражения (2.31) показывает, что при $Q_m = const; Q_v = const$ с возрастанием лучистой составляющей теплопереноса, характеризуемой α_2 , значение \bar{m} возрастает, а t_{yx} уменьшается в соответ-

Таблица I

Значения m и t_{yx}	Структура теплопереноса между источниками и стоками теплоты, %			
	конв. -80 рад. -20	конв. -50 рад. -50	конв. -40 рад. -60	конв. -20 рад. -80
m	0,650	0,860	0,920	0,980
t_{yx}	39	24	22	19

С увеличением кратности воздухообмена ($Q_m = const$), значения m возрастают: темп его возрастания при радиационном отоплении выше, чем при конвективном. С понижением теплозащитных качеств ограждений ($Q_v = const$) значения m снижаются: темп снижения при радиационном отоплении ниже, чем при конвективном.

В практике проектирования расход теплоты на компенсацию теплопотерь при вентиляции помещения рекомендуется определять по следующей зависимости:

$$Q_v^p = Q_v^k \cdot K'' \quad (2.32)$$

где Q_v^k - расход теплоты на вентиляцию при конвективном отоплении; K'' - коэффициент пересчета значений Q_v^k и Q_v^p . Его значения приведены в таблице 2.

Таблица 2

$\frac{Q_v}{Q_m}$	Коэффициенты K'' применительно к заменяемому виду отопления			
	Паровое	Воздушное с расср. подачей воздуха	Воздушное с сосред. подачей воздуха	Средние значения

Общую максимальную потребность здания в тепле при радиационном отоплении на стадии проектирования рекомендуется определять по выражению:

$$Q_0 = Q_m^k \cdot K' + Q_v^k \cdot K'' \quad (2.33)$$

Условия комфортности тепловой среды помещения

Целью расчета условий комфортности теплового режима помещения является получение такого сочетания основных микроклиматических параметров (температуры воздуха t_a , средней радиационной температуры помещения относительно поверхности человека t_{ra}) во взаимосвязи с температурой t_{ora} , степенью черноты ϵ_{orp} , относительной влажностью воздуха φ_a , теплопродукцией M , характером физической работы W , теплозащитными качествами одежды $R_{ог}$, при кото-

ром ожидаемое теплоощущение человека в центре помещения будет комфортным. При этом должно выполняться уравнение теплового баланса $S = M - W - Q_c - Q_k - Q_r = 0$, где Q_c , Q_k , Q_r - теплоотдача человека соответственно испарением, конвекцией и радиацией. Комфортность радиационного теплового режима определяется таким уровнем поля радиационной энергии, при котором в любой точке помещения соблюдается комфортный радиационный баланс человека: теплоотвод с поверхности кожи должен быть не менее $11,6$ и не более $55...60$ Вт/м².

На основании решения уравнений радиационно-конвективного теплообмена человека в помещении, записанных относительно результирующей температуры помещения t_n , с использованием опытных данных, получены выражения для определения условий комфортности теплового режима помещения при центральном и местном радиационном отоплении:

$$t_n = (0,48 \dots 0,35)t_a + (0,52 \dots 0,65)t_R, \quad (2.34)$$

$$t_n = (0,30 \dots 0,32)t_a + (0,7 \dots 0,68)t_R. \quad (2.35)$$

Выражение (2.34) относится к помещениям при центральном радиационном отоплении ($t_0 = 13...16^\circ\text{C}$, $t_{\text{воз}} = 7...10^\circ\text{C}$, $t_R = 20...26^\circ\text{C}$, $v_0 = 0,1...0,3$ м/с, $\varphi_0 = 60 \pm 5\%$, $R_{\text{ог}} = 0,16...0,18$ м²·°C/Вт, человек в состоянии покоя). Для помещений со средней остекленностью наружных ограждений и скоростью воздуха в рабочей зоне не превышающей нормативную, следует принимать меньшие значения коэффициентов; для сильно аэрируемых с повышенной остекленностью - большие. Значения t_n в условиях радиационного отопления с учетом выполняемой работы: состояние покоя - $t_n = 20^\circ\text{C}$; очень легкая работа - $t_n = 10^\circ\text{C}$; легкая работа - $t_n = 18...16^\circ\text{C}$; работа средней тяжести - $t_n = 16...13^\circ\text{C}$; тяжелая работа - $t_n = 13...10^\circ\text{C}$.

Выражение (2.35) дает границы комфортных значений параметров теплового режима в помещениях с местным радиационным обогревом ($t_0 = 7...10^\circ\text{C}$); $v_0 = 0,5...0,7$ м/с; $\varphi_0 = 60 \pm 10\%$; $t_R = 25...45^\circ\text{C}$; $R_{\text{ог}} = 0,16...0,18$ м²·°C/Вт; состояние покоя). При этом t_R соответствует средней радиационной температуре относительно корпуса человека (исключая поверхность головы).

На основании решения уравнения радиационного теплообмена человека в условиях помещения получены выражения для определения условий комфортности радиационного теплового режима помещения. В терминах плотности поля радиационной энергии в рабочей зоне помещения условие комфортности радиационного режима представляется в виде:

$$(E_{\text{раг}})_{\text{max}} = 445 \pm 5 \text{ Вт/м}^2; (E_{\text{раг}})_{\text{min}} = 403 \pm 5 \text{ Вт/м}^2, \quad (2.36)$$

где $(E_{\text{рад}})_{\text{max}}$ и $(E_{\text{рад}})_{\text{min}}$ — максимальная и минимальная плотности радиационного поля в рабочей зоне помещения при условии, что соблюдаются значения температуры воздуха и других параметров по (2.35). В допустимых температурах излучателей ($T_{\text{пан}}^{\text{н}}$), установленных на одной высоте, условие комфортности радиационного теплового режима представляется в виде

$$T_{\text{пан}}^{\text{н}} = \frac{\kappa'_i \bar{\epsilon}_i \theta_0 T_{\text{пан}} \cdot F_i - E_{\text{рез},i} \cdot F_i}{\bar{\psi}_{\text{г-г}} \theta_0 \cdot F_j}, \quad (2.37)$$

где κ'_i — коэффициент конвективной теплоотдачи излучателей, %;
 $\bar{\epsilon}_i, \bar{\epsilon}_j$ — средние степени черноты кожи и поверхности излучателей;
 $T_{\text{пан}}$ — направленная радиационная температура помещения относительно поверхности головы; $\bar{\psi}_{\text{г-г}}$ — средний коэффициент облученности поверхности головы излучателями.

Размещение излучателей в помещении

Целью расчета является выбор такой схемы размещения излучателей, когда в рабочей зоне помещения соблюдается условие комфортности радиационного теплового режима ($E = 420 \pm 25 \text{ Вт/м}^2$) и обеспечивается рекомендуемая равномерность распределения лучистой энергии относительно поверхности пола ($S' = 5 \dots 10 \%$).

Рассматриваются два случая: а) излучатели в виде узких сплошных панелей размещены на одной высоте z , расстояние между центрами полос b , температура $T_{\text{п}}$; б) излучатели с различными геометрическими характеристиками размещены на разных высотах:

а) цель расчета — определить зависимости между величинами z , b , E , S' .

Проверяется, обеспечивается ли при принятой по конструктивным соображениям высоте установки излучателей требуемая плотность радиационного поля в рабочей зоне:

$$E_{\text{рез},i} = \sum_j \theta_0 \bar{\epsilon}_i T_{\text{п}}^4 \bar{\psi}_{\text{п-г}} - \theta_0 T_i^4 \bar{\epsilon}_i \bar{\psi}_{\text{г-г}}, \quad (2.38)$$

$$E_{\text{рез},j} = \sum_i \theta_0 \bar{\epsilon}_i T_{\text{п}}^4 \bar{\psi}_{\text{п-г}} - \theta_0 T_j^4 \bar{\epsilon}_j \bar{\psi}_{\text{г-г}}, \quad (2.39)$$

где $F_i(T_i; \bar{\epsilon}_i)$; $F_j(T_j; \bar{\epsilon}_j)$ — площадки на поверхности поля в центре помещения (плотность поля максимальная) и возле наружных ограждений (плотность поля минимальная). Значения t_i и t_j следует принимать: $t_i = t_{\text{в}} + 2 \dots 3^{\circ}\text{C}$; $t_j = t_{\text{в}}$. Значения ψ вычисляются алгебраическим способом с учетом конкретных размеров помещения.

Равномерность поля радиационной энергии на поверхности поля оценивается параметром $S' = (Q_{\text{max}} - Q_{\text{min}}) / Q_{\text{ср}}$, где $Q_{\text{max}} = Q_{\text{ср}} + Aq$; $Q_{\text{min}} = Q_{\text{ср}} - Aq$; Aq — амплитуда колебания суммарно-

го лучистого теплового потока. Поле радиационной энергии представляется в виде суммы гармонических колебаний (волн) с изменяющимися в плоскостях x, y параметрами:

$$\frac{\partial^2 Q}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 Q}{\partial y^2} = 0. \quad (2.40)$$

Предполагается, что с увеличением расстояния от излучателей изменение (уменьшение) амплитуды колебания суммарного потока лучистой энергии происходит в соответствии с выражением:

$$Q(x, y) = \sum_{n=0}^{\infty} Q_{n(y)} \frac{\cos 2\pi n x}{\delta}, \quad (2.41)$$

где $Q(x, y)$ - величина суммарного потока лучистой энергии в какой-либо точке на плоскости; $Q_{n(y)}$ - амплитуда колебания поля на плоскости. Амплитуда колебания суммарного лучистого потока, чтобы удовлетворять (2.40) и (2.41), должна иметь затухающий характер и описываться выражением:

$$Q_{n(y)} = m Q_{cp} \left[\exp - \frac{2\pi k z}{\delta} \right], \quad k = 1, 2, 2... \quad (2.42)$$

где m - число, характеризующее равномерность поля лучистой энергии, при $m = 0, A_0 = 0$. Максимальное и минимальное значение при этом будет

$$Q(x, y)_{max} = Q_{cp} + Q_{cp} m \left[\exp - \frac{2\pi k z}{\delta} \right], \quad (2.43)$$

$$Q(x, y)_{min} = Q_{cp} - Q_{cp} m \left[\exp - \frac{2\pi k z}{\delta} \right]. \quad (2.44)$$

Подставляя (2.43) и (2.44) в выражение для S' получим искомую зависимость. При комфортном радиационном режиме поле лучистой энергии в рабочей зоне помещения, как показали исследования автора, характеризуется величиной m равной примерно 75. Для $m = 75$ зависимость S' от δ/z имеет вид:

δ/z	0,78	0,86	0,91	0,98	1,01	1,04	1,06
S'	5	10	15	25	30	35	40

б) цель расчета - при принятой из конструктивных соображений схеме размещения излучателей определить значения E и S' в рабочей зоне и внести, при необходимости, коррективы в схему размещения излучателей.

На поверхности пола выбираются контрольные точки, где по предположению суммарная плотность потока лучистой энергии имеет максимальными значениями (т.т. A', B'). Пусть F_1 и F_2 поверхности соответственно одного излучателя и площадки в зоне т. A' ,

J_1 - интенсивность полусферического излучения на расстоянии l м по нормали к поверхности этого излучателя; Ω - телесный угол, под которым видна площадка F_2 со стороны F_1 ; α_1 и β_1 - углы излучения и облучения.

Интенсивность облучения F_2 при этом будет:

$$J_{F_1-F_2} = J_1 \cdot F_1 \cos \alpha_1 \Omega. \quad (2.45)$$

Подставляя в (2.45) $\Omega = F_2 \cos \beta_1 / S_1^2$ и пренебрегая размерами получим:

$$J_{F_1-F_2} = J_1 \cdot F_1 \frac{\cos \alpha_1 \cdot \cos \beta_1}{S_1^2}. \quad (2.46)$$

При этом собственное излучение F_2 может быть учтено путем замены S на Z :

$$J_{F_1-F_2} = J_1 \cdot F_1 \frac{\cos \alpha_1 \cdot \cos \beta_1}{Z^2}. \quad (2.47)$$

В каждой из контрольных точек по выражениям типа (2.47) определяется суммарная интенсивность радиационного поля от n излучателей:

$$J'_A = J_1 F_1 \frac{\cos \alpha_1 \cos \beta_1}{Z^2} + J_2 F_2 \frac{\cos \alpha_2 \cos \beta_2}{Z^2} + \dots + J_n F_n \frac{\cos \alpha_n \cos \beta_n}{Z^2},$$

$$J'_B = J_1 F_1 \frac{\cos \alpha'_1 \cos \beta'_1}{Z^2} + J_2 F_2 \frac{\cos \alpha'_2 \cos \beta'_2}{Z^2} + \dots + J_n F_n \frac{\cos \alpha'_n \cos \beta'_n}{Z^2}.$$

Равномерность поля лучистой энергии определяется по выражению:

$$J_{CB} = [(J'_A - J'_B) / J_{CB}] \cdot 100, \%. \quad (2.49)$$

Местное радиационное отопление

Расчет местного радиационного отопления включает определение тепловой мощности системы, расположения излучателей в зоне обогрева и требуемой температуры излучателей. При этом задаются средние температуры воздуха и ограждений в помещении t_a, t_{op} ; характер работы, выполняемой человеком на фиксированном рабочем месте; результирующая температура, соответствующая характеру работы t_n ; размеры рабочей зоны; тип, размеры, теплоотдача (лучистая и конвективная), максимальная температура, степень черноты теплоотдающей поверхности излучателей; скорость движения воздуха в рабочей зоне и др. Расчет может производиться относительно поверхности человека или относительно зоны, где необходимо создать комфортные условия.

Представляя расчетную поверхность в виде цилиндра площадью F_4 , равной площади поверхности тела человека в условиях лучистого теплообмена, по выражению (2.35) определяем среднюю радиационную температуру t_A относительно F_4 и значение лучистого теплового потока Q_4 , соответствующего значению t_A : $E_n = \epsilon_n \sigma_0 T_A^4$; $Q_4 = E_n \cdot F_4$.

Принимаются количество (исходя из необходимости обеспечения Q_4 с коэффициентом запаса $K = 2$) излучателей n и схема их размещения (исходя из необходимости равномерного облучения поверхности F_4).

Определяется фактическая мощность системы из n излучателей с учетом геометрии их размещения:

$$Q_{ф.о} = \frac{Q_4 + \sum Q_{\text{св.р.и}} \bar{\Psi}_{\text{р.и}} - F_{\text{св.р.и}}}{\bar{\Psi}_{\text{р.и}} - F_i}, \quad (2.50)$$

где $Q_{\text{св.р.и}}$ – собственное излучение расчетной поверхности при температуре, соответствующей приближенно значению комфортной температуры на поверхности одежды человека при радиационном отоплении (28°C); $\bar{\Psi}_{\text{р.и}} - F_{\text{св.р.и}}$, $\bar{\Psi}_{\text{р.и}} - F_i$ – коэффициенты облученности с расчетной поверхности на поверхность ограждений и с поверхности излучателей на расчетную поверхность.

Требуемые температуры излучателей определяются по выражениям

$$t_n = t_A / \bar{\Psi}'_{\text{р.и}} - F_i, \quad (2.51)$$

где $\bar{\Psi}'_{\text{р.и}} - F_i$ – средний коэффициент облученности расчетной поверхности одиночным излучателем.

При зональном расчете фактической тепловой мощности системы обогрева на поверхности зоны обогрева выбирается несколько характерных точек (в центре и по углам), вычисляется суммарный лучистый тепловой поток в этих точках и принимается среднее значение относительно всей зоны. Оно должно соответствовать комфортному значению $E = 420 \pm 25 \text{ Вт/м}^2$ с учетом конвективной теплоты на поддержание заданной температуры воздуха. Суммарный лучистый тепловой поток в любой точке зоны обогрева определяется по выражениям:

$$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n J_{n,i} F_i \frac{\cos \alpha_i \cos \beta_i}{S_i^2} + \sum_{i=2}^n J_{n,2} F_2 \frac{\cos \alpha_2 \cos \beta_2}{S_2^2} + \dots + \sum_{i=n} J_{n,n} F_n \frac{\cos \alpha_n \cos \beta_n}{S_n^2},$$

где $J_{n,1}, J_{n,2}, \dots, J_{n,n}$ – лучистые полусферические тепловые потоки отдельных излучателей на расстоянии I м по нормали к поверхности; S_1, S_2, \dots, S_n – расстояния между центрами излучателей и облучаемой точкой.

При местном радиационном обогреве на открытом пространстве ориентировочная тепловая мощность системы определяется из расчета компенсации дефицита теплоты человека при заданных значениях температуры воздуха t_a , температуры окружающей обстановки t_{oa} , скорости воздуха v_a и других параметров

$$Q_{ac} = \{ [F_v \bar{\alpha}_k (t_{av} - t_n) + F_v^4 \bar{\alpha}_k (t_{av} - t_{oa})] 1,25 \} - M, \quad (2.53)$$

где t_{av} - температура на поверхности одежды ($20 \dots 25^\circ\text{C}$, $\bar{\alpha}_k = 23$, $\bar{\alpha}_k = 5 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$; M - теплопродукция человека в состоянии покоя; 1,25 - коэффициент, учитывающий теплотери при дыхании. Фактическая мощность системы обогрева определяется исходя из тех же предположений, что и в системах местного обогрева помещений.

2.4. Исследования теплового режима помещения

Температурная обстановка в помещении при радиационном отоплении принципиально иная, чем при конвективном: средние и направленные радиационные температуры в любой точке помещения (ниже излучателей) выше температур воздуха; общая нагретость рабочей зоны (пол, внутренние ограждения, оборудование) превышает нагретость верхней зоны (выше излучателей).

Распределение радиационной энергии в объеме помещения и соответствующее ему распределение температуры воздуха для расчетного количества излучателей со средней температурой $t_n = 100^\circ\text{C}$, установленных на высоте 10 м ($t_n = -20 \dots -25^\circ\text{C}$, $v^a = 0,1 \dots 0,2 \text{ м/с}$,

$\psi = 60 \pm 5 \%$) характеризуется следующими данными: на горизонтальной плоскости ($\ell = 2 \text{ м}$ от поверхности излучателей) максимальная плотность лучистого потока $E_{r2} = 690 \text{ Вт/м}^2$, равномерность поля лучистой энергии $S' = 35 \dots 40 \%$, средняя радиационная температура, соответствующая максимальной плотности, $t_r = 63^\circ\text{C}$, температура воздуха $t_a = 22^\circ\text{C}$. Относительно горизонтальных плоскостей, по мере удаления от излучателей, осредненные значения составляют: $E_{r0} = 477$; $S' = 25 \dots 30$; $t_r = 33$; $t_a = 21$; $E_{r0} = 430$; $S' = 10 \dots 15$; $t_r = 25$; $t_a = 20$; $E_{r0} = 417 \text{ Вт/м}^2$; $S' = 5 \dots 7 \%$; $t_r = 23^\circ\text{C}$; $t_a = 18^\circ\text{C}$.

С изменением основных расчетных параметров (t_n , h_n , Q_v/Q_m , t_n и др.) в пределах 30...50 %, значения этих величин поддерживаются на уровне: $E_{r0} = 390 \dots 445 \text{ Вт/м}^2$; $t_r = 20 \dots 26^\circ\text{C}$; $t_a = 14 \dots 20^\circ\text{C}$. При этом средние значения температур: пола - $17 \dots 22^\circ\text{C}$, потолка - $17 \dots 20^\circ\text{C}$, внутренних ограждений и оборудования - $24 \dots 26^\circ\text{C}$. Примерно такие же характеристики радиационно-температурной обстановки в рабочей зоне поддерживаются при установке излучателей с

$t_n = 900 \dots 1000^\circ\text{C}$ на высоте $h_m = 20$ м. Некоторые результаты исследования температурной обстановки в помещении при радиационном и конвективном отоплении приведены на рис. 1, 2.

Значения этих параметров достаточно хорошо ($\pm 2\%$) согласуются с результатами расчета их по приведенным ранее методикам. В рабочей зоне помещения справедливо (с погрешностью $\pm 1^\circ\text{C}$ выражение для комфортного сочетания t_R и t_S (2.34).

Аэроионный режим помещения ($E = 380 \dots 420$ Вт/м², $t_n = 0 \dots -10^\circ\text{C}$, $v = 0,1$ м/с, $\varphi_s = 50 \pm 10\%$, $t_s = 16 \dots 18^\circ\text{C}$, $t_{\text{воз}} = 18 \dots 20^\circ\text{C}$) при радиационном отоплении характеризуется следующими данными: концентрация легких отрицательных ионов без присутствия и с присутствием испытуемых составляет соответственно: $n_i^- = 766 \pm 56$ ед/см³; $n_s^- = 632 \pm 71$ ед/см³ при концентрации в наружном воздухе $n_{\text{со}}^- = 900$ ед/см³. При воздушном отоплении средняя концентрация легких отрицательных ионов составляет $n^- = 10 \dots 50$ ед/см³. Содержание легких отрицательных ионов в единице объема является важным показателем комфортности воздушной среды помещения.

Исследования показали, что при взаимодействии аэрозолей помещения с нагретыми до $900 \dots 1000^\circ\text{C}$ поверхностями излучателей, вследствие сил термо- и фотофореза, действующих в поле радиационного градиента, взвешенные в воздухе помещения пылевые частицы приобретают направленное движение и осаждаются на поверхности стоков теплоты (при отсутствии сильного конвективного перемешивания аэрозоля). При этом практически исключается оседание и возгорание пылевых частиц на теплоизлучающей поверхности газовых ик-излучателей даже в условиях сильного конвективного перемешивания аэрозоля.

Тепловая обстановка в помещении при радиационном отоплении характеризуется повышенными температурами поверхностей ограждений и оборудования по сравнению с температурами воздуха в непосредственной близости от этих поверхностей. При этом, вследствие поглощения падающего и собственного излучения поверхности парами воды в воздухе (в диапазоне длин волн $\lambda = 2,5 \dots 3,2$ и $\lambda = 5,2 \dots 6,8$ мкм поглощение максимальное), над поверхностью образуется слой воздуха с низкой ($\varphi = 20 \dots 40\%$) относительной влажностью. Такое сочетание микроклиматических факторов резко снижает радиационное выхолаживание и периодическое образование на поверхности оборудования и строительных конструкций конденсационной пленки влаги и тем самым способствует замедлению или полному устранению процессов атмосферной коррозии, главной причиной которой является повышенная относительная влажность воздуха.

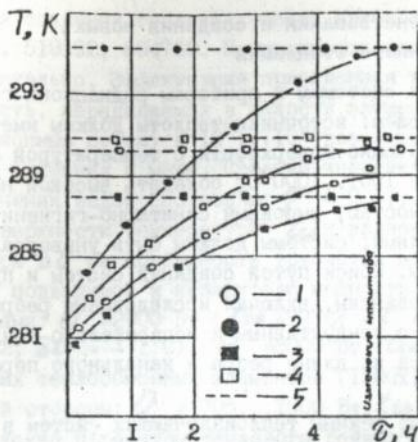


Рис. 1. Температурная обстановка в помещении ($t_H = -15-20^\circ\text{C}$; $v_B \leq 0,3 \text{ м/с}$; $\varphi_B = 60 \pm 5\%$) при уровне облученности, равном 400 Вт/м^2 ($t_R = 17^\circ\text{C}$):
 1 - средняя температура воздуха; 2 - то же потолка; 3 - то же наружных стен; 4 - то же пола; 5 - стационарные режимы.

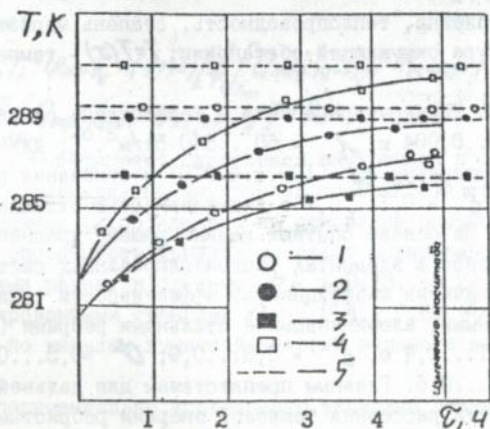


Рис. 2. Температурная обстановка в помещении ($t_H = -15-20^\circ\text{C}$; $v_B \leq 0,3 \text{ м/с}$; $\varphi_B = 60 \pm 5\%$) при уровне облученности, равном 415 Вт/м^2 ($t_R = 19,4^\circ\text{C}$):
 1 - средняя температура воздуха; 2 - то же потолка; 3 - то же наружных стен; 4 - то же пола; 5 - стационарные режимы.

2.5. Принципы совершенствования и создания новых систем радиационного отопления

Основные требования к системам и приборам радиационного отопления заключаются в следующем: источники теплоты должны иметь развитые по площади теплоотдающие поверхности с температурой близкой к равномерной, в диапазоне 100...1000°C, обладать высокой надежностью, хорошей регулируемостью, высокими санитарно-гигиеническими и экономическими показателями; системы должны быть универсальны по отношению к теплоносителям. Поиск путей создания систем и приборов, соответствующих этим требованиям, включал исследования ребристых теплоизлучающих элементов с кондуктивным и испарительно-конденсационным циклами теплопереноса по длине ребра и канального переноса лучистой энергии.

Исследовались тепловые режимы теплоизлучающих систем в виде труб для движения теплоносителя соединенных плавниковыми горизонтальными ребрами с изоляцией и без изоляции тыльной стороны в условиях принудительной конвекции воздуха. Численно решено дифференциальное уравнение, описывающее теплоперенос в ребристых нетеплоизолированных системах:

$$\delta \lambda \frac{d^3 T}{dx^3} - \lambda \kappa (T - T_s) - \epsilon \sigma_0 (T - T_s^4) = 0; 0 \leq x \leq \ell, \quad (2.54)$$

где δ , λ , ϵ - толщина, теплопроводность, степень черноты ребра; T_s - температура окружающей обстановки; $T = T(x)$ - температура по длине ребра.

Проанализированы температурные поля и теплоотдача систем с ребрами ($\delta = 0,001 \dots 0,004$ м, $\lambda = 60 \dots 340$ Вт/м²·°С; длиной до 2,5 м в диапазоне температур $t_0 = 100 \dots 400$ °С) у основания ребра): со степенью черноты $\bar{\epsilon} = 0,1 \dots 0,9$ с интенсивностью охлаждения $\lambda \kappa = 5 \dots 10$ Вт/м². На основе опытных данных решено уравнение, описывающее теплоперенос в элементах теплоизолированных систем такого типа. Средние значения коэффициентов эффективности теплоизлучающих элементов с медными, алюминиевыми и стальными ребрами ($\ell = 0,3 \dots 0,5$ м; $\delta = 0,001 \dots 0,4$ м, $\bar{\epsilon} = 0,8 \dots 0,9$; $\bar{v} = 0,5 \dots 0,6$ м/с) составляют $\eta = 0,4 \dots 0,6$. Главным препятствием для дальнейшего повышения эффективности рассеяния тепловой энергии ребристыми поверхностями с кондуктивным теплопереносом является низкая теплопроводность материалов ребер.

Идея и принципиальное решение использования замкнутых испарительно-конденсационных циклов переноса теплоты и массы в качестве

основы для создания теплоизлучающих приборов были предложены автором в а.с. 519592, 694769. Процессы теплопереноса исследовались экспериментально. Эффективная приведенная теплопроводность (тепловая мощность, передаваемая в полости элементов испарительно-конденсационным путем) в $10^8 \dots 10^9$ раз выше теплопроводности элементов из алюминия и меди. Средние значения эффективности ребра при заполнении водой составляют $\eta = 0,9 \dots 0,95$. Зависимость средней по поверхности температуры t_{cp} и равномерности распределения температуры Δt на поверхности трубчатых элементов, заполненных водой, от подводимой к испарителю мощности характеризуется следующими цифрами: $Q = 2900$ Вт ($t_{cp} = 77^\circ\text{C}$; $\Delta t = \pm 1^\circ\text{C}$); $Q = 5100$ Вт ($t_{cp} = 132$; $\Delta t = \pm 1^\circ\text{C}$); $Q = 8000$ Вт ($t_{cp} = 277$, $\Delta t = \pm 1,5^\circ\text{C}$). Для плоских теплообменных элементов (1500x1000 мм) с теплоизоляцией тыльной стороны: $Q = 700 \dots 1000$ Вт, $t_{cp} = 110$, $\Delta t = \pm 1^\circ\text{C}$. Получены также параметры теплового режима цилиндрических и плоских элементов, заполненных дифенилом, натрием и аммиаком в диапазоне температур $10 \dots 700^\circ\text{C}$.

Идея и принципиальное устройство для передачи лучистой энергии по каналам были предложены автором в а.с. 379815. Теплоперенос лучистой энергии в круглом канале диаметром D , длиной L при температурах в начале канала (условного диска со степенью черноты ϵ_1) $T_1(F_1)$ и в конце канала (условного диска ϵ_2) $T_2(F_2)$ описывается уравнением:

$$\sum_i \epsilon_i \sigma T_i^4 \varphi_{F_i, F_j} + (1 + \alpha) \left[\sum_{F_{ст}} Q_{поп, F_i, F_{ст}} \cdot \varphi_{F_i, F_{ст}} \right] + \alpha \left[\sum_{F_{ст}} Q_{поп, F_i, F_{ст}} \cdot \varphi_{F_i, F_j} \right] = 0, \quad (2.55)$$

где α - коэффициент ограждения внутренней поверхности;

$F_{i, ст}$ - площадка на внутренней поверхности стенки канала.

Уравнение (2.55) решено на основании опытных данных. Теплопередающая способность каналов со слабо полированными внутренними поверхностями равна, в среднем, $\eta_k = 0,13 \dots 0,22$, для каналов с хорошо полированными стенками $\eta_k = 0,4 \dots 0,65$ ($L/D = 4 \dots 8$). При передаче по каналам лучистой энергии видимого диапазона, $\eta_k = 0,9 \dots 0,95$.

Экспериментально исследованы тепловые режимы (плотность излучения, лучистый к.п.д., излучательная способность, температуры) газовых ик-излучателей, теплотехнические характеристики (теплоотдача, температурные поля) электрических излучательных элементов. Получены эмпирические формулы для определения облученности и средней температуры источников в зависимости от высоты установки, температур ог-

раждений, воздуха и других параметров.

2.6. Разработка и исследование новых систем радиационного отопления

На базе результатов исследований теплового режима помещения, теплообменных элементов нового типа, разработаны новые (защищенные 20 авторскими свидетельствами) центральные и местные системы радиационного отопления, использующие в качестве теплоносителей воду, пар, газ, электроэнергию и солнечную энергию. Изготовлены опытные образцы и исследованы тепловые режимы (общая и лучистая теплоотдача, теплосъем с единицы массы и др.) излучателей с кондуктивным, испарительно-конденсационным циклами теплопереноса в элементах конструкции, а также теплотехнические характеристики систем с канальным переносом лучистой энергии. Качественно новыми свойствами систем являются высокая равномерность ($\Delta t = 1 \dots 1,5^\circ\text{C}$) температур теплоотдающих поверхностей больших по размерам (до 10 м^2) источников теплоты в диапазоне $100 \dots 400^\circ\text{C}$; полный отвод продуктов сгорания при использовании в излучателях газового топлива; существенные упрощения при использовании в качестве теплоносителя пара низкого, среднего и высокого давления; совмещение (путем подачи воздуха в теплоизлучающие панели) функций приточной вентиляции; высокая ветроустойчивость излучателей, используемых в системах местного обогрева на открытом пространстве и др.

Теплоотдача 1 м^2 излучателей в диапазоне температур теплоизлучающих поверхностей $100 \dots 400^\circ\text{C}$ составляет $1500 \dots 10000 \text{ Вт}$, из них 60% лучеиспусканием. Осредненные значения теплосъема излучателей в диапазоне температур $100 \dots 900^\circ\text{C}$ составляют: при температуре $t_{\text{н}} = 100^\circ\text{C}$ (104 Вт/кг), $t_{\text{н}} = 200^\circ\text{C}$ (143 Вт/кг), $t_{\text{н}} = 250^\circ\text{C}$ (212 Вт/кг), $t_{\text{н}} = 300^\circ\text{C}$ (255 Вт/кг), $t_{\text{н}} = 900^\circ\text{C}$ (540 Вт/кг). Сравнение по этому показателю излучателей с отопительными приборами конвективного типа (ребристыми трубами, радиаторами, гладкотрубными регистрами, конвекторами, калориферами) показывает, что при температуре $t_{\text{н}} = 100 \dots 150^\circ\text{C}$ теплосъем излучателей сравним с конвекторами ($60 \dots 100 \text{ Вт/кг}$), при $t_{\text{н}} = 200^\circ\text{C}$ он примерно равен теплосъему в калориферах ($150 \dots 180 \text{ Вт/кг}$), а при $t_{\text{н}} > 200^\circ\text{C}$ теплосъем излучателей превышает теплосъем калориферов (при $t_{\text{н}} = 900^\circ\text{C}$ примерно в 3 раза). Относительно высокая эффективность использования металла в излучателях достигнута главным образом за счет температурного режима.

Предложенные пути совершенствования систем радиационного отопления могут быть использованы для создания новой техники в других

областях. На уровне авторских свидетельств и технически обоснованных принципиальных решений предложены системы радиационного отопления, совмещенные с системами кондиционирования воздуха (системы радиационного отопления поддерживают температуры поверхностей на заданном уровне, — системой кондиционирования воздуха — остальные микроклиматические параметры); системы теплозащиты (путем экранирования источников теплоты устройствами испарительно-конденсационного типа) и охлаждения помещений с избыточными тепловыделениями; радиаторы для жилых и общественных зданий; технологические установки для интенсификации тепломассообменных технологических процессов при производстве сборного железобетона, строительстве зданий из монолитного железобетона, производстве гидроизоляционных работ.

2.7. Техничко-экономическая эффективность систем радиационного отопления

Экономичность радиационного отопления достигается вследствие ряда факторов, главными из которых являются более низкая (в среднем на $5...7^{\circ}\text{C}$ по сравнению с нормируемой при конвективном) температура воздуха в рабочей зоне и существенно более равномерное распределение ее по высоте помещения (температура верхней зоны превышает температуру рабочей зоны в среднем на $2...4^{\circ}\text{C}$); направленный характер лучистого теплопереноса в помещении ($70...80\%$ лучистой энергии направляется в нижнюю зону и поглощается нижними горизонтальными ограждениями и оборудованием) позволяющий поддерживать температуру поверхностей вертикальных наружных ограждений, обращенных в помещение, на более низком уровне, чем средняя температура в рабочей зоне; возможность местного обогрева отдельных зон, с поддержанием в остальном объеме температуры на уровне $7...10^{\circ}\text{C}$; более высокие энергетические параметры теплоносителей, используемых в системах радиационного отопления. В среднем (в зависимости от принимаемого аналога конвективной системы) снижение материальных затрат на устройство систем радиационного отопления составляет $10...15\%$ тепловой энергии при эксплуатации систем (с учетом расходов на вентиляцию на $35...45\%$). При местном радиационном отоплении помещений снижение материальных затрат составляет $40...50\%$, тепловой энергии — в $1,5...2$ раза.

Разработана методика и выполнены расчеты технико-экономической эффективности систем радиационного отопления применительно к отдельному объекту и в масштабах отрасли. Для здания размером $132 \times 54 \times 14$ м площадью 7000 м^2 с осредненными значениями наружных

температур, характерных для районов с умеренным климатом ($-25 \dots -30^{\circ}\text{C}$), запроектированы варианты-аналоги конвективного отопления (паровое с ребристыми трубами, воздушное с автономными отопительными агрегатами, воздушное с сосредоточенной подачей воздуха) и радиационное отопление с ленточными жидкостными излучателями ($t_{\text{н}} = 100^{\circ}\text{C}$) и газовыми ик-излучателями ($t_{\text{н}} = 400 \dots 900^{\circ}\text{C}$). Капитальные затраты (прямые и сопряженные), стоимость эксплуатации систем, приведенные затраты (руб/год) по вариантам систем составляют соответственно: паровая с ребристыми трубами (29091, 7863, II353); воздушная с автономными агрегатами (27550, 8056, II356); воздушная с сосредоточенной подачей воздуха (23627, 6927, 9767); радиационная с ленточными излучателями (19849, 5436, 7816); радиационная с газовыми излучателями (12275, 3180, 4650). Приближенные значения экономического эффекта, который может быть получен при использовании систем радиационного отопления на 10% (25 млн. кв.м) производственной площади, ежегодно вводимой в эксплуатацию, характеризуются данными таблицы 3.

Таблица 3

Системы радиационного отопления	Экономический эффект (млн.руб./год) от применения радиационного отопления помещений общей площадью 25 млн.кв.м взамен конвективного отопления		
	с ребристыми трубами	с рассредоточенной подачей воздуха	с сосредоточенной подачей воздуха
с жидкостными излучателями	12,6	9,4	6,9
с газовыми излучателями	23,9	23,9	18,2

Разработана методика и выполнены расчеты энергетической (по расходам топлива) эффективности применения систем радиационного отопления на площади 25 млн.кв.м производственных зданий. Экономия топлива по сравнению с конвективным отоплением, составляет 2,8 млн. т.у.т. в год.

1. Сформулирована полная система уравнений и краевые условия к ним, описывающие процессы теплообмена в помещении при радиационном отоплении в условиях наиболее полно приближенным к действительным, когда среда помещения и граничные поверхности селективно излучают, поглощают, рассеивают и отражают тепловое излучение; радиационные характеристики среды и граничных поверхностей переменны; процесс радиационного теплообмена сопровождается процессами конвективного, кондуктивного и струйного теплообмена, теплоперенос между источниками и стоками теплоты происходит в нестационарном режиме.

2. Получены приближенные решения системы уравнений теплопереноса в помещении при условиях, когда воздушная среда помещения ослабляет тепловое излучение и является лучепрозрачной. Ослабляющее воздействие воздушной среды учитывалось с помощью обобщенных угловых коэффициентов, включающих и поглощательные способности поверхностей. Решение уравнений теплопереноса для лучепрозрачной среды получено в двух постановках: когда граничные поверхности достаточно сильно отражают тепловое излучение ($\bar{\epsilon} < 0,85$) и когда отражение граничных поверхностей слабое ($\bar{\epsilon} > 0,85$). Лучистый теплоперенос в системе поверхностей учитывался с помощью разрешающих угловых коэффициентов, включающих и поглощательные способности поверхностей.

3. Проведено комплексное экспериментально-аналитическое исследование процессов теплообмена в помещении при радиационном отоплении зданий. Получены зависимости для определения параметров теплового режима помещения: количества теплоты для компенсации теплопотерь через наружные ограждения здания Q_m^0 и при вентиляции помещения Q_v^0 ; температурной обстановки в рабочей зоне помещения (температур воздуха t_a , средней радиационной t_r , результирующей t_n) распределения температуры воздуха по высоте помещения с учетом энергии приточных струй и тепловых потоков (параметр $m = (t_{a3} - t_n) / (t_{yx} - t_n)$; температуры воздуха, удаляемого из помещения при вентиляции t_{yx} . Предложена формула для вычисления параметра m как функции коэффициентов теплопередачи ограждающих конструкций здания K , коэффициентов, учитывающих энергию приточных струй и структуру теплопередачи источников излучения α_1, α_2 ; геометрии помещения (периметра P , высоты h).

4. В результате анализа экспериментальных данных сформулированы и обоснованы выражения для оценки комфортности теплового режима

помещения при радиационном отоплении через результирующую температуру помещения t_n в зависимости от температуры воздуха t_a ; средней радиационной температуры помещения t_R , температуры и степени черноты ограждений t_{ora}, ϵ_{ora} ; относительной влажности воздуха ψ_a , характера физической работы W и теплозащитных качеств одежды $R_{ог}$, а также рекомендации по оценке комфортности радиационного теплового режима помещения в записи через плотность поля радиационной энергии в рабочей зоне помещения ($E_{раг}$) $_{max}, (E_{раг})_{min}$.

5. В результате анализа характера распределения суммарного потока лучистой энергии от n излучателей в полусфере и на поверхности конечных размеров, получены расчетные зависимости значений комфортной плотности облучения поля помещения $E_{ком}$ и равномерности распределения лучистой энергии относительно поверхности пола S' от высоты установки излучателей h , температуры и интенсивности полусферического излучения источников T_n и J_n , расстояния между излучателями δ и параметров, характеризующих теплофизические особенности помещения.

6. Проведено экспериментально-аналитическое исследование особенностей распределения суммарного лучистого потока от n источников, произвольно расположенных в пространстве, относительно поверхности вертикального цилиндра (модель поверхности человека) и ограниченной поверхности пола помещения.

Получены данные для определения количества лучистой теплоты, необходимой для создания комфортных температурных условий на рабочем месте или в зоне обогрева Q_R в зависимости от температур воздуха и ограждений t_a, t_{ora} , размеров зоны (δ, e, h), подвижности воздуха v_a , геометрии расположения излучателей (количества n , высоты установки S , расстояния между излучателями z), температуры излучателей t_n , полусферических тепловых потоков излучателей J_n , результирующей температуры t_n , соответствующей характеру физической работы, выполняемой человеком на рабочем месте или в зоне обогрева.

7. Изучены особенности аэроионного состава воздушной среды помещения при радиационном отоплении и воздействия суммарного потока лучистой энергии от излучателей системы отопления на аэрозоли помещения и строительные конструкции здания. Установлено, что при плотности поля лучистой энергии в помещении соответствующей комфортным условиям в рабочей зоне ($E = 405 \dots 420 \text{ Вт/м}^2$) концентрация легких отрицательных ионов в одном куб. см воздуха в $10 \dots 15$ раз выше, чем при воздушном отоплении. Вследствие сил термо- и фосфореза, действующих в поле радиационного градиента от излу-

чателей с температурой 900...1000⁰С, взвешенные в воздухе пылевые частицы (при отсутствии других воздействий) приобретают направленное движение и осаждаются на поверхности стоков теплоты. При воздействии на поверхность строительных конструкций потоков лучистой энергии от источников отопления замедляются или полностью устраняются процессы атмосферной коррозии металлических и бетонных конструкций.

8. Разработана и осуществлена методика экспериментального изучения тепловых режимов теплоизлучающих систем с кондуктивным, испарительно-конденсационным и лучистым циклами теплопереноса в нагревателях. Получены опытные данные по теплоотдаче элементов систем в широком интервале изменения температуры при естественной конвекции окружающей среды.

9. Проведено экспериментальное исследование тепловых режимов газовых и электрических теплоизлучателей в условиях отапливаемого помещения. Получены опытные данные о границах изменения значений лучистого к.п.д., излучательной способности, теплоотдачи излучением и конвекцией, температурных полей излучателей. Предложены эмпирические зависимости для определения температурных характеристик излучателей в зависимости от теплофизических характеристик окружающей обстановки и расположения излучателя в помещении.

10. Разработаны, защищены авторскими свидетельствами на изобретение и внедрены в производство новые центральные и местные системы радиационного отопления с излучателями, работающими в диапазоне температур 100...1000⁰С на принципах кондуктивного, испарительно-конденсационного и канально-лучистого теплопереноса. Системы обладают надежностью, хорошей регулируемостью, высокими санитарно-гигиеническими и экономическими показателями, а также универсальностью в части теплоносителей (вода, пар, газ, электроэнергия, солнечная энергия). Выполнены в лабораторных и натуральных условиях исследования тепловых режимов излучателей и систем отопления.

11. Разработана и осуществлена методика оценки технико-экономической (по приведенным затратам) и энергетической (по расходу топлива) эффективности центральных и местных систем радиационного отопления применительно к отдельному объекту и в масштабах отрасли.

12. Предложены (на уровне изобретений) новые перспективные решения систем радиационного отопления, совмещенных с системами кондиционирования воздуха; систем экранизации сосредоточенных источников теплоты и охлаждения помещений; технологических установок для интенсификации тепломассообменных процессов в строительстве.

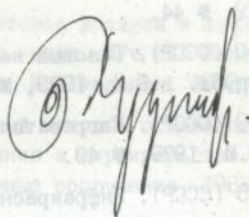
- I. Худенко А.А. и др. Эффективность капитального строительства. - Киев: БудІвельник, 1979. - 295 с., ил.
2. Худенко А.А. Рациональное использование энергии в строительстве. - Киев: БудІвельник, 1980. - 144 с., ил.
3. Худенко А.А. и др. Капитальное строительство в Украинской ССР. - Киев: БудІвельник, 1984. - 284 с.
4. Худенко А.А. и др. Указания по применению электрического обогрева санитарно-бытовых помещений и открытых рабочих мест в строительстве (ВСН 01-74). - Киев: Изд. НИИСП Госстроя УССР, 1975. - 59 с.
5. Худенко А.А. К теории радиационного переноса тепловой энергии в сложных системах с учетом газодинамического поля. - М.: ЦИНИС Госстроя СССР (деп.), реф. в НТЛ, 1975, разд. Б, вып.6. - 28 с.
6. Худенко А.А. Проблемы улучшения микроклимата жилых территорий. - Строительство и архитектура, 1971, № 12, с.12-14.
7. Худенко А.А. и др. Газовый отопительный прибор. - Газовая промышленность, 1972, № 5, с.26-29.
8. Худенко А.А. Пути улучшения микроклимата городов. - Строительство и архитектура, 1975, № 4, с.26-27.
9. Худенко А.А. и др. Оптимизационный расчет теплорассеивающей поверхности с горизонтальными ребрами в условиях свободной конвекции. Сб. научн. тр. М-т математики АН УССР. - Киев: ИМ, 1975, с.89-98.
10. Худенко А.А. и др. Применение греющей углеграфитовой ткани при строительстве в зимних условиях. Транспортное строительство, 1976, № 6, с.22-23.
- II. Худенко А.А. Исследование некоторых вопросов воздухообмена при обогреве промышленных зданий газовыми инфракрасными излучателями. - В сб. Санитарная техника, Киев, БудІвельник, 1975, вып. XV, с.18-21.

12. Худенко А.А. Исследование вопросов бескамерной тепловой защиты при строительстве и эксплуатации открытых технологических установок. - В сб.: Будівельне виробництво. - Киев, Будівельник, 1973, вып. XIII, с.29-31.
13. Худенко А.А. Исследование канальных систем лучистого теплопереноса солнечной энергии. - Гелиотехника, 1974, № 4, с.23-28.
14. Худенко А.А. Исследование процессов взаимодействия сильных потоков ик-излучения с жидкостями и паровоздушной средой. - М.: ЦИНИС Госстроя СССР (деп.), реф. в НТЛ, 1975, разд. Б, вып. 2. - 25 с., ил.
15. Худенко А.А. Исследование и разработка высокоэффективных аккумуляторов тепловой энергии. - М.: ЦИНИС Госстроя СССР (деп.), реф. в НТЛ, 1975, разд. Б, вып. I, - 17 с., ил.
16. Худенко А.А. Применение тепловых труб для систем отопления. - Водоснабжения и санитарная техника, 1975, № 6, с.29-30.
17. Худенко А.А. Исследование электрических систем обогрева нового типа. - Водоснабжение и санитарная техника, 1974, № 7, с.29-30.
18. Худенко А.А. Исследование проблемы кондиционирования воздуха с применением систем лучистого нагрева и охлаждения. - М.: ЦИНИС Госстроя СССР (деп.), реф. в НТЛ, 1975, разд. Б, № 2 и р.к. 1975, серия IX, № 460. - 24 с., ил.
19. Худенко А.А. Исследование радиационных характеристик газовых ик-излучателей в системах лучистого обогрева. - ИФЖ, 1975, т.29, № 5, с.836-841.
20. Худенко А.А. Исследование температурного режима газовых ик-излучателей. Сб. науч. тр. /НИИСП, - Киев: Изд. НИИСП Госстроя УССР, 1973, вып. 3, с.8-17.
21. Худенко А.А. Исследование и разработка тепловых излучателей с газовым нагревом. - М.: ЦИНИС Госстроя СССР (деп.), реф. в НТЛ, 1975, разд. Б, вып. 5. - 13 с., ил.
22. Худенко А.А. Исследование тепловых излучателей, нагреваемых высокотемпературными жидкими теплоносителями. - М.: ЦИНИС Госстроя СССР (деп.), реф. в НТЛ, 1975, разд. Б, № 2 и р.к. 1975, серия IX, № 459. - 21 с., ил.

23. Худенко А.А. и др. Современные системы теплоснабжения и обогрева теплиц (на украинском языке). Сільське будівництво, 1975, № 3, с.18-19.
24. Худенко А.А. и др. Исследование испарительных систем противотепловой защиты и охлаждения помещений. - Изв. вузов, Строительство и архитектура, 1975, № 4, с.128-129.
25. Худенко А.А. и др. Применение газовых инфракрасных излучателей в строительном производстве. - Газовая промышленность, 1968, № II, с.29-32.
26. Худенко А.А. Воздействие потоков воздуха и лучистой энергии на аэрозоли помещений: Респ. межв. н/т сб. Стр. м-лы, изделия и сан.техника. - Киев, т Будівельник, 1987, с.21-22.
27. Худенко А.А. Энергобалансовый метод - основа планирования и организации энергосбережения в строительстве. Промышленное строительство и инженерные сооружения, 1988, № 4, с.29-31.
28. Худенко А.А. Расчетно-аналитический способ оценки ожидаемого значения теплоощущения человека в производственном помещении. - Изв. вузов, Строительство и архитектура, 1988, №II, с.77-81.
29. А.с. 294000 (СССР). Оконный блок /А.А.Худенко. - Оpubл. в Б.И. 1971, № 6.
30. А.с. 289263 (СССР). Газовый нагревательный прибор /А.А.Худенко. - Оpubл. в Б.И. 1971, № I.
31. А.с. 372421 (СССР). Нагревательный прибор /А.А.Худенко. - Оpubл. в Б.И. 1973, № 13.
32. А.с. 519592 (СССР). Тепловая труба /А.А.Худенко. - Оpubл. в Б.И. 1976, № 24.
33. А.с. 315875 (СССР). Инфракрасный газовый нагреватель /А.А.Худенко. - Оpubл. в Б.И. 1971, № 29.
34. А.с. 379815 (СССР). Система отопления /А.А.Худенко. - Оpubл. в Б.И. 1973, № 20.
35. А.с. (СССР). Устройство для термообработки пустотных строительных изделий /А.А.Худенко. - Оpubл. в Б.И. 1972, № 33.

36. А.с. 314972 (СССР). Газовая инфракрасная горелка /А.А.Худенко, Д.С.Наумов, А.Р.Ферт, С.К.Жук. - Оpubл. в Б.И. 1971, №28.
37. А.с. 319831 (СССР). Отопительный прибор /А.А.Худенко, С.К.Жук. - Оpubл. в Б.И. 1972, № 33..
38. А.с. 533799 (СССР). Система поквартирного отопления /А.А.Худенко, О.М.Скляренко, С.К.Жук, Р.М.Зайченко. - Оpubл. в Б.И. 1976, № 40.
39. А.с. 700750 (СССР). Система отопления /А.А.Худенко. - Оpubл. в Б.И. 1979, № 44.
40. А.с. 706660 (СССР). Газовый нагревательный прибор /А.А.Худенко. - Оpubл. в Б.И. 1979, № 48.
41. А.с. 694759 (СССР). Нагревательный прибор /А.А.Худенко. - Оpubл. в Б.И. 1979, № 40.
42. А.с. 694735 (СССР). Инфракрасный газовый нагреватель /А.А.Худенко. - Оpubл. в Б.И. 1979, № 40.
43. А.с. 1222883 (СССР). Способ изготовления трехслойных панелей /Худенко А.А. и др. - Оpubл. в Б.И. 1986, № 13.
44. А.с. 1455159 (СССР). Устройство для обработки воздуха./А.А.Худенко и др. - Оpubл. в Б.И. 1989, № 4.
45. А.с. 1467325 (СССР). Рекуператор /А.А.Худенко и др. - Оpubл. в Б.И. 1989, № II.
46. А.с. 1451437 (СССР). Утилизатор теплоты /А.А.Худенко и др. - Оpubл. в Б.И. 1989, № 2.
47. А.с. 1476269 (СССР). Нагреватель /Худенко А.А. - Оpubл. в Б.И. 1989, № 16.
48. А.с. 1486705 (СССР). Воздухонагреватель / А.А.Худенко и др. - Оpubл. в Б.И. 1989, № 22.
49. А.с. 1513325 (СССР). Система теплозащиты и охлаждения помещений с источниками избыточной теплоты. /А.А.Худенко. - Оpubл. в Б.И. 1989, № 37.
50. А.с. 4612902 (СССР). Устройство для утилизации тепловой энергии в системах кондиционирования /А.А.Худенко и др. - Оpubл. в Б.И. 1990, № 41.
51. А.с. 1613809 (СССР). Установка для утилизации тепловой энергии в системах кондиционирования /А.А.Худенко и др. - Оpubл. в Б.И. 1990, № 46.

52. А.с. I599622 (СССР). Установка для утилизации теплоты при термическом обезвреживании сточных вод /А.А.Худенко и др. - Оpubл. в Б.И. 1990, № 38.
53. А.с. I609664 (СССР). Стеновое ограждение пропарочной камеры /А.А.Худенко и др. - Оpubл. в Б.И. 1990, № 44.



Подп. к печ. 18.01.93 . Формат 60×84/16. Бумага тип. № 3
Печать офсетная. Усл. печ. л. 2,33 . Усл. кр-отт. 1,56 .
Уч.-изд. л. 1,0 . Тираж 100
Зак. № 4-16 . Бесплатно.

Фирма «ВНПОЛ»
252151, г. Киев, ул. Волынская, 60.

37

471106

АВ 26.842

АВ 26.842

Бесплатно