

Министерство образования Российской Федерации
ГОУ ВПО Уральский государственный технический университет – УПИ

А.В. Наумейко, П.В. Кузнецов, Ю.И. Толстова, Р.Н. Шумилов

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Учебное пособие

Рекомендовано Уральским отделением Ассоциации строительных вузов
в качестве учебного пособия для студентов
специальности 290700 – «Теплогазоснабжение и вентиляция»
очной и заочной форм обучения

Научный редактор- доц., канд. техн. наук Ю.И. Толстова

Екатеринбург
2003

УДК 6444.1.004.18
ББК 38.762.1:31.19
Э65

Рецензенты: кафедра теплогазоснабжения и вентиляции Южно-Уральского государственного технического университета;
д.т.н. Олифер В.Д. – профессор кафедры безопасности жизнедеятельности Уральского государственного университета путей сообщения

Авторы: А.В. Наумейко, П.В. Кузнецов, Ю.И. Толстова, Р.Н. Шумилов

Э 65 ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ: Учебное пособие / А.В. Наумейко, П.В., Кузнецов Ю.И. Толстова, Р.Н. Шумилов. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2003. 106 с.
ISBN5-321-00375-0

В пособии приведены данные о новых разработках в области создания энергоэффективных систем отопления с использованием природного газа. Даны основные характеристики выпускаемого оборудования. Рассмотрены перспективы развития малой энергетики.

Особое внимание уделяется необходимости расчётов при использовании нового оборудования для воздушного и лучистого отопления помещений. С этой целью приведены методики расчёта, примеры и характеристики струй и воздухо-распределителей. Даются примеры технических решений и результаты экономических расчётов.

Пособие разработано на кафедре теплогазоснабжения и вентиляции УГТУ-УПИ и предназначено для инженерно-технических работников и студентов, занимающихся проектированием систем отопления.

Библиогр.: 45 назв. Табл. 15. Рис. 40. Прил. 3. УДК 6444.1.004.18
ББК 38.762.1:31.19

ISBN5-321-00375-0

© ГОУ ВПО Уральский государственный
технический университет - УПИ, 2003

ВВЕДЕНИЕ

Совершенствование систем отопления направлено на улучшение их характеристик с целью уменьшения энергопотребления. Постоянно появляются новые технические разработки в этой области, представленные преимущественно в каталогах фирм-производителей отопительного оборудования и в Интернете. Не всегда эти источники информации доступны широкому кругу специалистов и студентов. В то же время выпуск учебной и научно-технической литературы отстает от темпов научно-технического прогресса в этой области. По этой причине авторами предпринята попытка обобщения технических решений в области современных энергосберегающих технологий отопления помещений и зданий.

Большую работу в этом направлении ведет Управление «Энергогазремонт» ООО «Уралтрансгаз», являющееся разработчиком и производителем энергосберегающего оборудования с использованием газа [1-3]. В связи с этим в данном пособии наиболее подробно рассматриваются характеристики оборудования, выпускаемого подразделениями Управления. Кроме того, приведены данные об аналогичном оборудовании, производимом в России и за рубежом. Это дает возможность выбрать наиболее характерные образцы энергоэффективного оборудования для систем отопления и получить представление об устройстве оборудования, области его применения и изготовителях.

Значительное внимание в пособии уделено необходимости обеспечения нормируемых параметров воздушной среды помещений при использовании новых видов оборудования и технических решений. Это касается гигиенических характеристик - температуры и подвижности воздуха, уровней облученности и шума. С этой целью приведены методики расчета тепловоздушного баланса, систем воздушного и инфракрасного отопления. Методики расчета проиллюстрированы примерами.

Авторы выражают признательность сотрудникам Управления «Энергогазремонт» Самарскому Олегу Владимировичу и Манторову Андрею Викторовичу за помощь в подборе информационных материалов.

1. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

Опыт наиболее развитых стран мира показывает, что производство энерго-ресурсов на душу населения и их рациональное потребление являются основой высокого уровня жизни и эффективной экономики. В третьем тысячелетии экономия всех видов энергии, ее эффективное использование, внедрение энерго- и ресурсосберегающих технологий становятся приоритетными направлениями хозяйственной деятельности.

Это обусловлено тем, что энергосбережение как способ обеспечения растущей потребности в энергии и энергоносителях по разным оценкам в 2-5 раз выгоднее, чем создание новых мощностей по производству тепловой и электрической энергии для тех же целей.

Энергосбережение возведено в ранг государственной политики. За счет активного энерго- и ресурсосбережения можно решить многие экономические, экологические, научно-технические и социальные проблемы нашей страны.

3 апреля 1996 года был издан Федеральный закон № 28-ФЗ «Об энергосбережении», принятый Государственной Думой 13 марта 1996 года и одобренный Советом Федерации 20 марта 1996 года. Настоящий Федеральный закон регулирует отношения, возникающие в процессе деятельности в области энергосбережения, в целях создания экономических и организационных условий для эффективного использования энергетических ресурсов.

Нерациональное использование энергетических ресурсов в Свердловской области оценивается в 9 млн. тонн условного топлива (т. у. т.). Потенциал энергосбережения оценивается в 8 млрд. рублей в год. В ближайшее время можно реализовать потенциал порядка 4,0 – 4,5 млн. т. у. т. без привлечения значительных инвестиционных средств. По отраслям экономики этот потенциал распределяется следующим образом:

- промышленность – 2,5 млн. т. у. т.;
- бюджетная и жилищно-коммунальная сфера – 1,5 млн. т. у. т.;
- сельское хозяйство и прочие – 0,5 млн. т. у. т.

В 1999 году в Свердловской области было потреблено 15,6 млрд. м³ природного газа, в том числе более 1/3 электростанциями. В ближайшей перспективе (до 2005 года) следует ожидать снижения лимитов поставок газа ввиду падения объемов его добычи. Ежегодный прирост объемов потребления природного газа в жилищно-коммунальном секторе составляет 2 – 5 %. Осуществляется газификация населенных пунктов области с плановым переводом котельных на природный газ. Поэтому удовлетворение потребности области в природном газе возможно только за счет проведения политики газосбережения (потенциал до 15%) и перераспределения топливного баланса основных потребителей газа, в первую очередь, энергетики.

Нормативно-правовая база в Свердловской области по вопросам энергосбережения формируется в соответствии с Федеральным законом «Об энергосбережении» и Соглашением между министерством топлива и энергетики РФ и Свердловской областью о сотрудничестве в сфере энергосбережения и развития топливно-энергетического комплекса региона.

Одним из первых основополагающих документов по энергосбережению в Свердловской области является Указ губернатора № 18 от 31 января 1996 года «О первоочередных мерах по реализации политики энергосбережения в Свердловской области». Во исполнение данного указа правительством области была разработана областная программа «Энергосбережение в Свердловской области на период до 2005 года» и подготовлен проект областного закона «Об энергосбережении в Свердловской области».

Продолжением реализации политики энергосбережения в Свердловской области послужил Указ губернатора Свердловской области от 26.01.1998 г. № 27 «О реализации областной государственной политики энергосбережения в Свердловской области». Указом предусматривалось в течение первой половины 1998 года создать сводную систему учета энергетических ресурсов «Энергетический паспорт Свердловской области», организовать проведение энергетических обследований зданий и сооружений, финансирование которых осуществляется за счет средств областного бюджета.

В целях обеспечения стабильного и целевого использования средств областного бюджета и снижения задолженности предприятий, финансируемых за счет средств областного бюджета, был подготовлен Указ губернатора Свердловской области от 16.02.1998 г. № 55 «О мерах по оздоровлению финансов Свердловской области». В развитие данного указа было подготовлено постановление правительства Свердловской области от 20.04.1998 г. № 400-п «О снабжении топливно-энергетическими ресурсами потребителей Свердловской области, финансируемых из бюджетов различных уровней». Данным постановлением для всех бюджетных организаций области определены сроки введения лимитов потребления топливно-энергетических ресурсов в натуральном и стоимостном выражении.

В целом в Свердловской области по вопросам энергосбережения было принято более 70 документов (Указов губернатора, постановлений правительства Свердловской области, решений областной энергетической комиссии).

Энергосберегающая политика основана на следующих принципах:

- приоритетное- осуществление государственного надзора за эффективным использованием энергетических ресурсов;
- обязательность учета юридическими лицами производимых или потребляемых ими энергетических ресурсов, а также учета физическими лицами получаемых ими энергетических ресурсов;
- включение в государственные стандарты на оборудование, материалы и конструкции, транспортные средства показателей их энергоэффективности;

- сертификация топливо - энергопотребляющего, энергосберегающего и диагностического оборудования, материалов, конструкций, транспортных средств, а также энергетических ресурсов;
- сочетание интересов потребителей, поставщиков и производителей энергетических ресурсов;
- заинтересованность юридических лиц – производителей и поставщиков энергетических ресурсов в эффективном использовании энергетических ресурсов.

Участие ОАО “Газпром” в энергосбережении осуществляется на основе системного подхода, предполагающего взаимоувязку научных, проектных, производственных, организационных и финансовых мероприятий. Для обеспечения эффективного использования ресурсов ОАО “Газпром” реализует следующие принципы:

- создание благоприятных условий для реализации программ энергосбережения и повышения эффективности использования газа;
- организация производства и внедрение эффективного газоиспользующего оборудования;
- проведение энергосберегающих мероприятий;
- производство на основе природного газа тепла и электроэнергии для обеспечения децентрализованного тепло- и энергоснабжения небольших городов и сельских населенных пунктов;
- улучшение экологической обстановки и сохранение природно-ресурсного потенциала.

В настоящее время удельный вес природного газа в топливно-энергетическом балансе превысил 50%. Это объясняется следующими преимуществами газа перед другими видами топлива:

- газ можно транспортировать на дальние расстояния;
- газ - экологически чистое и самое дешевое топливо;
- котельные, работающие на газе, требуют меньше обслуживающего персонала либо работают без персонала с управлением котельной с диспетчерского пункта.

В 1997 году между ОАО “Газпром” и правительством Свердловской области были подписаны Соглашение и Договор о взаимном сотрудничестве по вопросам энергосбережения, связанного с использованием природного газа. Проблема рационального потребления топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) сводится к созданию и повсеместному внедрению энергосберегающих технологий и систем энергосбережения во всех отраслях.

Крупные промышленные предприятия, как правило, имели свои котельные для отопления производственных цехов и близлежащих районов. В период реформы экономики России произошел ряд качественных изменений в промышленно-

сти, что привело к отказу ряда предприятий от содержания указанных котельных. На некоторых предприятиях построили новые источники энергоснабжения, а котельные были переданы в эксплуатацию службам ЖКХ. Содержать эти котельные бюджетные организации зачастую не могут.

Одним из основных направлений энергосберегающей технологии, позволяющей значительно сократить эксплуатационные затраты энергоемких объектов, является применение автономного теплоснабжения. Из-за больших тепловых потерь на теплотрассах и затрат на прокладку трубопроводов централизованное теплоснабжение неприемлемо для отопления отдаленных от ТЭЦ потребителей. В силу этого наиболее рациональными системами для множества частных жилых строений следует считать местные (автономные) системы отопления. Децентрализация систем теплоснабжения и отопления получает во всем мире широкое распространение.

Основные направления энергосбережения в Свердловской области:

- энергоаудит (проведение энергетических обследований);
- энергоучет (внедрение централизованных систем учета энергоресурсов на промышленных предприятиях, оснащение приборами учета жилого фонда и организаций бюджетной сферы);
- регулирование энергопотребления и внедрение систем регулирования от источника их производства до конечного потребителя;
- повышение теплозащитных свойств ограждающих конструкций зданий;
- модернизация систем централизованного теплоснабжения;
- реконструкция промышленных вентиляционных установок;
- развитие малой и нетрадиционной энергетики.

За прошедший период предприятие “Уралтрансгаз” в сотрудничестве с оборонным комплексом разработало и освоило выпуск целой гаммы высокоэффективного энергетического оборудования и технологий, позволяющих экономить газ, используемый в промышленности, сельском хозяйстве и ЖКХ. Учитывая, что затраты на энергосбережение в несколько раз ниже, чем на развитие топливобывающих мощностей, энергетической стратегией предусматривается проведение целенаправленной энергосберегающей политики, ориентированной на разумное снижение общественных потребностей в энергии и уменьшение производства топливно-энергетических ресурсов.

Таким образом, объективная необходимость энергосбережения существует, и есть реальные возможности воплощения программы энергосбережения.

2. ОТОПЛЕНИЕ

2.1. Назначение и устройство систем отопления

В холодный период года помещение теряет тепло через наружные ограждения. Кроме того, тепло расходуется на нагрев наружного воздуха, поступающего в помещение через неплотности, а также на нагрев оборудования и материалов. В то же время в помещение может поступать тепло от технологического оборудования, людей, солнечной радиации и т.д. Недостаток или избыток тепла определяется из уравнения теплового баланса помещения. Если количество поступающего тепла при расчетных условиях меньше теплотерь, требуется отопление.

Отопление помещений осуществляется специальными системами, состоящими в общем случае из трех основных элементов (рис. 2.1).



Рис. 2.1. Принципиальная схема системы отопления

Ввиду многообразия технических решений каждого из элементов существуют различные варианты систем отопления (СО).

Так, в качестве источника тепла используют котельные либо получают его от теплоэлектроцентралей (ТЭЦ). Для отопления коттеджей применяют местные источники тепла. В частном случае, например, отопительная печь, работающая на газовом, жидком или твердом топливе, сочетает в себе источник энергии, нагревательный прибор и условно распределительную сеть, если нагретые поверхности печи располагаются в смежных помещениях.

Традиционные котельные располагаются в отдельно стоящих зданиях и снабжают теплом крупные районы и предприятия. Дефицит тепла и значительные теплотери при его транспорте на дальние расстояния привели к необходимости разработки принципиально новых типов котельных. Это блочные котельные, устанавливаемые вблизи или на крыше обслуживаемого здания. Подробное описание и технические характеристики выпускаемых блочных котельных даны в разделе 2.2.

Системы отопления подразделяют также по виду тепло- и энергоносителя на водяные, паровые, воздушные, газовые и электрические. Доля водяных СО значительная, однако в последние годы внимание специалистов привлекают эффективные электрические и газовые системы отопления, а также более удобные в экс-

плуатации воздушные системы. Область применения различных систем отопления зависит от назначения помещений и их категории по взрывопожарной и пожарной опасности (прил. 1). Категории помещений даны в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Категории помещений по взрывопожарной и пожарной опасности [43]

Категория помещения	Характеристика веществ и материалов, находящихся (обращающихся) в помещении
<p align="center">А взрыво- пожароопасная</p>	<p>Горючие газы, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки не более 28 °С в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные парогазовоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа. Вещества и материалы, способные взрываться и гореть при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом в таком количестве, что расчетное избыточное давление взрыва в помещении превышает 5 кПа.</p>
<p align="center">Б взрыво- пожароопасная</p>	<p>Горючие пыли или волокна, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки более 28 °С, горючие жидкости в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные пылевоздушные или паровоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа.</p>
<p align="center">В1 - В4 пожароопасные</p>	<p>Горючие и трудногорючие жидкости, твердые горючие и трудногорючие вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом только гореть, при условии, что помещения, в которых они имеются в наличии или обращаются, не относятся к категориям А или Б.</p>
<p align="center">Г</p>	<p>Негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени; горючие газы, жидкости и твердые вещества, которые сжигаются или утилизируются в качестве топлива.</p>
<p align="center">Д</p>	<p>Негорючие вещества и материалы в холодном состоянии.</p>

Применяемые в системах отопления нагревательные приборы можно разделить по основному способу передачи тепла на конвективные и лучистые. Эффективность СО связана также с видом топлива, используемого для выработки теплоносителя. В этой области наряду с традиционными видами топлива и централизованными системами энергоснабжения (газ, электроэнергия) актуальным является использование сжиженного природного газа, энергии ветра и отходов различных производств.

Таким образом, под энергоэффективной системой отопления подразумевается такая система, в которой энергоэффективными являются ее основные элементы: источник энергии, используемое топливо, теплоноситель и способ передачи тепла от нагревательного прибора к воздуху помещения.

2.2. Энергоэффективные источники тепла

2.2.1. Котлы для систем индивидуального отопления

Большое значение в энергосбережении имеет индивидуальное отопление. После реформирования ЖКХ населению придется платить за потребленную энергию в полном объеме, т.е. 100 % без дотаций государства. Сюда входят:

- сверхнормативные потери тепловой энергии – 25%;
- сверхнормативные расходы топлива на котельных, КПД которых не превышает 20-40%;
- отсутствие приборов учета и узлов регулирования, что лишает потребителей возможности контролировать и регулировать свои расходы, вынуждает потребителей переплачивать за тепловую энергию, горячую воду и т.д.

Таким образом, целесообразно стало использовать для теплоснабжения индивидуальных зданий и коттеджей небольшие водогрейные котлы тепловой мощностью 9-20 кВт. Котлы малой мощности производят в одноконтурном и двухконтурном исполнении. Они предназначены для приготовления теплоносителя только для отопления либо для отопления и горячего водоснабжения. При установке одноконтурных котлов приготовление горячей воды осуществляется в отдельных подогревателях - газовых, электрических или водо-водяных с использованием теплоносителя из подающей линии системы отопления. Схема автономного теплоснабжения приведена на рис. 2.2 [12].

Тепловой пункт включает котел, циркуляционные насосы для систем отопления и горячего водоснабжения, расширительный сосуд, подогреватель горячей воды, расширительные баки, предохранительный и обратный клапаны.

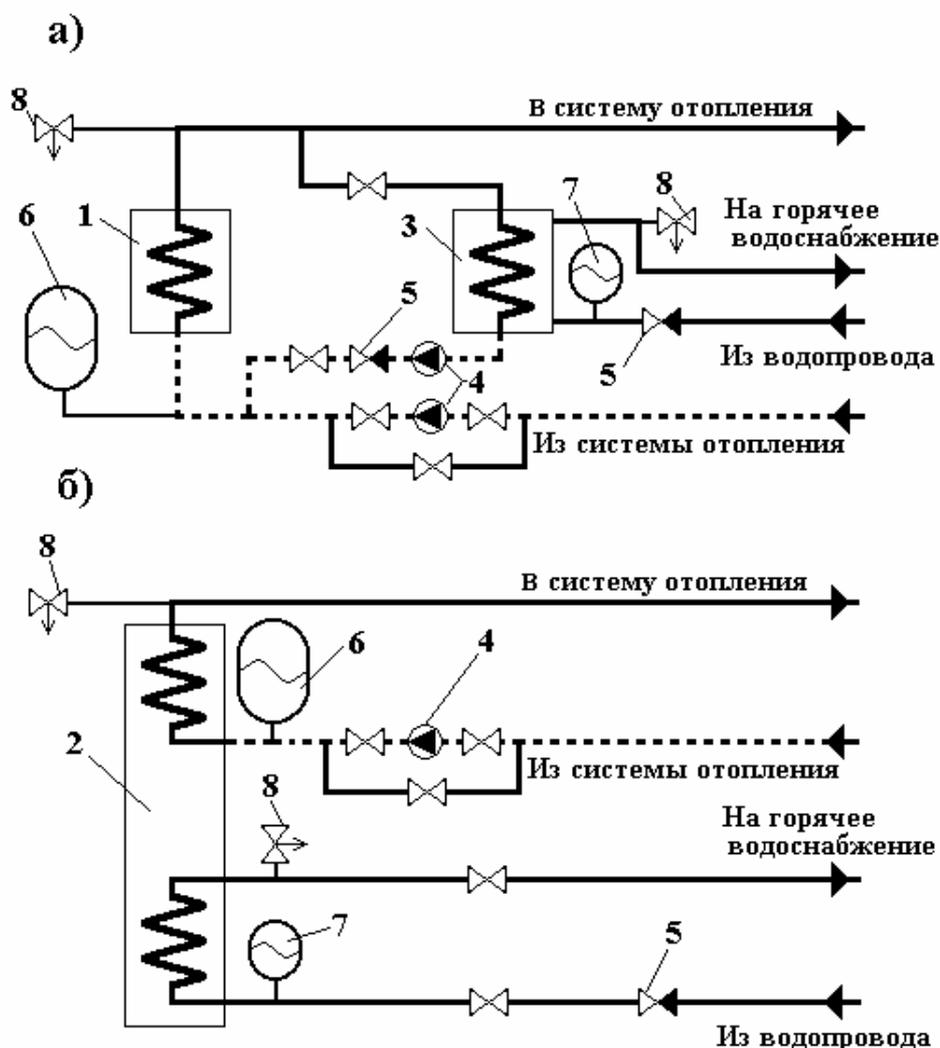


Рис. 2.2. Схема автономного теплоснабжения квартир и индивидуальных домов: а) – с одноконтурным котлом; б) – с двухконтурным котлом; 1 – одноконтурный газовый котел; 2 – двухконтурный газовый котел; 3 – емкостной водоводяной бойлер; 4 – циркуляционный насос; 5 – обратный клапан; 6, 7 – расширительные баки систем отопления и горячего водоснабжения; 8 – предохранительный клапан

ЗАО «Агрогаз» освоило производство водогрейных котлов типа УТГ [1]. Это трехходовые жаротрубные дымогарные котлы с автоматизированными горелками (рис. 2.3). Котлы имеют КПД около 90 %, работают на газе или дизельном топливе, температура нагреваемой воды 115/70 °С, температура отходящих газов 220 °С. Конструкция котлов обеспечивает удобную эксплуатацию, осмотр и ремонт. Характеристики котлов типа УТГ приведены в табл. 2.2.

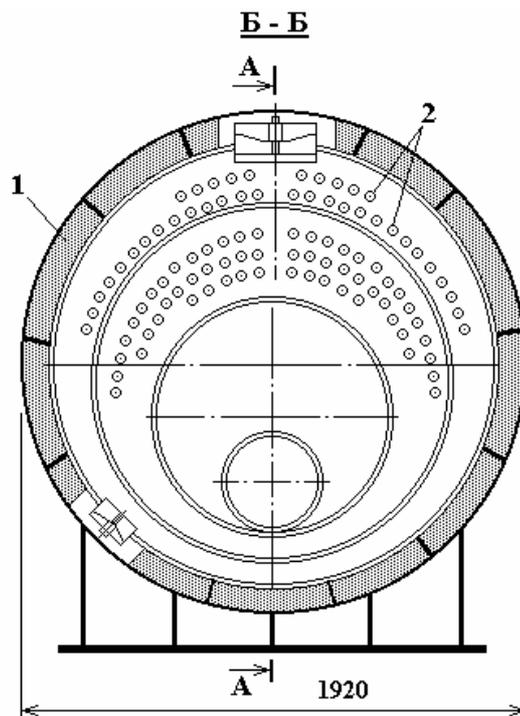
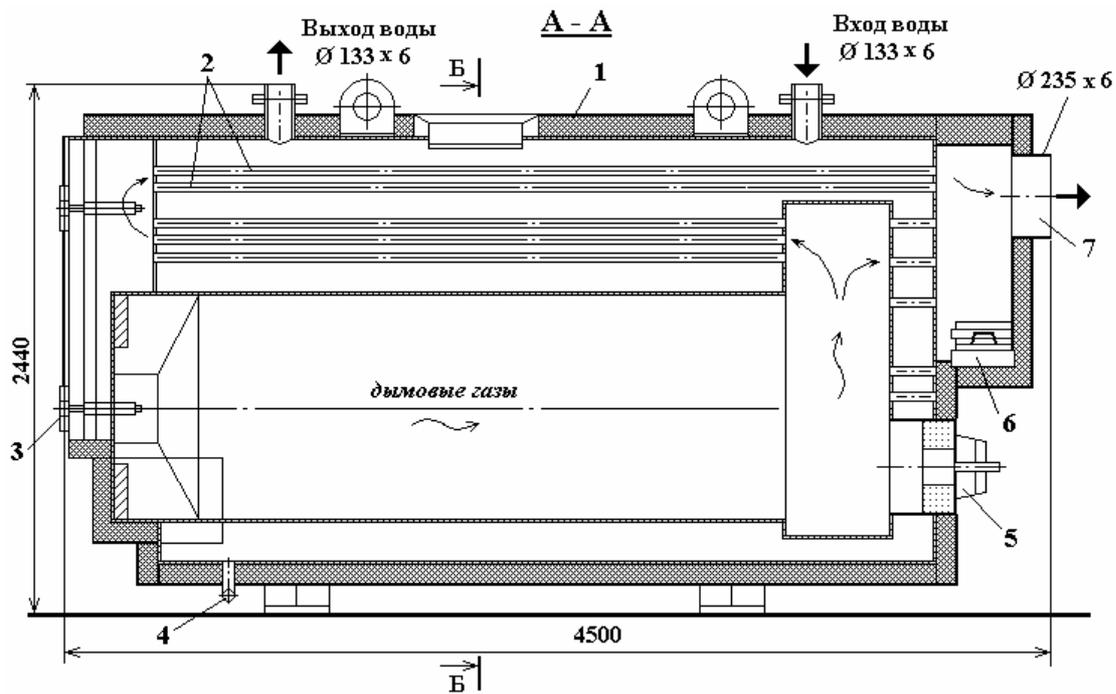


Рис.2.3. Водогрейный котел типа УТГ-2:
 1 – корпус с теплоизоляцией; 2 – дымогарные трубы; 3 – место установки горелки; 4 – дренаж; 5 – взрывной клапан; 6 – люк зольника; 7 - дымоход

Таблица 2.2

Основные характеристики водогрейных котлов типа УТГ

Характеристики	Значения параметров для котлов					
	УТГ-0,5	УТГ-1	УТГ-2	УТГ-2,5	УТГ-3	УТГ-4
Номинальная мощность, МВт	0,5	1,0	2,0	2,5	3,0	4,0
Расход воды при перепаде температур 25 °С, кг/с	4,0	7,9	15,9	19,9	23,8	31,7
Масса котла, кг	3500	5420	6720	7910	10940	14300
Габаритные размеры, м:						
длина	3,27	3,85	4,5	4,76	4,90	5,27
ширина	1,23	1,51	1,92	2,04	2,06	2,38
высота	1,75	2,18	2,44	2,60	2,62	2,89

Аналогичные по своим основным параметрам котлы поставляются также фирмами АО Буммаш (nvg@bummash.udmnet.ru), ЗАО ПППП «Черноземцентр-сервис» (0,1 – 23,2 МВт, sinfo@chcs), Энерготехмонтаж (0,5 – 20 МВт, etmwsk@tvcom.ru).

Проект автономного отопления реализован в г. Тюмени. Там несколько многоквартирных домов уже оснащены такими котлами, а потребители тепла платят только за газ.

2.2.2. Автономные котельные

ООО "Уралтрансгаз" (www.energogas.ru) выпускает целый ряд отопительных блочных и крышных котельных серии УТГ полной заводской готовности, которые в считанные дни монтируются в местах потребления тепла. Котельные предназначены для автономного теплоснабжения зданий и сооружений бытового и хозяйственного назначений и объектов промышленного производства в районах с умеренным и холодным климатом.

Закрытое акционерное общество «Агрогаз» в сотрудничестве с управлением «Энергогазремонт» и финской фирмой «КРА Unicon» разработали и производят серию блочных котельных с котлами мощностью 0,5; 1,0; 2,0; 2,5; и 3,0 кВт. План и общий вид блочной газовой водогрейной котельной мощностью 1 МВт приведены на рис. 2.4 и 2.5.

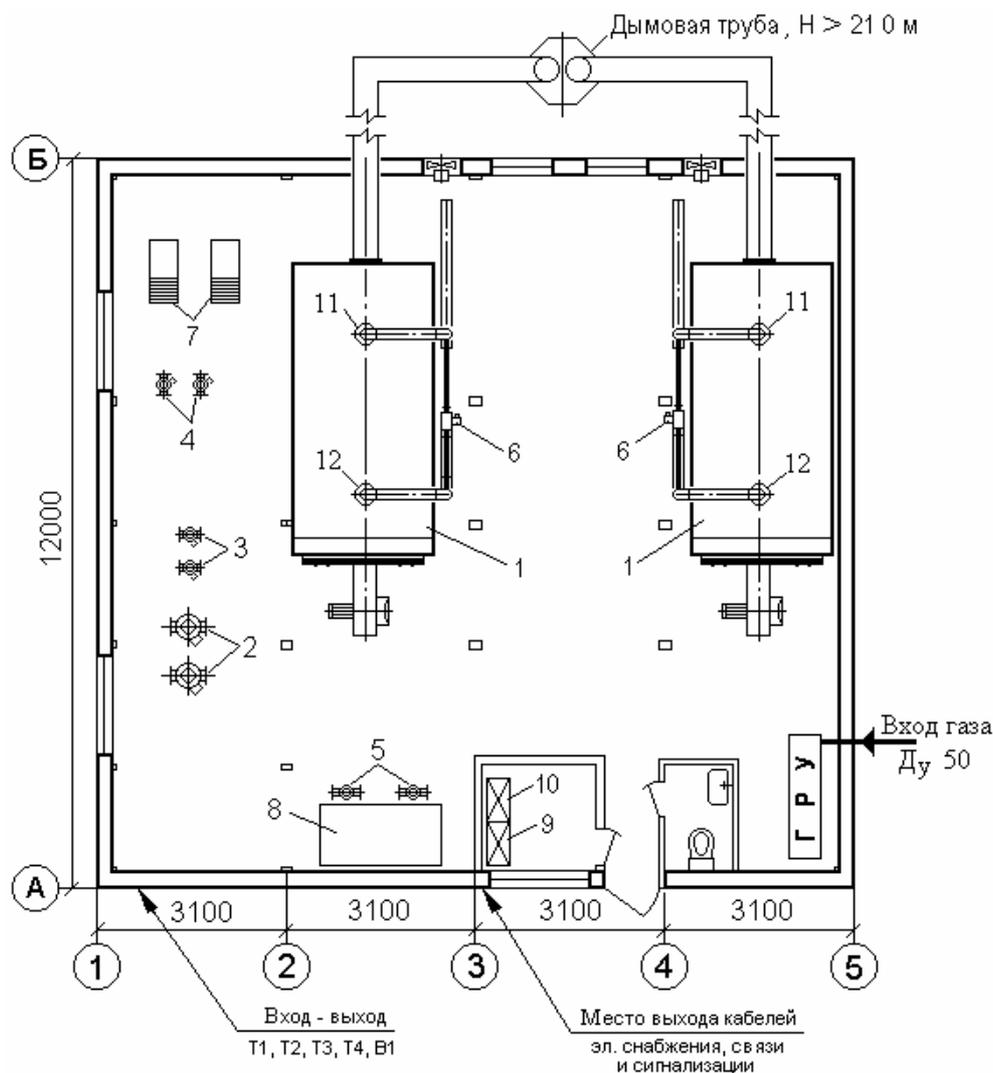


Рис. 2.4. План блочной котельной мощностью 1,0 МВт:

- 1 – котел УТГ-0,5; 2 – сетевые насосы отопления зимнего периода; 3 – сетевые насосы отопления летнего периода; 4 – насосы горячего водоснабжения; 5 – подпиточные насосы; 6 – насосы котлового контура; 7 – теплообменники горячего водоснабжения; 8 – подпиточный бак; 9 – шкаф КИПиА; 10 – силовой шкаф; 11 – вход воды; 12 – выход воды

Работа котельной осуществляется по следующей технологической схеме. Холодная вода питьевого качества из водопровода разделяется на два потока. Первый направляется в скоростной пластинчатый теплообменник для приготовления воды на нужды горячего водоснабжения. Второй поток проходит блок водоподготовки (бак с раствором комплексонов и автоматический насос-дозатор DL-MA) и идет на подпитку основного контура циркуляции теплоносителя отопительных систем. Приготовление теплоносителя для систем отопления производит-

ся в стальных жаротрубных водогрейных котлах КВ-ГМ. Для циркуляции теплоносителя предусмотрены сетевые насосы.

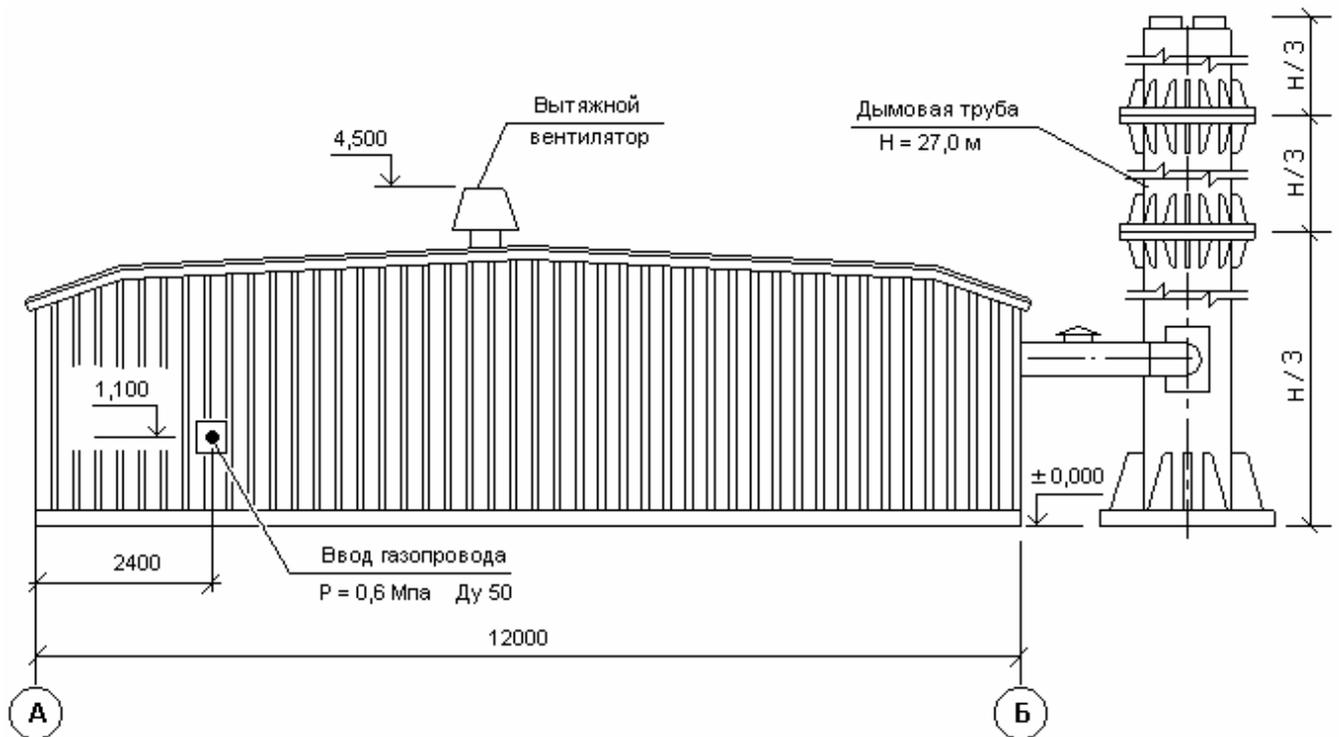


Рис. 2.5. Блочная котельная мощностью 1,0 МВт, фасад А - Б

Забор воздуха на горение осуществляется из помещения котельной и компенсируется притоком наружного воздуха, подогреваемого в калорифере. Дымовые газы удаляются от каждого котла через теплоизолированные трубы, встроенные в общую дымовую трубу.

Автономные котельные просты при монтаже, надежны в эксплуатации, полностью автоматизированы и работают без обслуживающего персонала. Котельные выполняются в контейнерном варианте и легко транспортируются железнодорожным или автомобильным транспортом.

Типовой схемой автоматики предусматриваются следующие функции:

- местный контроль температуры и давления;
- автоматическое регулирование температуры теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха ;
- автоматическая подпитка сети при падении давления в обратном трубопроводе;
- автоматическое включение резервного насоса;
- отключение подачи газа и включение вытяжного вентилятора при аварии, утечках газа и возникновении пожара.

Автономные котельные комплектуются узлами учета расхода воды, газа, электроэнергии, регуляторами давления газа и средствами водоподготовки.

2.2.3. Когенерационные установки

Когенерационные установки являются одним из видов дизельных энергоустановок и предназначены для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. Работают на природном газе и, как правило, выпускаются в блочно-модульном исполнении [10]. В состав таких установок входят двигатель, система рекуперации тепла, генератор, система управления. Когенерационные установки характеризуются высоким коэффициентом использования природного газа (до 90%). Помимо экономической эффективности установки имеют заметные экологические преимущества. Когенерационные установки нашли широкое применение за рубежом.

Уралтрансгаз предлагает когенерационные установки (мини-теплоэлектростанции) на базе двигателя внутреннего сгорания КАМАЗ и ТЕДОМ различной мощности, которые предназначены для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии (параметры 400/231 В, 50 Гц), используемой для любых зданий и сооружений. Установки оснащены противошумным кожухом и глушителем выхлопа. Работа установок полностью автоматизирована.

Когенерационные установки ТЕДОМ представляют серию оборудования с диапазоном электрической мощности от 42 до 1000 кВт. Установки выпускаются в виде блочного оборудования.

Все установки делятся на две основные типовые серии в зависимости от мощности, изготовителя двигателя и технического решения установки. Когенерационные установки ТЕДОМ серии МТ представляют собой оборудование малой мощности (от 42 до 160 кВт) на базе газовых двигателей, которые переоборудованы из дизельных. Они устанавливаются на фундаментной раме, на которой размещены теплотехническое оборудование и глушитель выхлопа.

Когенерационные установки ТЕДОМ серии САТ представляют собой оборудование мощностью от 190 до 1000 кВт, работающее на базе газовых двигателей марки Caterpillar. Они также устанавливаются на фундаментной раме, на которой размещено теплотехническое оборудование и глушитель выхлопа. Установки выпускаются с отдельно стоящим электрическим распределителем. В стандартном варианте установки оснащены синхронным генератором, индивидуально могут оснащаться и асинхронным генератором. Стандартное напряжение 0,4 кВ, индивидуально могут поставляться генераторы более высокого напряжения (например, 6,3 или 10,5 кВ).

Характеристики установок приведены в табл. 2.2 и 2.3. Общий вид когенерационной установки типа САТ 500 показан на рис. 2.6.

Таблица 2.2

Основные технические характеристики когенерационных установок

Тип установки	Электрич. мощность, кВт	Тепловая мощность, кВт	Расход топлива м ³ /ч	КПД, %	
				электрич.	тепловой
MT 42	42	64,5	13,2	33,8	52,0
MT 65	65	97	20,0	34,4	51,3
MT 100	100	161	32,3	32,8	52,8
MT 150	150	266	45,5	34,8	52,6
CAT 190	195	303	61,0	33,9	52,6
CAT 260	266	417	81,8	34,4	53,9
CAT 400	408	555	117,0	36,4	50,2
CAT 500	515	822	161,7	33,7	53,8
CAT 770	777	1032	219,0	37,6	49,9
CAT 1000	1038	1395	292,1	37,6	50,6

Таблица 2.3

Размеры когенерационных установок

Тип установки	Масса, кг	Габаритные размеры, мм			
		длина	ширина	высота	транспортная высота
MT 42	1850	2200	1200	2150	1900
MT 65	2000	2500	1200	2150	1900
MT 100	4000	3000	1400	2350	2000
MT 140	4000	3000	1400	2350	2000
CAT 190	4200	3500	1700	3400	2800
CAT 260	6000	3500	1700	3400	2800
CAT 400	7800	4000	2000	3400	2800
CAT 500	10000	4000	2400	3600	2900
CAT 770	14000	5000	2400	4000	3000
CAT 1000	17500	6000	2400	4000	3000

Система утилизации тепла состоит из двух независимых контуров - вторичного и технологического. Максимальная тепловая мощность установки складывается из тепловых мощностей обоих контуров при их полном использовании.

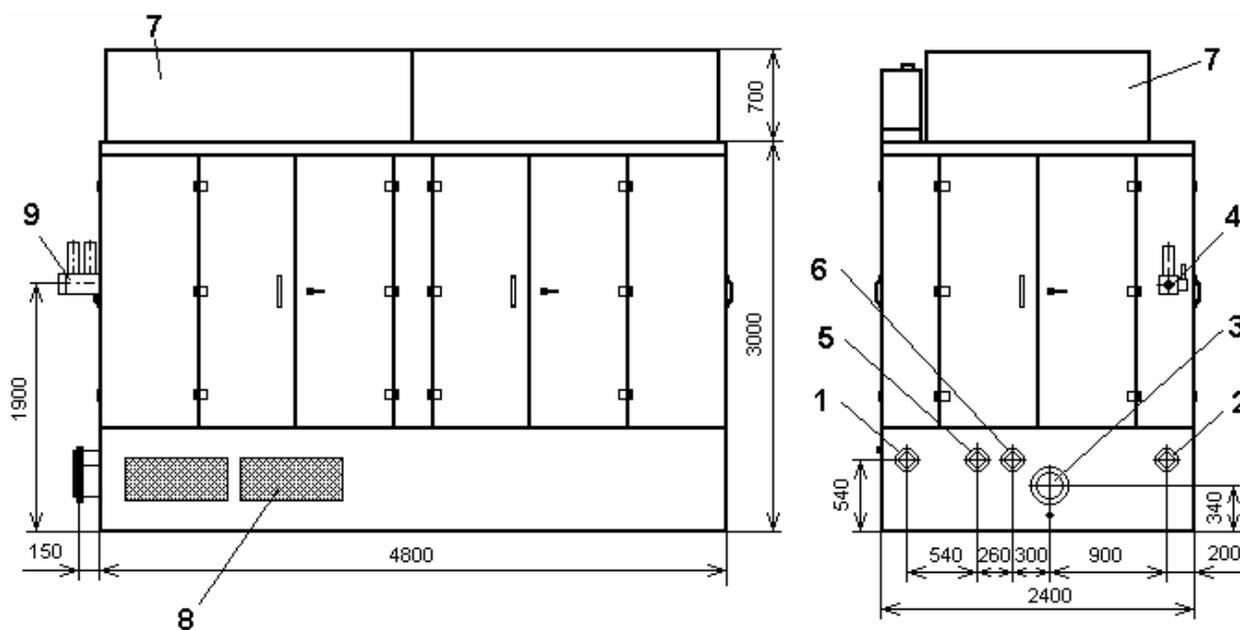


Рис. 2.6. Общий вид когенерационной установки типа САТ 500:

1 – выходной фланец вторичного контура $\varnothing 80$; **2** – входной фланец вторичного контура $\varnothing 80$; **3** – выхлопная труба $\varnothing 250$; **4** – газопровод $\varnothing 50$; **5** – входной фланец технологического контура $\varnothing 65$; **6** – выходной фланец технологического контура $\varnothing 65$; **7** – выход вентиляционного воздуха, фланец 1250x800; **8** – вход вентиляционного воздуха; **9** – устройство для продувки газопровода

Вторичный контур обеспечивает выработку тепла для отопления. В состав контура не входит циркуляционный насос. Параметры вторичного контура (общие для всех установок):

номинальная температура отопительной воды вход/выход	70/90 °С;
температура обратной воды мин./макс.	30/70 °С;
максимальное рабочее давление	600 кПа;
потери давления при номинальном расходе воды	до 40 кПа.

Возможно изготовление установок с иными параметрами вторичного контура:

- вариант с давлением в системе 16 бар (1,6 МПа);
- вариант с различной рабочей температурой вторичного контура:

МТ, 190-400 САТ -	макс. температура на выходе до 100°С
500-1000 САТ -	макс. температура на выходе до 130°С

Кроме природного газа в когенерационных установках могут использоваться и другие виды топлива, например, биогаз, пропан и т.д. Можно применять и

комбинацию двух газов (например, биогаз и природный газ). Техническую возможность применения такого топлива необходимо согласовать с изготовителем.

Все установки в стандартном исполнении оснащены глушителем шума выхлопа. Уровень звукового давления установок на фланце на выходе продуктов сгорания приведен в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Уровни шума когенерационных установок

Тип установки	Уровень звукового давления на расстоянии 1 м от установки L_p , дБА	Уровень звукового давления на фланце на выходе продуктов сгорания, дБА
МТ 42	70	80
МТ 65	70	80
МТ 100	70	80
МТ 140	70	80
190 САТ	72	80
260 САТ	74	80
400 САТ	76	80
500 САТ	78	80
770 САТ	78	80
1000 САТ	79	80

Запуск и отключение установок, задание мощности можно осуществлять как с дистанционного пульта управления, так и на месте вручную. Система управления дает возможность регистрации и передачи большого количества данных.

2.2.4. Газовые водонагреватели

Принцип работы газового водонагревателя [4] основан на осуществлении теплообмена между дымовыми газами от сжигания природного газа и водой путем непосредственного ввода потока газов в водную тонкоплёночную и капельную завесу. Капельная завеса образуется за счет работы распылительных форсунок оросителей, которые во избежание засорения работают только на чистой воде.

В водонагревателе при работе в режиме горячего водоснабжения с использованием холодной воды, вводимой в камеру доохлаждения, температура отходящих газов может быть снижена до 36⁰С, что позволяет включить в полезное тепло теплоту конденсации водяных паров, которая для обычных котлов является неизбежной потерей. В этом случае КПД установки достигает 95% по высшей теплоте сгорания топлива.

Емкостный газовый водонагреватель-это автономный источник горячей воды. По сравнению с проточными водонагревателями (широко известные «газовые колонки») емкостные водонагреватели имеют постоянный запас горячей воды и значительно меньшую тепловую мощность. В периоды нарастания водопотребления (пиковые нагрузки) они начинают работать в режиме проточного водонагревателя и таким образом "сглаживают" неравномерность водопотребления без увеличения расхода тепла.

Конструктивно водонагреватель (рис. 2.7) состоит из камеры сгорания, пленочного теплообменника, блочной горелки с газовой обвязкой, блока управления и контроля. Для распыления нагреваемой воды теплообменник снабжен форсунками.

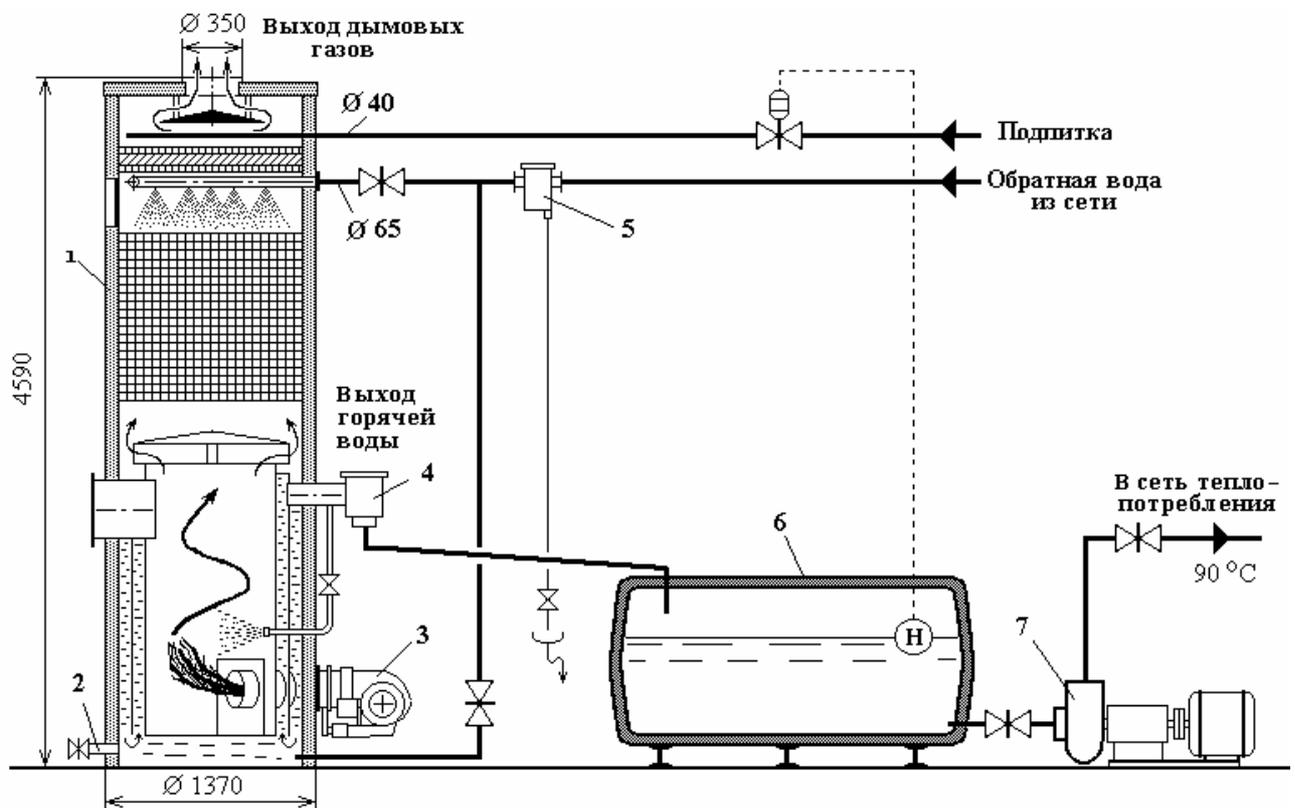


Рис.2.7. Схема газоконтактного водонагревателя ГКВ-1000 «АКВАТЕРМ»:
 1 – водоподогреватель; 2 – рециркуляционная линия; 3 – горелка; 4 – деаэратор;
 5 – сетчатый фильтр; 6 – бак-аккумулятор; 7 – насос; Н – датчик уровня

Во многих отраслях народного хозяйства находит применение водонагреватель газо-контактный ГКВ-1000 «АКВАТЕРМ», производимый управлением «Энергогазремонт» предприятия «Уралтрансгаз», мощностью 1100 кВт, предназначенный для получения большого количества нагретой воды для систем горячего водоснабжения и отопления зданий промышленного, сельскохозяйственного и бытового назначения. Технические характеристики приведены ниже.

Технические характеристики водонагревателя «АКВАТЕРМ»

Тепловая мощность, кВт	450 - 1100
Расход газа, нм ³ /ч	130
Давление газа, кПа:	
присоединительное	не более 8
перед горелкой	не более 3,9
Давление воздуха перед горелкой, кПа	1,4
Коэффициент избытка воздуха	1,1
Давление в камере сгорания, Па	не более 580
Расход воды в режиме горячего водоснабжения, м ³ /ч	18,4
Температура воды на выходе, °С:	
в режиме теплоснабжения	85
в режиме горячего водоснабжения	60
Потребляемая электрическая мощность вентилятора горелки и насоса системы орошения, кВт	5
Содержание вредных веществ в отработанных газах, мг/м ³ :	
СО	470
NO _x	100
SO ₂	3

2.3. Энергоэффективные устройства для обогрева помещений

2.3.1. Инфракрасные обогреватели

Инфракрасным обогревателем является нагревательный прибор, отдающий тепло в окружающую среду преимущественно излучением. Тепловая энергия, излучаемая прибором, поглощается окружающими поверхностями, которые, в свою очередь, отдают тепло воздуху помещения и находящимся в нем людям. Это позволяет выровнять температуру воздуха по высоте, и предотвратить всплывание более теплого воздуха в верхнюю зону. Инфракрасные обогреватели позволяют осуществлять зональный или точечный обогрев. Использование инфракрасных обогревателей дает возможность снизить потребление энергии и уменьшить затраты на обогрев помещений по сравнению с традиционными системами отопления.

Инфракрасные обогреватели представляют собой панели, теплоотдающие поверхности которых нагреваются электрическими элементами, горячей водой или продуктами горения газа.

Инфракрасные обогреватели фирмы Frisco [41] выпускаются в виде потолочных кассет HP, монтируемых в подвесной потолок, а также панелей настенного и потолочного крепления EZM и EZ. Общий вид промышленного инфракрасного обогревателя типа IR приведен на рис. 2.8.

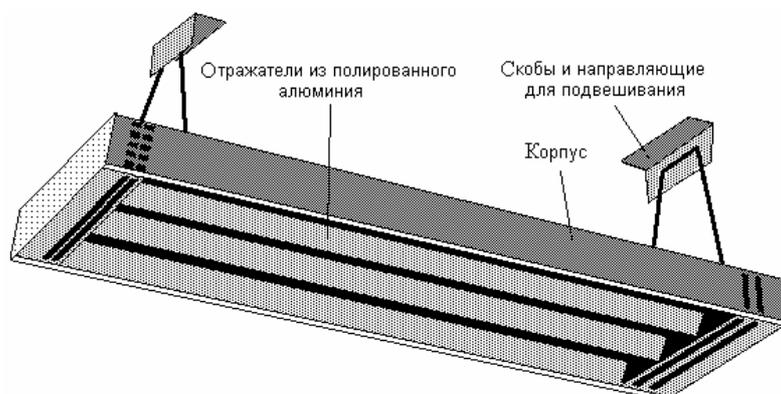


Рис. 2.8. Промышленный инфракрасный обогреватель типа IR фирмы FRICO 4,5 и 6 кВт

Обогреватели Comfort Infra CIR имеют цилиндрический зеркальный рефлектор, а IR - пластинчатые отражатели из зеркального анодированного алюминия. Энергоносителем для этих приборов служит электроэнергия. В термокассетах WP и TZ используется горячая вода. Габариты и мощности обогревателей приведены в [41].

Инфракрасные электрические обогреватели фирмы Pirox представляют собой панели направленного действия Heat Line и могут устанавливаться в помещениях высотой от 3 до 20 м. Мощность обогревателей от 0,4 до 4,2 кВт.

Излучающие приборы ЛН-100/30, разработанные Управлением "Энергогазремонт", предусматривают использование газа [40]. Номинальная тепловая мощность 30 кВт при расходе газа 3 м³/ч.

Газовые теплоизлучатели типа "РОДА"(Чехия) [20] подвешиваются под крышей корпуса или на стены (рис. 2.9). Конструкция теплоизлучателя включает устройства подвода газа, камеру с газовой горелкой, вентилятор отвода продуктов сгорания, теплоизлучающие трубки и рефлектор. Газ сжигается в камере и подается в теплоизлучающие трубки, которые и передают тепло окружающим поверхностям. Продукты горения отводятся наружу.

Отопительная система прямого теплоизлучения фирмы PENDER (Германия) состоит из горелочного блока и труб, монтируемых под потолком производственных помещений [42]. В этом случае отпадает необходимость в устройстве котельной. Кроме того, особенностью системы является возврат продуктов сгорания в отопительный контур горелки. Система Vario выпускается в трех модификациях - Vario mini (12 - 50 кВт для теплоизлучающих лент длиной от 9-30 м до 18-48 м), Vario midi (48 - 140 кВт длиной от 24-72 м до 42-120 м), Vario maxi (70 - 250 кВт

длиной от 30-150 м до 60-248 м). Используемый энергоноситель - газ. Излучающие трубы имеют теплоизоляцию сбоку и сверху.

Для отопления фиксированных рабочих мест фирма выпускает излучатели Ladenburg , также работающие на газе и состоящие из двух труб длиной 5,5 и 6,5м, отражателя и вентилятора отработавших газов. Мощность этих нагревателей 20 и 35 кВт.

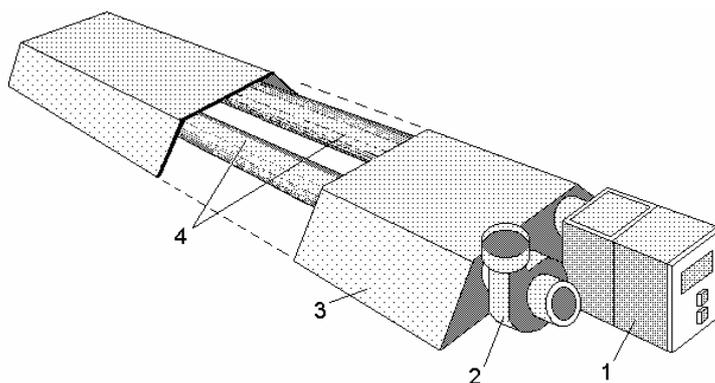


Рис.2.9. Газовый излучатель типа РОДА):
1 – газовая горелка; 2 – вентилятор для отвода продуктов горения; 3 – рефлектор; 4 – теплоизлучающие трубы

Рекомендуемые схемы размещения излучателей приведены в прил. 3 и в каталогах фирм [41,42].

2.3.2. Газовые отопительные приборы

В отличие от нагревательных приборов систем центрального отопления, для газового отопительного прибора не требуются распределительные сети. От печей, работающих на твердом или жидком топливе, его отличает высокая пожарная безопасность. Конвектор включается с помощью пьезоэлектрического зажигателя, который является составной частью прибора, работающего независимо от электрической сети. Воздух для горения подается непосредственно с улицы, и туда же отводятся продукты сгорания.

Конвектор отопительный газовый КОГ-5 [21] предназначен для отопления домов, квартир, коттеджей, офисов и общественных зданий. Вид топлива – природный газ или пропан. Теплопроизводительность прибора – от 1,5 до 5 кВт.

Возможность регулировки позволяет максимально экономить природный газ. При работе на пропане одного баллона достаточно для непрерывной работы в течение 15 дней. Расход газа не более 0,5 м³/ч. Для установки не нужна дымовая труба, продукты сгорания отводятся через отверстие в стене здания.

ЗАО "АГРОГАЗ" производит газовые отопительные конвекторы КОГ-5 "КАМЕЛЕК" номинальной мощностью 5 кВт с диапазоном регулирования от 1,5 до 5 кВт. При этом температура поверхности прибора не превышает 60 °С. Обогреватель выполнен в виде тумбы, в которой смонтированы горелка эжекционного типа, теплообменник, система розжига и контроля горения, элементы управления (рис. 2.10). Для регулирования теплоотдачи предусмотрен терморегулятор. В комплект входит настенный узел, с помощью которого свежий воздух подводится к горелке, а продукты сгорания отводятся наружу. По месту установки обогревателя в стене делается отверстие диаметром наружной трубы настенного узла. Возможен вариант с отводом продуктов сгорания через дымоход.

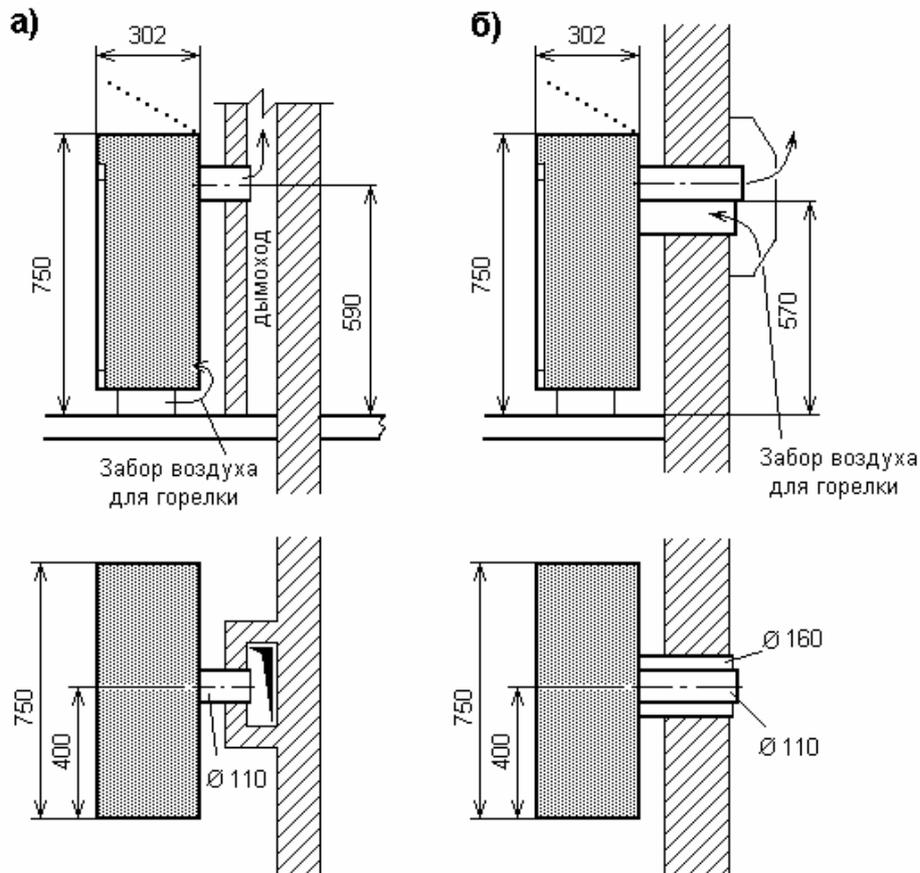


Рис. 2.10. Габаритные и монтажные размеры газовых отопительных конвекторов КОГ-5 "КАМЕЛЕК":

а) с забором воздуха из помещения; б) с забором воздуха снаружи

Аналогичные приборы производит венгерское предприятие FEG [22]. Это модели F8.50 KF(без дымохода) и F8.50 KF(с дымоходом) тепловой мощностью до 5,5 кВт.

2.3.3. Газовые воздухонагреватели

Огромное значение для энерго- и ресурсосбережения имеют газовые воздухоподогреватели. Воздух в них нагревается без применения промежуточных теплоносителей. Дымовые газы и нагреваемый воздух полностью изолированы друг от друга. К таким воздухонагревателям относятся, например:

- газовые воздухонагреватели ГВН-450 «АЭРОТЕРМ» и ВНС-90 «САМУМ», производимые фирмой «Энергогазремонт» (г. Екатеринбург);
- воздухонагреватели «Тепловей», выпускаемые АО «Тепловые системы» (г. Челябинск);
- воздухонагреватели ЗАО "СТИМРАТОР" (г. Санкт-Петербург).

Газовые воздухонагреватели ГВН-450 «АЭРОТЕРМ» [2] предназначен для отопления промышленных объектов и состоит из воздухозаборного блока с вентилятором, камеры сгорания, пластинчатого газовоздушного теплообменника, горелки и воздухоподающего блока (рис. 2.11, 2.12).

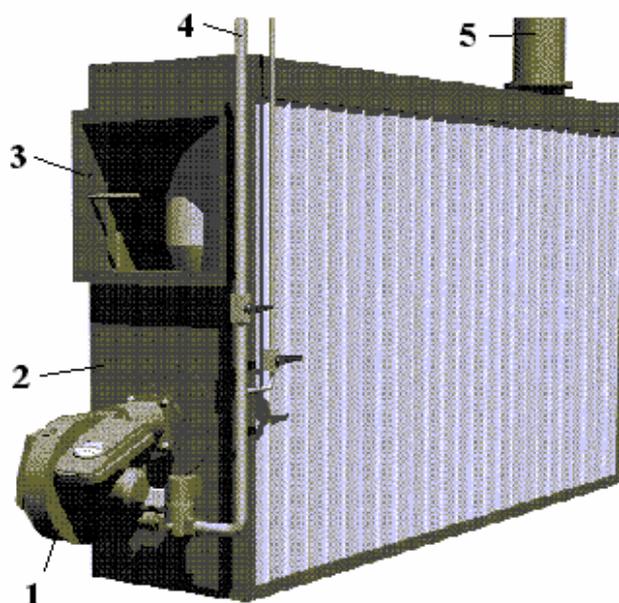


Рис.2.11. Общий вид воздухонагревателя ГВН-450 «АЭРОТЕРМ»:
1 – газовая горелка; 2 – корпус нагревателя; 3 – датчик температуры;
4 – газовая труба; 5 – дымовая труба

Все компоненты заключены в металлический кожух, однако воздухозаборный блок может быть и выносным. Теплообменник изготовлен из термостойкой легированной стали. Тепловая мощность нагревателя 150 – 450 кВт, расход газа до 58 м³/ч. Поставляются несколько модификаций с центробежным вентилятором ВЦ-4-75 № 8 производительностью по воздуху 20000 м³/ч. Температура нагретого воздуха 50 – 100 °С. Схема присоединения дымовой трубы показана на рис. 2.13.

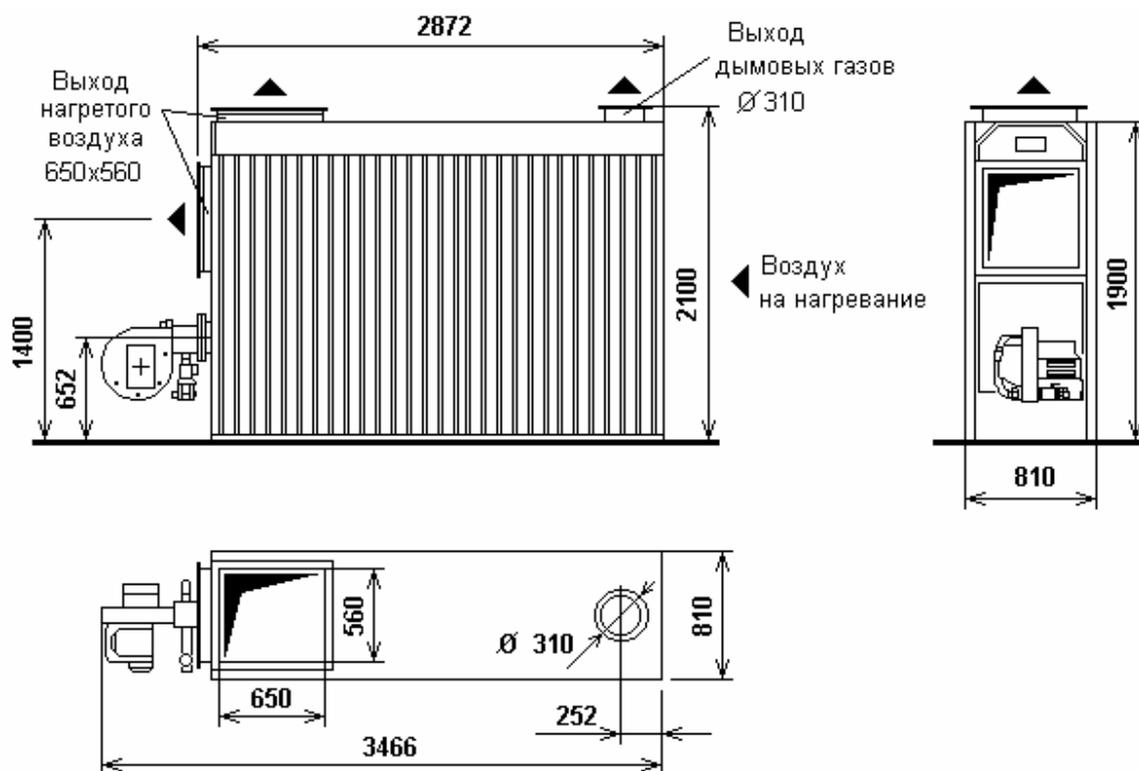


Рис. 2.12. Габаритные размеры воздухонагревателя ГВН-450 «АЭРОТЕРМ»

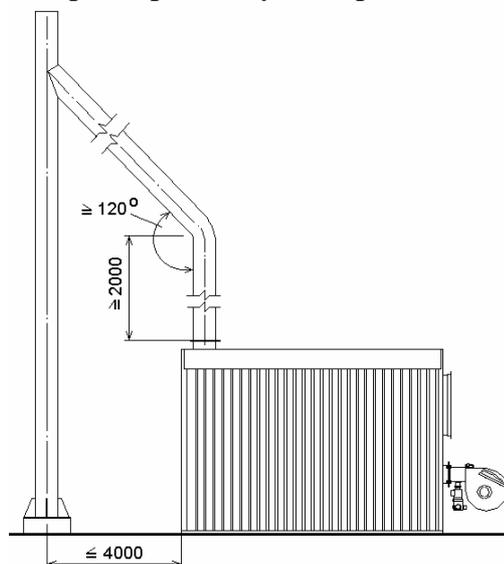


Рис. 2.13. Схема присоединения дымовой трубы к воздухонагревателю ГВН-450 «АЭРОТЕРМ»

Воздухонагреватель позволяет нагревать наружный воздух до необходимой температуры и распределять его в различные зоны цеха с помощью воздуховодов. Воздухонагреватель имеет КПД 90% и работает в автоматическом режиме без постоянного обслуживающего персонала. Автоматика позволяет с высокой точно-

стью поддерживать заданный температурный режим в обслуживаемом помещении и легко переходить в режим дежурного отопления. Это большая экономия для предприятий, особенно с односменным режимом работы. Возможность зонного обогрева помещений позволяет целесообразно использовать тепловую энергию, следовательно, экономить топливо.

Воздухонагреватель ГВН должен размещаться в отдельном помещении при использовании его для отопления общественных и бытовых помещений либо в отгороженной зоне в помещениях промышленного назначения.

Аналогичные воздухонагреватели производятся ЗАО "СТИМПАТОР" (г. Санкт-Петербург) [23]. Модели STEAMTHERM имеют мощность от 30 до 500 кВт. В конструкции использованы новейшие разработки финской теплотехники. Воздухонагреватели поставляются полностью готовыми к эксплуатации и могут быть подключены к воздуховодам или использоваться для непосредственного обогрева помещений.

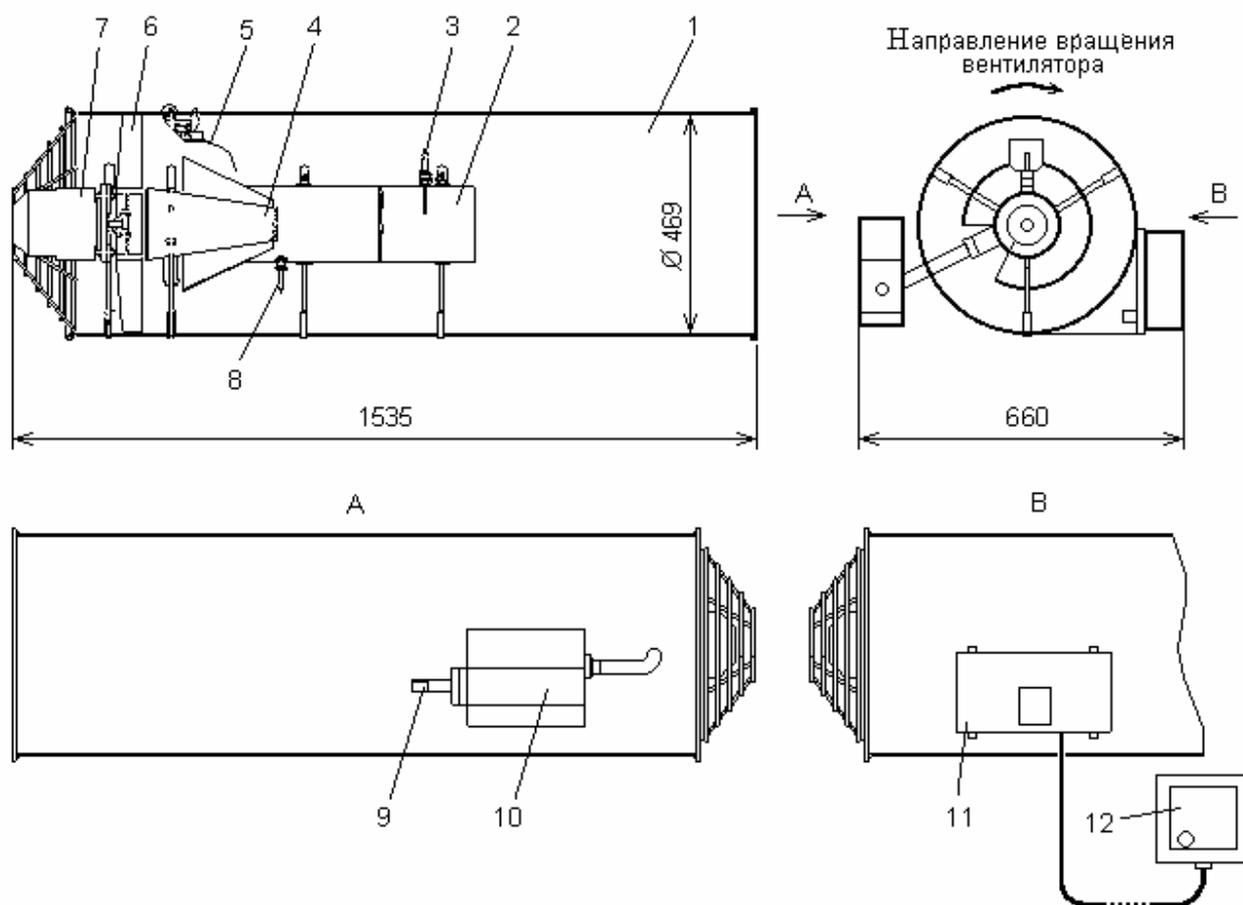
Воздухонагреватель «Тепловей», выпускаемый АО «Тепловые системы» (г. Челябинск), также состоит из камеры сгорания, газовоздушного теплообменника, вентилятора, стального кожуха и электрооборудования [5]. Корпус воздухонагревателя покрыт тепловой изоляцией из стекловолокна с теплоотражающей пленкой. Камера сгорания выполнена из нержавеющей стали. Конструкция теплообменника исключает попадание дымовых газов в нагреваемый воздух. Подача воздуха в воздухонагреватель осуществляется с помощью вентилятора (центробежного или осевого), приставного или встроенного под камерой сгорания.

Нагретый воздух подается в помещение через жалюзийную решетку или системой воздуховодов. Максимальная температура дымовых газов на выходе из воздухонагревателя 200 °С, нагреваемого воздуха - 95 °С. Выпускается 9 моделей воздухонагревателей "Тепловей" с теплопроизводительностью от 45 до 450 кВт. Выбор типа воздухонагревателя зависит от требуемой тепловой мощности, место установки выбирается непосредственно в отапливаемом помещении при мощности до 100 кВт или в отдельном помещении при большей мощности или при наличии пыли.

При использовании воздухонагревателей следует учитывать требование СНиП [19] о необходимости установки резервного вентилятора в системах воздушного отопления или предусматривать для этой цели не менее двух воздухонагревателей.

Особые преимущества газовые воздушные нагреватели имеют при применении в сельском хозяйстве. Основным потребителем газа в сельскохозяйственном производстве являются тепличные хозяйства, животноводство, птицеводство, сушка сельхозпродуктов. Для обогрева сельскохозяйственных корпусов, в том числе птицеводческих комплексов, свинарников, теплиц, «Уралтрансгазом» разработаны и выпускаются аппараты прямого нагрева типа «САМУМ» [6] тепловой мощностью 90 кВт, общий вид и установка которого приведены на рис.2.14.

а)



б)

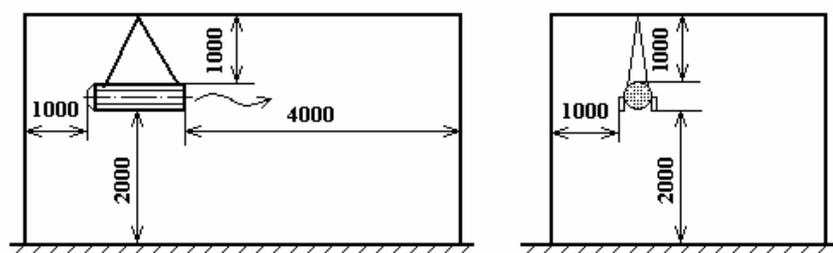


Рис.2.14. Воздуонагреватель ВНС-90М «САМУМ»:

а) - общий вид и габаритные размеры; б) – установка воздунагревателя; 1 – корпус; 2 – газогорелочная камера; 3 – датчик пламени; 4 – горелка; 5 – датчик – реле потока воздуха; 6 – крыльчатка вентилятора; 7 – электродвигатель вентилятора; 8 – электроискровой запальник; 9 – входной патрубок газа; 10 – комбинированный газовый блок БГР-01; 11 – пульт управления ПУГ-04.00.000; 12 – выносной датчик температуры

Агрегат прост в обслуживании, надежен, имеет высокий КПД использования газа. Отсутствие воды исключает размораживание системы. Возможность регулирования температуры воздуха в процессе роста птицы делает «САМУМ» незаменимым. Кроме того, данные воздухонагреватели можно использовать для временного обогрева при строительстве и проведении внутренних отделочных работ.

Помещение, где устанавливаются воздухонагреватели, должно быть оборудовано системой принудительной вентиляции производительностью 100 м³/ч на каждые 10 кВт тепловой мощности нагревателей. Допускается применение естественной вентиляции, если в помещение сообщается с наружным воздухом, а объем помещения не менее 200 м³ на каждые 10 кВт тепловой мощности нагревателей.

Особенностями газовых нагревателей являются шум и высокие температуры нагретого воздуха. Так, в [4,5] приведены данные об уровнях звуковой мощности на различных частотах (табл. 2.5). Для сравнения в табл. 2.5 приведены допустимые значения уровня шума по [11]. Поэтому при использовании газовых воздухонагревателей требуется разработка специальных мероприятий по защите от шума на основании акустического расчета.

Таблица 2.5

Уровни шума

Уровни звукового давления, дБ	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
при работе нагревателей	64	90	82	77	73	70	68	66
допустимые для производственных помещений	94	87	81	78	75	73	71	69
допустимые для помещений управления	74	65	59	55	50	47	45	44
допустимые для территорий, прилегающих к зданиям	62	52	44	39	35	32	30	28

При установке газовых нагревателей в системах воздушного отопления необходимо производить расчет воздухораспределения с целью обеспечения требуемых нормами параметров воздуха в обслуживаемой зоне помещений по методике, приведенной в разделе. 3.2.

2.4. Малая энергетика

2.4.1. Использование отходов

Древесное топливо является одним из основных возобновляемых ресурсов энергии. Использование его вместо мазута и угля становится все более актуальным в России и за рубежом. Известно, что теплом, полученным при сжигании отходов от рубки одного гектара леса (что равноценно 15 тоннам мазута) можно обогревать квартиру площадью 60 кв. м в течение 10 лет. При сжигании древесных отходов образуется значительно меньше оксидов серы, а выбросы двуокси углерода фактически компенсируются поглощенной ранее при росте деревьев. Кроме того, становится ниже цена топлива, а стоимость единицы получаемого при сжигании тепла вдвое ниже, чем при использовании мазута. Кафедрой теплотехнических установок Военно-инженерного технического университета разработаны котлы для сжигания древесных отходов в кипящем слое КВДО-1,5-ВТКС [14].

2.4.2. Применение сжиженного газа

В настоящее время в России все большее значение придается освоению технологии получения и использования сжиженного газа. Несмотря на то, что во многих регионах создана единая система газоснабжения трубопроводным транспортом, строительство ответвлений от магистральных трубопроводов зачастую оказывается экономически невыгодным из-за невысокой плотности проживающего населения. Кроме того, газовая промышленность располагает ограниченными возможностями регулирования пиковых нагрузок газопотребления, вызываемых резким понижением температуры наружного воздуха или уменьшением поставок газа. Аналогичные проблемы имеются в системе энергообеспечения, где для покрытия пиковых нагрузок целесообразно использовать газотурбинные электростанции с применением сжиженного газа. Производство сжиженного газа эффективно также для месторождений с малыми запасами газа. Представляет интерес и перевод транспортных средств на природный газ, что позволяет существенно снизить загрязнение окружающей среды и сократить затраты на перевозку грузов.

Комплекс производства сжиженного природного газа (СПГ) включает установку сжижения газа, криогенное хранилище для приема СПГ и терминал для заправки емкостей для последующей транспортировки (рис. 2.15). Управление «Энергогазремонт» осваивает проектирование и строительство объектов газозенергообеспечения с комплексной продажей энергоресурсов потребителям.

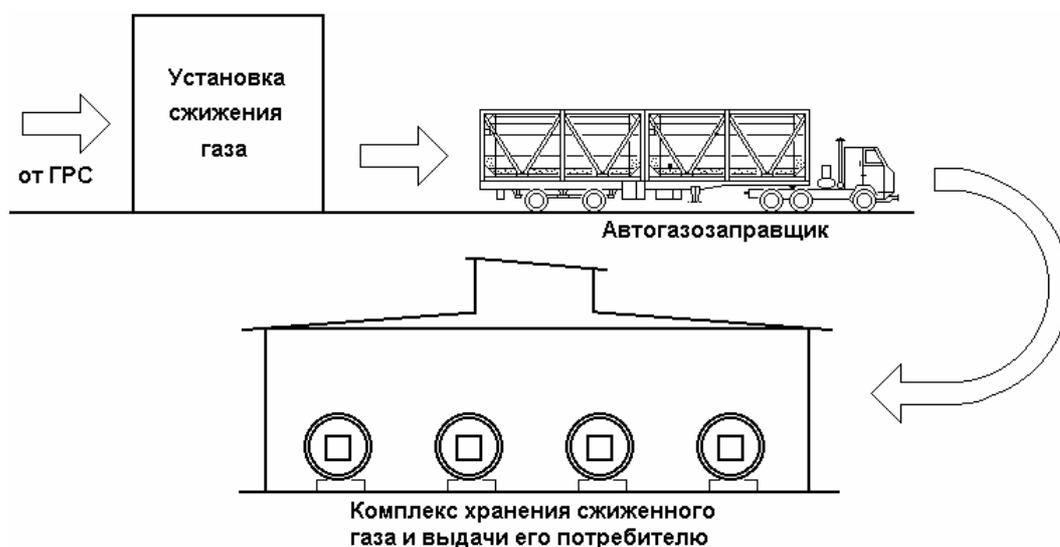


Рис. 2.15. Схема снабжения потребителей сжиженным газом

2.4.3. Тепловые насосы

Огромная потребность в тепловой энергии, рост стоимости энергоресурсов, экологические проблемы привели к необходимости использования тепловых насосов как альтернативных источников теплоснабжения зданий [17,38,39]. Тепловые насосы занимают существенное место в программах энергосбережения развитых стран, так как позволяют использовать возобновляемые энергоресурсы (тепло грунта, грунтовых вод, рек, водоемов) и вторичные энергоресурсы (тепло стоков, систем оборотного водоснабжения, систем вентиляции, обратной воды систем отопления).

Тепловым насосом называется машина, которая поглощает низкопотенциальную теплоту и передает ее в систему теплоснабжения потребителей в виде нагретой воды или воздуха [44]. Характерной особенностью теплового насоса является то, что при подводе 1 кВт электроэнергии возможно получение 3-4 кВт тепловой энергии. По принципу действия тепловой насос аналогичен холодильнику, в котором происходит охлаждение продуктов, а «снятое» тепло выбрасывается в воздух помещений. При этом передача тепла производится с помощью рабочего тела - хладагента, на перемещение которого и расходуется электроэнергия.

Могут применяться тепловые насосы двух типов:

- на воде или "рассоле" с промежуточными теплообменниками, использующими тепло грунта, грунтовых или поверхностных вод, а также атмосферного воздуха;
- воздушно-воздушные, работающие на удаляемом воздухе.

Схема теплового насоса приведена на рис. 2.16. Основными элементами теплового насоса являются конденсатор, компрессор и испаритель.

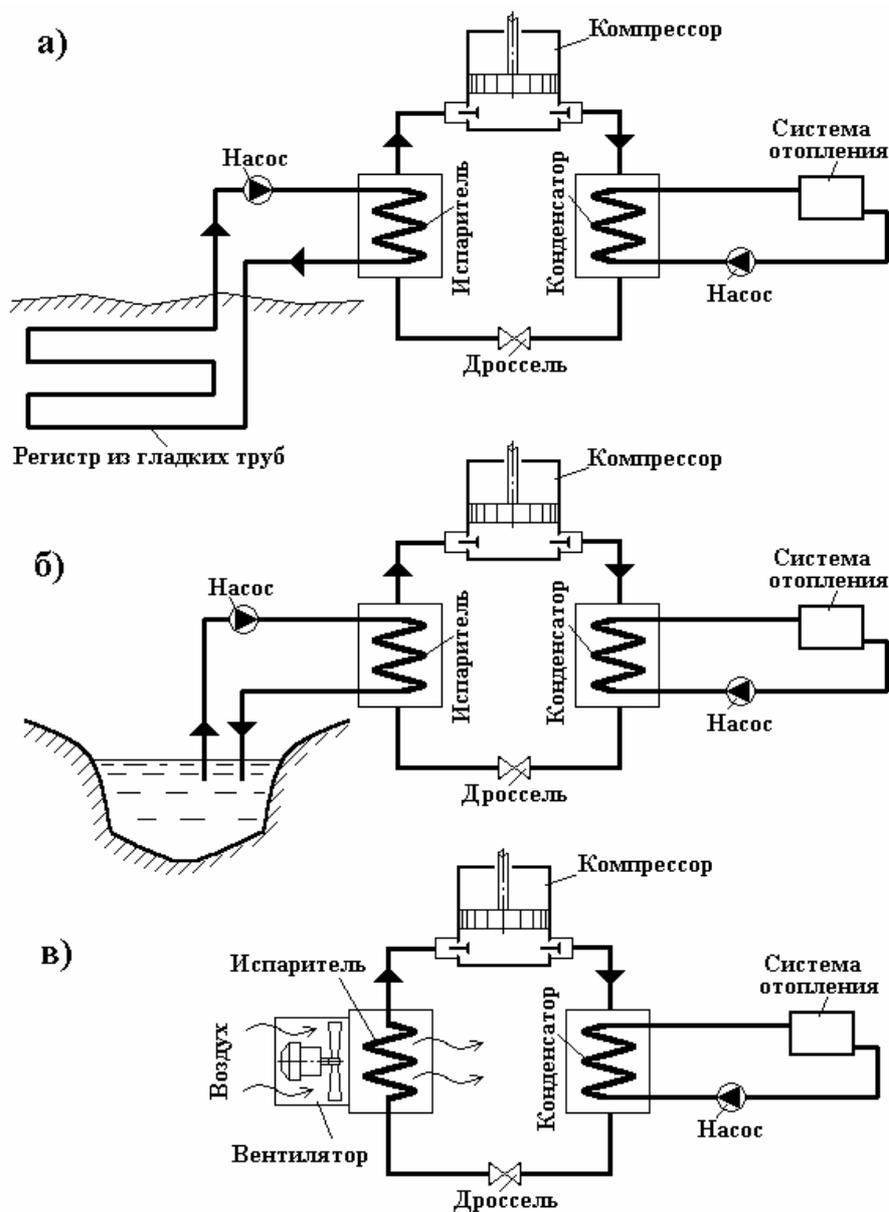


Рис. 2.16. Схемы отопления с тепловыми насосами:
а) использование теплоты грунта;
б) использование теплоты поверхностных вод;
в) использование теплоты атмосферного воздуха

Тепловой насос имеет три основных контура: контур циркуляции хладагента через компрессор, конденсатор, дроссель и испаритель; контур подвода к испарителю тепла от теплового источника; контур циркуляции теплоносителя системы отопления.

Процесс дросселирования хладагента сопровождается понижением его температуры. Хладагент поступает в испаритель, где частично вскипает, отбирая теп-

ло, поступающее с теплоносителем внешнего контура. Испаритель представляет собой кожухотрубный теплообменник, в трубках которого циркулирует теплоноситель из внешнего контура, а в межтрубном пространстве – хладагент. Газообразный хладагент поступает в компрессор, сжимается и направляется в конденсатор. В конденсаторе происходит сжижение паров за счет охлаждения водой из системы отопления.

Конденсатор также является теплообменным аппаратом, по трубкам которого проходит теплоноситель системы отопления. Хладагент, имеющий после компрессора более высокую температуру, поступает в межтрубное пространство, конденсируется на поверхностях трубок и отдает тепло теплоносителю системы отопления. Жидкий хладагент (конденсат) стекает на дно конденсатора и возвращается в испаритель.

Рассмотрим варианты тепловых насосов, использующих возобновляемые источники энергии.

Использование теплоты грунта и грунтовых вод

Грунт и грунтовые воды представляют собой источник энергии, накопленной в результате воздействия солнечной радиации и атмосферного воздуха в теплый период года, а также в результате поступления тепла из недр земли. В зависимости от климатических условий на глубине более 2 м температура оказывается практически постоянной и равной около 10 °С. Данный температурный уровень является недостаточным для непосредственного использования теплоносителя, нагреваемого теплотой грунта. Поэтому в схему включается тепловой насос и грунтовый теплообменник из пластмассовых труб (модифицированный полиэтилен или полипропилен).

Теплоноситель, циркулирующий в контуре грунтового теплообменника (это может быть вода с температурой на 4 - 7 °С ниже температуры грунта), ассимилирует тепло грунта и передает его испарителю теплового насоса. Это тепло используется в конденсаторе для нагрева теплоносителя системы отопления. Грунт в данном случае играет роль бесконечно большого теплоаккумулятора. Грунтовые теплонасосные системы достаточно широко используются в мировой практике. Схема отопления с использованием теплоты грунта приведена на рис. 2,16, а.

Использование теплоты поверхностных вод

Первичным теплоносителем в тепловом насосе может служить проточная вода с температурой от +5 до +40 °С. Чаще всего используют артезианские скважины, градирные установки, незамерзающие водоемы. Поверхностные воды океанов, морей, рек и озер обладают большим потенциалом тепловой энергии, накопленной при поглощении солнечной радиации. Температура их колеблется в тече-

нии года от 20 – 30 до 2 – 7 °С, что также недостаточно для нагрева теплоносителя систем отопления. Поэтому в схему теплоснабжения также включается тепловой насос (рис. 2.16, б).

Вода отбирается из водоема насосом и направляется непосредственно в теплообменник испарителя теплового насоса, где отдает тепло и возвращается в водоем с помощью сбросного насоса. В свою очередь, обратная вода системы отопления нагревается в конденсаторе теплового насоса и направляется в нагревательные приборы.

Регулирование теплопроизводительности системы отопления осуществляется изменением расхода теплоносителя и хладагента, а также отключением ступеней компрессора теплового насоса.

Использование теплоты атмосферного воздуха

Атмосферный воздух является общедоступным теплоисточником, обладающим значительным потенциалом тепловой энергии, накопленной в результате воздействия солнечной радиации. Однако температурный уровень этого источника подвержен сильным сезонным колебаниям, что предполагает включение в схему теплоснабжения теплового насоса (рис. 2.16, в). Схема включает воздухоохладитель, в котором теплота воздуха передается незамерзающему теплоносителю, циркулирующему внутри трубок. Для перемещения воздуха через воздухоохладитель предусмотрен вентилятор. Затем хладагент поступает в испаритель и после сжатия в компрессоре отдает тепло теплоносителю системы отопления.

При работе данной системы температура хладагента в испарителе должна быть на 3 – 5 °С ниже температуры атмосферного воздуха, так как уже при температуре наружного воздуха + 4 °С наблюдается наружное оледенение трубок воздухоохладителя, препятствующее прохождению воздуха. В то же время на оттаивание воздухоохладителя требуется тепловая энергия, соизмеримая с вырабатываемой, что делает экономически нецелесообразным использование теплоты атмосферного воздуха. Это обстоятельство ограничивает использование атмосферного воздуха в качестве аккумулятора теплоты

Использование тепловых насосов

В настоящее время в мире работает около 15 миллионов тепловых насосов мощностью от нескольких кВт до десятков МВт. По прогнозам Мирового энергетического комитета, к 2020 году 75% теплоснабжения в развитых странах будет обеспечиваться тепловыми насосами. Наиболее широко они применяются в США, Японии, странах Скандинавии. В России тепловые насосы еще не получили широкого распространения и работает их не более 100 единиц общей мощностью около 60 МВт.

Практический опыт в этой области и наибольший объем выпущенных теп-

ловых насосов мощностью от 10 до 3000 кВт имеют совместно работающая группа ЗАО «Энергия» (Новосибирск) и комплекс «Тепломаш», ОАО «Кировский завод» (Санкт-Петербург). В табл. 2.6 приведены основные характеристики выпускаемых ими тепловых насосов с поршневыми (НКТ) и винтовыми (НТ) компрессорами.

Таблица 2.6

Технические характеристики тепловых насосов

Характеристики	Тип теплового насоса					
	НТ - 500	НТ - 1000	НТ - 3000	НТ - 80	НКТ - 110	НКТ - 300
Теплопроизводительность, кВт*	$\frac{455}{686}$	$\frac{905}{1358}$	$\frac{1810}{2716}$	$\frac{105}{184}$	$\frac{155}{233}$	$\frac{311}{467}$
Потребляемая электрическая мощность, кВт*	$\frac{150}{161}$	$\frac{297}{315}$	$\frac{595}{630}$	$\frac{35}{43}$	$\frac{51}{55}$	$\frac{102}{110}$
Исполнение	Моно- блочное	Раз- дельное	Раз- дельное	Моно- блочное	Моно- блочное	Моно- блочное
Габаритные размеры, м:						
длина	4,1			2,38	3,9	4,5
ширина	2,3			0,9	2,1	2,1
высота	2,4			1,15	1,5	2,1
- агрегата компрессорного						
длина		4,1	5,2			
ширина		1,7	1,9			
высота		2,29	3,0			
- агрегата испарительно-компрессорного						
длина		3,8	5,55			
ширина		1,5	1,88			
высота		2,6	2,93			
Общая масса, кг	9700	13000	24000	1400	4500	4500

* В числителе - для воды источника с температурой 12 °С; в знаменателе - для воды источника с температурой 25 °С

2.4.4. Использование энергии ветра

Автономное энергоснабжение имеет две составляющие: электроснабжение и теплоснабжение, соотношение между которыми зависит от назначения объекта и его удаленности от централизованных источников. Применение ветроэлектростановок (ВЭУ) как источника электроснабжения наиболее целесообразно в соче-

тании с традиционными источниками, например, дизельными [18]. В этом случае может быть обеспечено бесперебойное электроснабжение объекта, так как работа ВЭУ возможна при определенных скоростях ветра.

3. МЕТОДИКИ РАСЧЕТА

3.1. Тепловой и тепловоздушный балансы помещения

Поддержание в помещении микроклимата с заданными допустимыми или оптимальными условиями по чистоте воздуха, его температуре, относительной влажности и подвижности осуществляется системами отопления, вентиляции и кондиционирования (системами ОВК). При проектировании систем ОВК их производительность по воздуху, тепло- или холодопотребление определяются на основании данных о количестве выделяющихся вредных веществ, водяных паров и составляющих теплового баланса. От достоверности исходных данных в существенной мере зависит качество инженерных решений и эффективность довольно дорогих и энергоемких систем ОВК. Опыт показывает, что для производственных помещений, не имеющих аналогов эффективно работающих систем ОВК, выбор исходных данных является наиболее ответственной и трудоемкой частью проекта. Использование для этой цели данных технологической части проекта оправдано, но не должно быть единственным источником информации и требует сопоставления с данными натурных обследований и с расчетными данными.

Тепловое самочувствие человека в значительной мере зависит от температуры воздуха в помещении. Поэтому в задачи систем ОВК входит поддержание в помещениях такой температуры воздуха, при которой обеспечиваются оптимальные или допустимые для жизнедеятельности человека условия. Значения температур воздуха в помещении (оптимальные или допустимые) устанавливаются санитарными или технологическими нормами [19,24] и являются расчетными параметрами, характеризующими внутренние условия в помещениях, и в сочетании с расчетными температурами наружного воздуха [25,26] входят в исходные данные для расчета систем ОВК.

Оценка энергетических затрат на отопление и вентиляцию помещения производится с учетом его теплового баланса. Тепловой баланс учитывает поступление теплоты в помещение от всех источников тепловыделений и расходование теплоты при расчетных температурах внутреннего и наружного воздуха. Поэтому тепловой баланс составляется для трех периодов года.

Источниками теплоступлений являются:

1) нагретые поверхности технологического оборудования (стенки печей, открытые поверхности расплавленных металлов и горячих растворов, поверхности

укрытий нагретого оборудования) [27];

2) поступающие в помещение нагретые материалы и изделия, остывающие в помещении [11,28];

3) прорывающиеся в помещение через неплотности оборудования нагретые газы и пары [28];

4) химические реакции, идущие с выделением теплоты;

5) переход механической и электрической энергии в тепловую (в обрабатывающих станках, электродвигателях, электротрансформаторах, осветительных приборах [11,28];

6) тепловыделения от людей [11,27,28];

7) теплопоступления от солнечной радиации через заполнение световых проемов и через покрытия бесчердачных помещений [11].

При учете теплопоступлений придерживаются следующего правила: в холодный период года и в переходных условиях теплопоступления учитываются в минимальных размерах, а в теплый период – в максимальных. Это позволяет иметь некоторый запас неучтенных теплопоступлений в холодный период и ориентироваться на наиболее неблагоприятные условия в теплый период. Например, теплопоступления от солнечной радиации могут наблюдаться и зимой, но рассчитывать на их постоянство в течение суток, как известно, не приходится. Поэтому солнечную радиацию учитывают только в теплый период. В производственных помещениях с большими тепловыделениями от оборудования доля тепловыделений от людей и осветительных приборов может быть незначительной и не требует обязательного учета в тепловом балансе.

Расходование теплоты в помещении может происходить следующим образом:

1) теплопотери через наружные ограждения вследствие разности температур внутри и снаружи помещения [19,27];

2) нагревание инфильтрующегося воздуха [11,19,27,28];

3) нагревание ввозимых снаружи изделий и материалов [27,28];

4) нагревание транспортных средств, въезжающих в помещение (автомобили, авто- и электрокары, железнодорожные локомотивы, железнодорожные вагоны [27,28];

5) на химические реакции, идущие с поглощением теплоты;

6) на испарение воды с открытых водных или со смоченных поверхностей [28].

Расходование теплоты учитывается в максимальном размере в холодный период года и в переходных условиях, а в теплый период – в минимальном размере. Например, теплопотери через наружные ограждения могут быть и летом при температуре воздуха в помещении выше температуры наружного воз-

духа. Игнорирование теплопотерь позволяет ориентироваться на наиболее тяжелый температурный режим помещения.

Результаты расчетов составляющих теплового баланса для каждого помещения целесообразно представить в форме табл. 3.1. Количество столбцов в приходной и расходной частях табл. 3.1 принимается по количеству учитываемых статей поступления и расходования теплоты. В последнем столбце приводится разность суммарных поступлений ΣQ_{pi} и суммарного расходования теплоты ΣQ_{pi} . Положительная разность этих величин свидетельствует о наличии в помещении избытков теплоты и необходимости разработки инженерных решений для предотвращения перегрева помещений. Отрицательная разность свидетельствует о недостатке теплоты и необходимости отопления помещения с помощью местных нагревательных приборов, воздушных отопительных агрегатов или путем перегрева воздуха, подаваемого в помещение вентиляционными установками.

Таблица 3.1

Тепловой баланс _____, кВт
Наименование помещения, цеха

Период года	Поступление теплоты					Расходование теплоты					Дебаланс $\Sigma Q_{pi} -$ $-\Sigma Q_{pi}$
	Q_{p1}	...	Q_{pi}	...	ΣQ_{pi}	Q_{p1}	...	Q_{pi}	...	ΣQ_{pi}	
Холодный											
Переходные условия											
Теплый											

Пример 3.1. В качестве примера рассмотрим вариант заполнения табл. 3.1 для деревообрабатывающего цеха (табл. 3.2). Из табл. 3.2 видно, что в холодный период недостаток теплоты составляет 79,5 кВт, в переходных условиях также наблюдается недостаток теплоты в размере 4,8 кВт и требуется отопление для обеспечения расчетных условий. Рассмотрим возможные варианты решения задачи отопления данного цеха в холодный период года с учетом того, что в цехе имеется вытяжная система вентиляции (пневмотранспорт пыли и стружки) производительностью $L = 20000$ м³/ч и приточная система вентиляции с такой же производительностью.

Отметим, что массовый расход приточного и удаляемого воздуха составляет $M = \rho L / 3600$, где $\rho = 1,2$ кг/м³ - плотность воздуха, и $M = 1,2 \cdot 20000 / 3600 = 6,7$ кг/с.

Расчетная температура внутреннего воздуха, которую должны обеспечить системы отопления и вентиляции, составляет $t_{wz} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ при расчетной температуре наружного воздуха $t_{ext} = -43 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 3.2

Тепловой баланс деревообрабатывающего цеха

Период года	Поступление теплоты				Расходование теплоты				Дебаланс $\Sigma Q_{pi} - \Sigma Q_{pj}$
	от солнечной радиации через окна	от солнечной радиации через покрытие	от электро-двигателей	ΣQ_{pi}	через наружные ограждения	на ин-фильтрацию	нагревание ввозимой древесины	ΣQ_{pj}	
Холодный			8,4	8,4	76,0	4,0	7,9	87,9	-79,5
Переходные условия			8,4	8,4	13,1	0,1		13,2	-4,8
Теплый	4,2	8,1	11,0	23,3					+23,3

Вариант 1. Отопление производится инфракрасными нагревателями (электрическими или газовыми). Тепловая мощность нагревателей согласно табл. 3.2 должна быть не менее 79,5 кВт. В этом случае температура приточного воздуха принимается $t_{in} = t_{wz} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$. Затраты теплоты на нагревание приточного воздуха (необходимая тепловая мощность калориферов) определим как

$$Q = cM(t_{in} - t_{ext}) = 1'6,7(18 + 43) = 409 \text{ кВт},$$

где $c = 1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C)}$ – удельная теплоемкость воздуха.

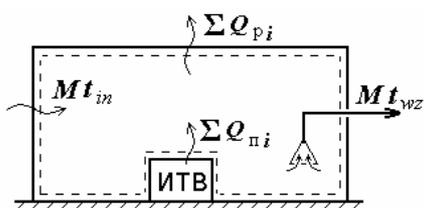


Рис. 3.1. Расчетная схема тепловоздушного баланса цеха

Вариант 2. Отопление осуществляется только за счет перегрева приточного воздуха. Температуру приточного воздуха t_{in} найдем из уравнения тепловоздушного баланса объема помещения, составленного в соответствии с расчетной схемой (рис. 3.1),

$$\Sigma Q_{pi} + cM t_{in} = \Sigma Q_{pj} + cM t_{wz},$$

или в соответствии с данными табл. 3.2

$$8,4 + 1'6,7 t_{in} = 87,9 + 1'6,7 \cdot 18,$$

откуда $t_{in} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Затраты теплоты на нагревание приточного воздуха

$$Q = cM(t_{in} - t_{ext}) = 1,6,7(30 + 43) = 489 \text{ кВт.}$$

Вариант 3. В цехе предусмотрена система дежурного отопления (водяного или инфракрасного) для поддержания температуры воздуха + 5 °С в нерабочее время. Требуемая тепловая мощность Q_{+5} системы дежурного отопления равна теплотерям помещения при температуре + 5 °С и может быть найдена по данным табл. 3.2 как

$$Q_{+5} = (76 + 4) \frac{5 - t_{ext}}{t_{wz} - t_{ext}} = (76 + 4) \frac{5 + 43}{18 + 43} = 63 \text{ кВт.}$$

Уравнение тепловоздушного баланса объема помещения в этом случае

$$\Sigma Q_{ni} + Q_{+5} + cM t_{in} = \Sigma Q_{pi} + cM t_{wz},$$

или $8,4 + 63 + 1,6,7 t_{in} = 79,5 + 1,6,7 \cdot 18,$

откуда $t_{in} = 19 \text{ °С.}$

Затраты теплоты на нагревание приточного воздуха

$$Q = cM(t_{in} - t_{ext}) = 1,6,7(19 + 43) = 415 \text{ кВт.}$$

Приведенные примеры иллюстрируют возможность перераспределения тепловых нагрузок между различными системами отопления. Окончательный выбор того или иного варианта инженерных решений по отоплению и вентиляции должен быть основан на сравнении технико-экономических показателей.

3.2. Воздушное отопление

Воздушное отопление осуществляется подачей в отапливаемое помещение нагретого воздуха. Как правило, воздушное отопление совмещается с приточной вентиляцией. Расход приточного воздуха определяется нормативными требованиями [19]. Температура приточного воздуха находится из уравнения тепловоздушного баланса помещения (см. разд. 3.1). Методы расчета воздушного отопления и воздухораспределения при вентиляции и кондиционировании воздуха базируются на закономерностях развития приточных струй.

Для подачи воздуха в помещение предназначены специальные устройства – воздухораспределители. При истечении воздуха из воздухораспределителей образуется *затопленная струя*, так как истечение происходит в ту же среду. Принято называть струю *свободной*, если на ее развитие не оказывают влияния ограждающие конструкции помещения, и *стесненной* при влиянии на ее развитие ограждающих конструкций. *Настилающимися* называются струи, развивающиеся вдоль поверхности ограждения. Струя нагретого или охлаж-

денного воздуха по сравнению с воздухом помещения является *неизотермической*, при равенстве температур воздуха в струе и в помещении имеем *изотермическую* струю.

Целью расчета воздушных струй (воздухораспределения) является анализ условий развития струи в помещении, определение скорости воздуха в струе, температуры и концентрации вредных примесей при входе струи в рабочую зону. Перечисленные параметры струи должны соответствовать допустимым по санитарным или технологическим нормам [19,24]. Наиболее фундаментальное обобщение теории струйных течений применительно к вентиляционной технике выполнено профессором М.И. Гримитлиным [29].

В основу расчета характеристик приточных струй положены закономерности свободных слабо неизотермических струй. К слабо неизотермическим относятся струи с текущим значением числа Архимеда: $Ar_x \leq 0,1$ – для компактных, веерных, конических и неполных веерных струй и $Ar_x \leq 0,15$ – для плоских струй. В этом случае гравитационные силы практически не оказывают влияния на характер развития струи. Влияние эффектов неизотермичности, стеснения, настипания и взаимодействия на развитие струи и значения характеризующих ее величин учитывается соответствующими коэффициентами.

3.2.1. Основные закономерности воздушных струй

Истечение приточного воздуха из воздухораспределителя или проема сопровождается подмешиванием окружающего воздуха, который вовлекается в движение под действием сил вязкости и турбулентных пульсаций. По мере удаления от места истечения воздуха увеличивается площадь поперечного сечения струи (рис. 3.2). Условная граница струи, показанная на схеме штриховой линией, отделяет область движущейся смеси подаваемого воздуха с окружающим.

Естественный угол расширения струй α составляет $11^\circ \dots 12^\circ$ и характеризуется значением $tg \alpha = 0,22$. Такая струя уже на расстоянии 10 м от воздухораспределителя может занимать область объема помещения диаметром 4,4 м. На относительно небольшом *начальном участке* струи происходит увеличение толщины пограничного слоя (слоя смешения) в направлении движения воздуха. При этом в центральной части струи – *ядре* скорость воздуха V_0 , температура t_0 и концентрация какой-либо примеси S_0 сохраняются такими же, как и на входе в воздухораспределитель.

В конце начального участка значения V_0 , t_0 и S_0 наблюдаются только на оси струи. В *слое смешения* происходит изменение скорости, температуры и концентраций от начальных значений до их значений в окружающем воздухе.

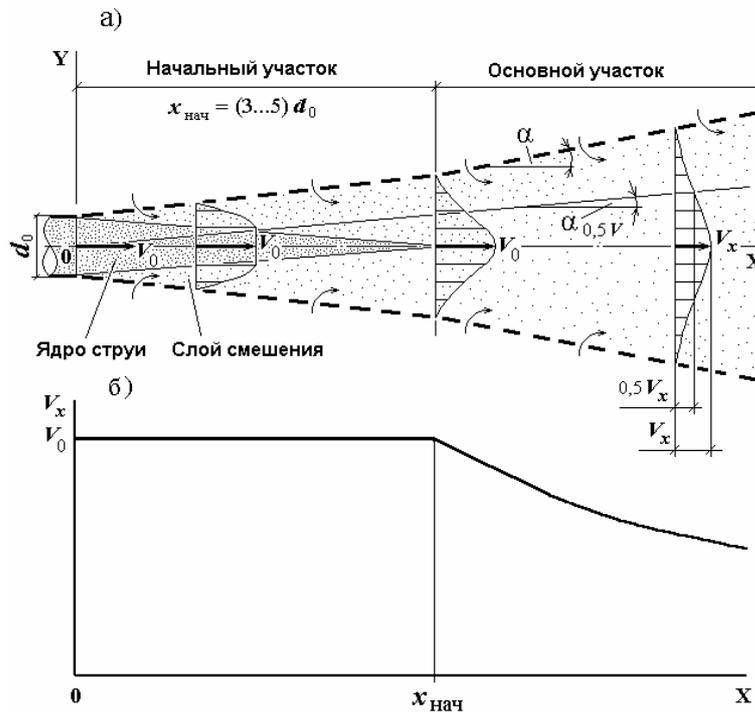


Рис. 3.2. Свободная затопленная струя:
а) схема развития струи; б) изменение скорости воздуха на оси струи по ее длине

На *основном участке* струи продолжается расширение струи и увеличение расхода воздуха в поперечном сечении. В свободных струях секундное количество движения (импульс) сохраняется постоянным в любом сечении, т.е.

$$I_0 = I_x, \quad (3.1)$$

где $I_0 = \rho_0 V_0^2 F_0$ – начальный импульс струи воздуха, Н;

$I_x = \int_F \rho_x V^2 dF$ – импульс в поперечном сечении струи на расстоянии x от воздухораспределителя, Н;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

F_0 – площадь сечения присоединительного патрубка воздухораспределителя, м²;

F – площадь поперечного сечения струи, м²;

V_0 – скорость воздуха в присоединительном патрубке воздухораспределителя, м/с;

V – скорость воздуха, проходящего через элементарную площадку dF поперечного сечения струи, м/с.

Из постоянства импульса следует, что увеличение массового расхода воздуха в струе приводит к уменьшению скорости воздуха в поперечном сечении струи. Изменяются также температура и концентрация веществ в воздухе струи. Чем больше подмешивается окружающего воздуха, тем более температура воздуха и концентрации веществ в струе приближаются к их значениям в окружающем воздухе. При этом границы теплового пограничного слоя в слабо неизотермических струях несколько шире границ скоростного (динамического) слоя.

Распределение параметров струи (скорости, температуры, концентрации веществ) в поперечном сечении струи по оси Y (см. рис. 3.2) может быть описано различными способами. Для этого используют степенные (Г. Шлихтинг), экспоненциальные (Г. Рейхардт) и синусоидальные (С.Е. Бутаков) зависимости, которые дают достаточно хорошее совпадение с экспериментальными данными. Исследователи часто отдают предпочтение экспоненциальным зависимостям, облегчающим использование интегральных соотношений. Описание профилей скоростей, температур и концентраций веществ в поперечном сечении струи базируется на трех полуэмпирических принципах:

- 1) избыточные концентрации веществ изменяются аналогично изменению избыточных температур:

$$\frac{\Delta S}{\Delta S_x} = \frac{\Delta t}{\Delta t_x}, \quad (3.2)$$

- где $\Delta S = S - S_{\text{окр}}$ – избыточная концентрация вещества в произвольной точке поперечного сечения струи, мг/м^3 ;
- $\Delta S_x = S_x - S_{\text{окр}}$ – избыточная концентрация вещества на оси струи, мг/м^3 ;
- $\Delta t = t - t_{\text{окр}}$ – избыточная температура воздуха в произвольной точке поперечного сечения струи, $^{\circ}\text{C}$;
- $\Delta t_x = t_x - t_{\text{окр}}$ – избыточная температура воздуха на оси струи на расстоянии x от воздухораспределителя, $^{\circ}\text{C}$;
- S – концентрация вещества в произвольной точке поперечного сечения струи, мг/м^3 ;
- $S_{\text{окр}}$ – концентрация вещества в воздухе помещения, мг/м^3 ;
- S_x – концентрация вещества на оси струи на расстоянии x от воздухораспределителя, мг/м^3 ;
- t – температура воздуха в произвольной точке поперечного сечения струи, $^{\circ}\text{C}$;
- $t_{\text{окр}}$ – температура воздуха в помещении, $^{\circ}\text{C}$;
- t_x – температура воздуха на оси струи на расстоянии x от воздухораспределителя, $^{\circ}\text{C}$

2) между распределением температур и скоростей имеется следующая зависимость:

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_x} = \left(\frac{V}{V_x} \right)^{Pr_T}, \quad (3.3)$$

где V – скорость воздуха в произвольной точке поперечного сечения струи, м/с;

V_x – скорость воздуха на оси струи на расстоянии x от воздухораспределителя, м/с;

$Pr_T = \nu_T / a_T$ – турбулентное число Прандтля, равное в среднем 0,7 для различных жидкостей (трансформаторное масло, ртуть, воздух);

ν_T, a_T – коэффициенты турбулентной вязкости и температуропроводности соответственно, м²/с;

3) в качестве характерного размера струи используется легко определяемая экспериментально величина $y_{0,5V}$, равная расстоянию от оси струи до точки, в которой скорость равна половине осевой (см. рис. 3.2), или $y_{0,5t}$, равная расстоянию от оси струи до точки, в которой избыточная температура равна половине избыточной температуры на оси струи. При этом

$$y_{0,5V} = y_{0,5t} \sqrt{Pr_T}.$$

В соответствии с этими принципами формулы Рейхардта могут быть представлены в виде

$$\frac{V}{V_x} = e^{-0,7 \left(\frac{y}{y_{0,5V}} \right)^2}; \quad (3.4)$$

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_x} = e^{-0,5 \left(\frac{y}{y_{0,5V}} \right)^2}, \quad (3.5)$$

где учитывается характеристика динамического пограничного слоя $y_{0,5V}$, или могут быть выражены через характеристику теплового пограничного слоя $y_{0,5t}$:

$$\frac{V}{V_x} = e^{-\left(\frac{y}{y_{0,5t}} \right)^2}; \quad (3.6)$$

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_x} = e^{-0,7 \left(\frac{y}{y_{0,5t}} \right)^2} . \quad (3.7)$$

Значение координаты $y_{0,5V}$ может быть выражено через расстояние x и угол $\alpha_{0,5V}$ между осью струи и линией, соединяющей центр начального сечения струи с точкой, в которой скорость воздуха составляет половину значения скорости воздуха на оси струи $V = 0,5V_x$:

$$y_{0,5V} = x \operatorname{tg} \alpha_{0,5V} . \quad (3.8)$$

Аналогично

$$y_{0,5t} = x \operatorname{tg} \alpha_{0,5t} . \quad (3.9)$$

Отметим, что $\operatorname{tg} \alpha_{0,5V} = \operatorname{tg} \alpha_{0,5t} \sqrt{0,7}$.

3.2.2. Виды воздушных струй

В зависимости от условий истечения воздуха различают три вида воздушных струй: **компактные**, **плоские** и **веерные** (рис. 3.3). Для всех видов струй без искусственного начального расширения $\operatorname{tg} \alpha = 0,22$ и расширение струи составляет 0,44 м на каждом метре ее длины, т.е. происходит достаточно быстро.

Компактные струи образуются при выпуске воздуха из цилиндрических или прямоугольных патрубков как открытых, так и с установленными в них сетками, решетками или перфорированными пластинами. Значения скоростей воздуха в поперечном сечении струи, избыточных температур и концентраций симметричны относительно оси. Поэтому такие струи называют также осесимметричными.

Плоские струи формируются при истечении воздуха из прямоугольных вытянутых отверстий при соотношении длин сторон больше 10. На удалении от воздухораспределителя $x > 6A_0$ свободная плоская струя трансформируется в компактную. В тех случаях, когда плоская струя развивается между двумя параллельными стенками, ограничивающими подмешивание окружающего воздуха с боков, она остается плоской на всем пути развития.

Веерные струи возникают при раздаче воздуха через насадки с плоским диском, установленным поперек потока.

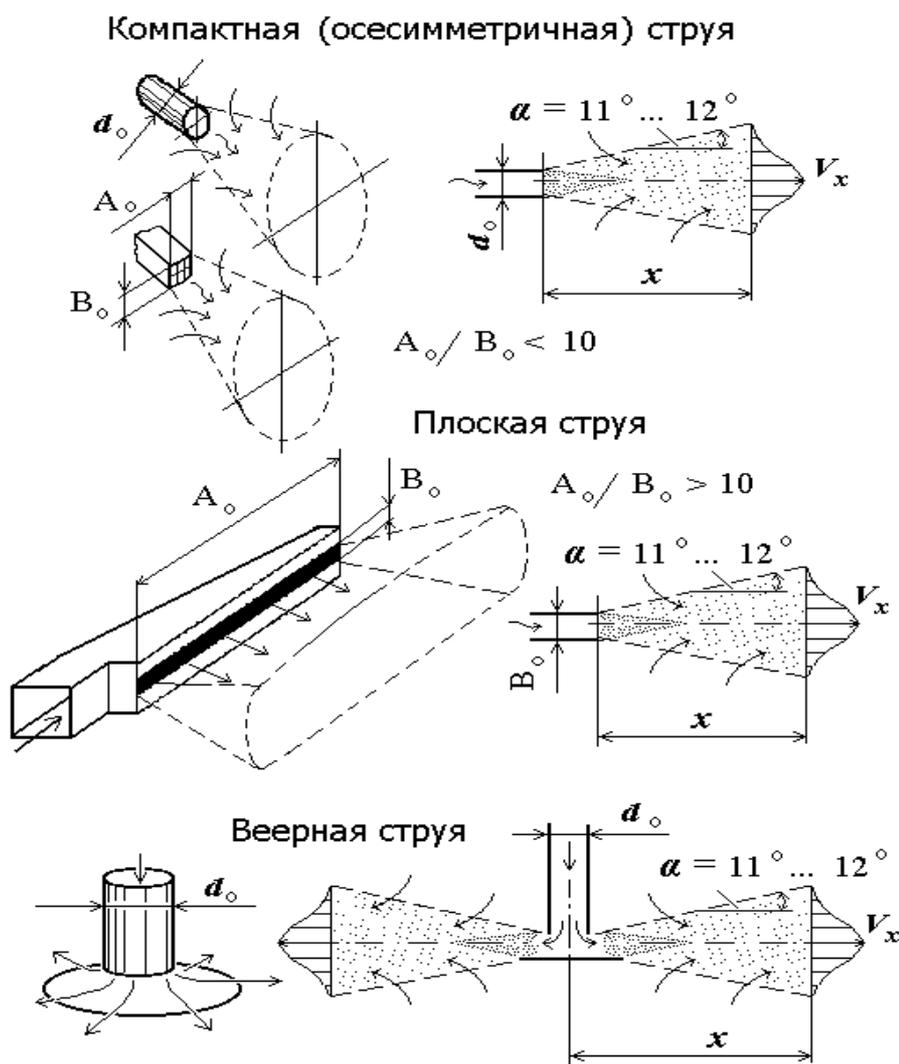


Рис. 3.3. Виды воздушных струй

Компактные струи с искусственным начальным расширением имеют более развитую поверхность, через которую подмешивается окружающий воздух, и уменьшение скорости воздуха на оси струи происходит более интенсивно. Примером таких струй являются конические, неполные веерные и закрученные струи.

Коническая струя (рис. 3.4) создается при выпуске воздуха через диффузоры с конусом. При конусности струи $\beta < 120^\circ$ полая коническая струя проявляет тенденцию к смыканию внутренних границ и превращению в компактную. При $\beta > 120^\circ$ коническая струя является веерной.

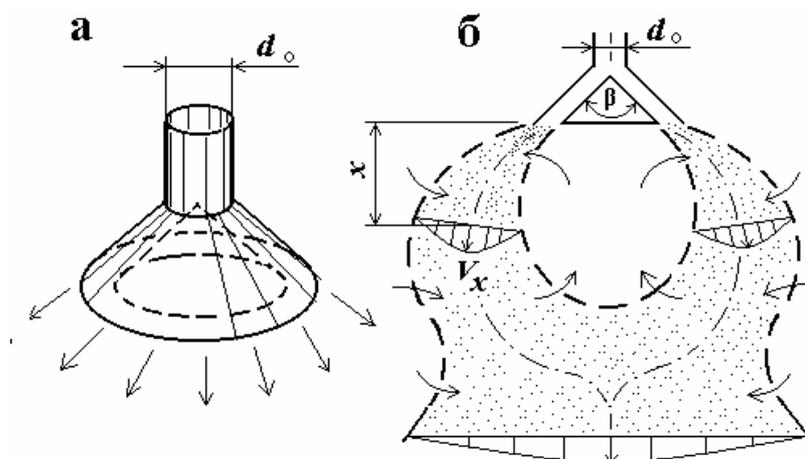


Рис. 3.4. Коническая струя:
 а) воздухораспределитель типа ВРк; б) схема развития струи

Неполная веерная струя формируется на выходе воздуха через пластинчатую решетку с расходящимися под некоторым углом β пластинами (рис. 3.5), поэтому имеет искусственно завышенный угол расширения, что обеспечивает более интенсивное подмешивание окружающего воздуха и более быстрое уменьшение осевых скоростей. На удалении от места истечения такая струя также трансформируется в компактную.

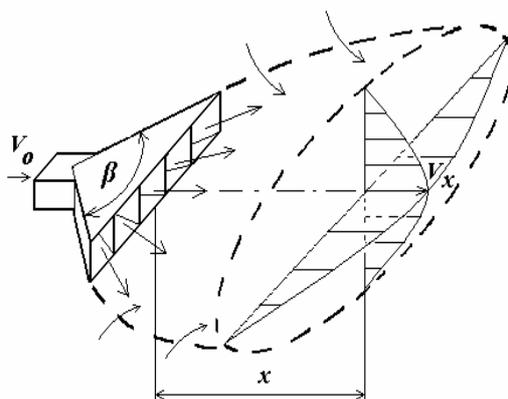


Рис. 3.5. Неполная веерная струя

Закрученная струя образуется при использовании в воздухораспределителе закручивающего устройства, придающего воздуху вращательное движение, имеет увеличенный угол начального расширения и кроме осевой радиальную и тангенциальную составляющие скорости (рис. 3.6).

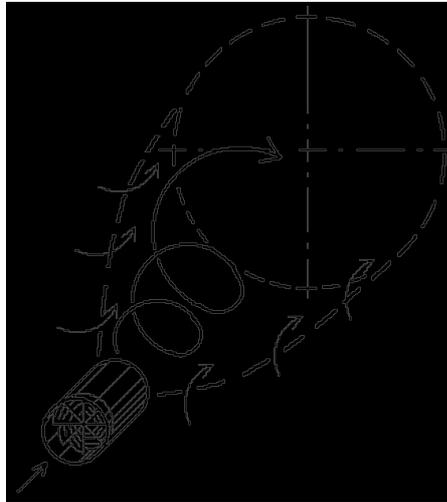


Рис. 3.6. Закрученная струя

В связи с тем, что длина начального участка струй сравнительно небольшая, рассмотрим закономерности приточных струй только на основном участке. Расчетные соотношения для начального участка читатель может найти в монографии М.И. Гримитлина [29]. Расчетные соотношения для основного участка свободных слабо неизотермических струй приведены по [29] в табл. 3.3. Характеристики воздухораспределителей различных типов можно найти в прил. 2.

В табл. 3.3 L_0 – расход воздуха в воздухораспределителе; L_x - расход воздуха в струе на расстоянии x от воздухораспределителя, м.

При использовании приведенных в табл. 3.3 соотношений для реальных приточных струй необходимо учитывать влияние эффектов *неизотермичности, настипания, взаимодействия* и *стеснения*.

Расчет воздушного отопления производится на основании методики расчета воздухораспределения [31], которая приведена ниже с соответствующими дополнениями.

Таблица 3.3.

Формулы для расчета основного участка свободных слабо неизотермических струй

Параметр струи	Условное обозначение	Формулы для видов струй		
		компактные	веерные	плоские
Относительная скорость на оси	$\frac{V_x}{V_0}$	$\frac{m \sqrt{F_0}}{x}$	$\frac{m \sqrt{F_0}}{x}$	$m \sqrt{\frac{B_0}{x}}$
Относительная избыточная температура	$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_0}$	$\frac{n \sqrt{F_0}}{x}$	$\frac{n \sqrt{F_0}}{x}$	$n \sqrt{\frac{B_0}{x}}$
Относительная избыточная концентрация	$\frac{\Delta S_x}{\Delta S_0}$	$\frac{n \sqrt{F_0}}{x}$	$\frac{n \sqrt{F_0}}{x}$	$n \sqrt{\frac{B_0}{x}}$
Относительный расход воздуха	$\frac{L_x}{L_0}$	$\frac{2x}{m \sqrt{F_0}}$	$\frac{\sqrt{2}x}{m \sqrt{F_0}}$	$\frac{\sqrt{2}}{m} \sqrt{\frac{x}{B_0}}$
Скоростной коэффициент	m	$\frac{0,67}{\operatorname{tg} \alpha_{0,5V}}$	$\frac{0,33}{\sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{0,5V}}}$	$\frac{0,82}{\sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{0,5V}}}$
Температурный коэффициент	n	$\frac{0,57}{\operatorname{tg} \alpha_{0,5V}}$	$\frac{0,3}{\sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{0,5V}}}$	$\frac{0,76}{\sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{0,5V}}}$

3.2.3. Неизотермические струи

Неизотермичность струй определяется числом Архимеда, характеризующим отношение гравитационных сил к силам инерции:

$$Ar = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{gl\Delta t}{V^2 T_{\text{окр}}},$$

где Gr - число Грасгофа; Re - число Рейнольдса; g - ускорение свободного падения, м/с^2 ; l - характерный размер, м ; Δt - разность температур воздуха в струе и окружающего, $^{\circ}\text{C}$; V - скорость воздуха, м/с ; $T_{\text{окр}}$ - абсолютная температура окружающего воздуха, К . В качестве характерного начального размера струи

принимается диаметр присоединительного патрубка $d_0 = 1,13 \sqrt{F_0}$ для компактных и веерных струй и B_0 - для плоских струй.

Значения чисел Архимеда, определенные по начальным условиям, составляют:

для компактных и веерных струй

$$Ar_0 = \frac{gd_0 \Delta t_0}{V_0^2 T_{\text{окр}}} ; \quad (3.10)$$

для плоских струй

$$Ar_0 = \frac{gB_0 \Delta t_0}{V_0^2 T_{\text{окр}}} . \quad (3.11)$$

Соотношение между гравитационными и инерционными силами в поперечном сечении струи принято оценивать текущим числом Архимеда Ar_x , определяемым по скорости на оси струи V_x , избыточной температуре Δt_x и расстоянию x :

$$Ar_x = \frac{gx \Delta t_x}{V_x^2 T_{\text{окр}}} ,$$

или с учетом соотношений для V_x и Δt_x (табл. 3.3),

для компактной и веерной струй

$$Ar_x = \frac{n}{m^2} \left(\frac{x}{d_0} \right)^2 Ar_0 ; \quad (3.12)$$

для плоской струи

$$Ar_x = \frac{n}{m^2} \left(\frac{x}{B_0} \right)^{3/2} Ar_0 . \quad (3.13)$$

В неизотермических струях под влиянием гравитационных сил изменяется по длине турбулентное число Прандтля, величина ***tg $\alpha_{0,5V}$*** и, как следствие этого, нарушается пропорциональность распределения скоростей и температур. Расчет параметров таких струй выполняется на основе закономерностей слабо неизотермических струй с использованием поправочных коэффициентов K_{tV} и K_t - ***коэффициентов неизотермичности***.

Коэффициент K_{tV} представляет отношение скорости воздуха на оси неизотермической струи - V_{xt} к скорости воздуха на оси слабо неизотермической струи - V_x :

$$K_{tV} = V_{xt} / V_x . \quad (3.14)$$

Коэффициент неизотермичности K_{tV} показывает, насколько скорость воздуха в неизотермической струе отличается от скорости воздуха в слабо неизотермической струе. При известном значении коэффициента неизотермичности скорость воздуха на оси струи определяются согласно (3.14) как

$$V_{xt} = V_x K_{tV}. \quad (3.15)$$

Таким образом, скорость воздуха изменяется пропорционально коэффициенту неизотермичности K_{tV} . Поэтому пропорционально изменяется и расход воздуха в поперечном сечении струи. С увеличением расхода воздуха уменьшаются избыточные температуры Δt_x и концентрации вредных веществ ΔS_x , поэтому зависимость указанных параметров струи от K_{tV} обратно пропорциональная:

$$\Delta t_{xt} = \Delta t_x / K_{tV}, \quad (3.16)$$

где K_{tV} - коэффициент неизотермичности по избыточным температурам воздуха и концентрациям примесей.

При противодействии гравитационных и инерционных сил происходит торможение воздушного потока, скорости воздуха уменьшаются и коэффициент неизотермичности $K_{tV} < 1$.

Логично было бы предположить, что при однонаправленном действии гравитационных и инерционных сил скорости воздуха будут возрастать по сравнению со слабо неизотермической струей. Однако экспериментальные данные [29] свидетельствуют, что этого не происходит и $K_{tV} \approx 1$. Физическое объяснение этого явления пока не найдено.

Согласно [29,30] величины коэффициентов неизотермичности зависят от способа подачи приточного воздуха, вида приточной струи и значения текущего числа Архимеда и рассчитываются по формулам:

при подаче приточного воздуха горизонтальными
ненастилающимися струями

для компактных струй

$$K_{tV} = \sqrt{1 \pm 0,7 Ar_x^2}; \quad (3.17)$$

для плоских струй

$$K_{tV} = \sqrt{1 \pm Ar_x^2}; \quad (3.18)$$

при подаче приточного воздуха вертикальными струями
сверху – вниз и горизонтальными настилающимися

для компактных струй

$$K_{tV} = \sqrt[3]{1 \pm 2,5 Ar_x} ; \quad (3.19)$$

для неполных веерных струй

$$K_{tV} = \sqrt[3]{1 \pm 1,25 Ar_x} ; \quad (3.20)$$

для плоских струй

$$K_{tV} = \sqrt{1 \pm Ar_x} ; \quad (3.21)$$

при подаче приточного воздуха наклонными струями

для компактных струй

$$K_{tV} = \cos \alpha_0 \sqrt{\cos^2 \alpha_0 + \left(\sin \alpha_0 \pm \frac{0,83 Ar_x}{\cos^2 \alpha_0} \right)^2} ; \quad (3.22)$$

$$K_{tt} = 1 / \cos \alpha_0 ; \quad (3.23)$$

для плоских струй

$$K_{tV} = \sqrt{\cos^3 \alpha_0 + \left(\sin \alpha_0 \sqrt{\cos \alpha_0} \pm Ar_x \right)^2} ; \quad (3.24)$$

$$K_{tt} = 1 / \sqrt{\cos \alpha_0} , \quad (3.25)$$

где α_0 – угол наклона струи к горизонту.

Примечания

1. В уравнениях (3.17) – (3.25) знак плюс принимается при однонаправленном действии гравитационных и инерционных сил, а знак минус – при противодействии гравитационных сил.
2. Коэффициенты неизотермичности по скорости и по избыточной температуре численно равны ($K_{tt} = K_{tV}$), за исключением случаев однонаправленного действия инерционных и гравитационных сил (см. примечание 3), наклонной подачи приточных струй и раздачи воздуха через перфорированные воздуховоды.
3. При однонаправленном действии гравитационных и инерционных сил значение коэффициента неизотермичности при определении скорости по уравнению (3.13) принимается $K_{tV} = 1$, а при определении температуры – K_{tt} в соответствии с уравнениями (3.17) – (3.25).

Под влиянием силы Архимеда может изменяться схема развития струи. Так, струя нагретого воздуха, подаваемого сверху вниз, может всплывать в верхнюю зону помещения, не достигая рабочей зоны, при $Ar_x > 0,2$ (рис. 3.7). Использование таких струй целесообразно при выполнении условия

$$x_t > h - h_{wz}, \quad (3.26)$$

где h – высота установки воздухораспределителя, м; h_{wz} – высота рабочей зоны, м; x_t – предельное расстояние, на которое может распространяться вертикальная струя при противодействии гравитационных сил.

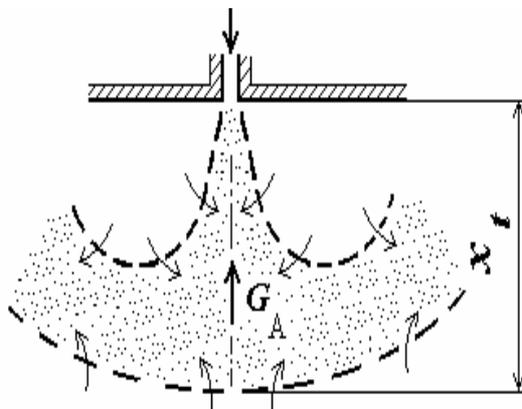


Рис. 3.7. Схема развития вертикальной струи нагретого воздуха при $Ar_x \geq 0,2$

Величину x_t можно определить из уравнений (3.12) и (3.13) при подстановке $Ar_x = 0,2$, $x = x_t$:

для компактных струй

$$x_t = 0,63 m d_0 (n Ar_0)^{-1/2}; \quad (3.27)$$

для плоских струй

$$x_t = 0,67 m^{4/3} B_0 (n Ar_0)^{-2/3}. \quad (3.28)$$

Воздушные струи, направленные под углом α_0 к горизонту, под действием гравитационных сил могут отклоняться вверх или вниз (рис. 3.8).

Искривление оси струи определяется уравнениями:

для компактных струй

$$\Delta z = x \operatorname{tg} \alpha_0 + 0,6x Ar_x; \quad (3.29)$$

для плоских струй

$$\Delta z = x \operatorname{tg} \alpha_0 + 0,7x Ar_x. \quad (3.30)$$

В уравнениях (3.29) – (3.30) значение текущего числа Архимеда принимается для струй холодного воздуха со знаком “–”, величина угла α_0 также учитывается с соответствующим знаком.

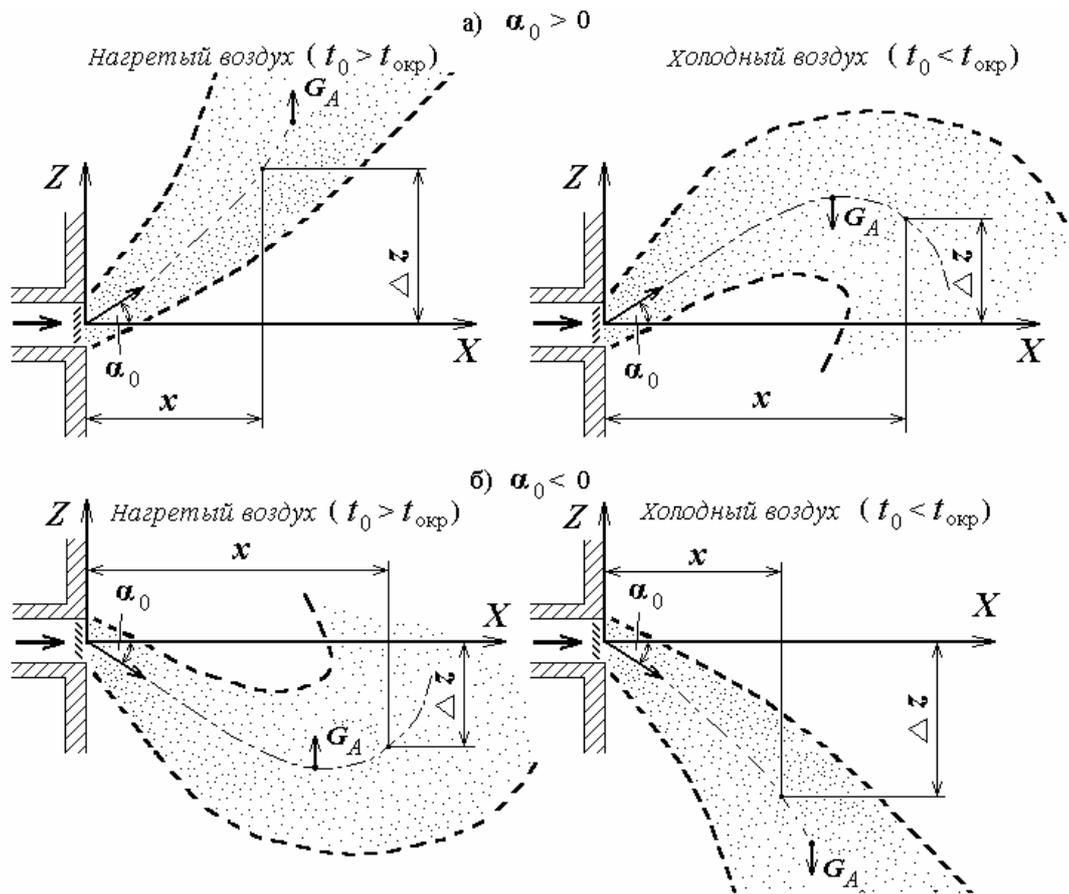


Рис. 3.8. Схемы развития наклонных неизотермических струй:
 а) при выпуске вверх ($\alpha_0 > 0$); б) при выпуске вниз ($\alpha_0 < 0$);
 G_A – направление действия гравитационных сил

3.2.4. Настилающиеся струи

При выпуске воздуха возле поверхности ограждения образуется настилаяя полуограниченная струя (рис. 3.9). Максимальная скорость воздуха наблюдается в относительно тонком слое у поверхности. Поэтому при описании таких струй обычно считают, что ось струи с максимальными значениями скоростей и избыточных температур проходит по поверхности ограждения.

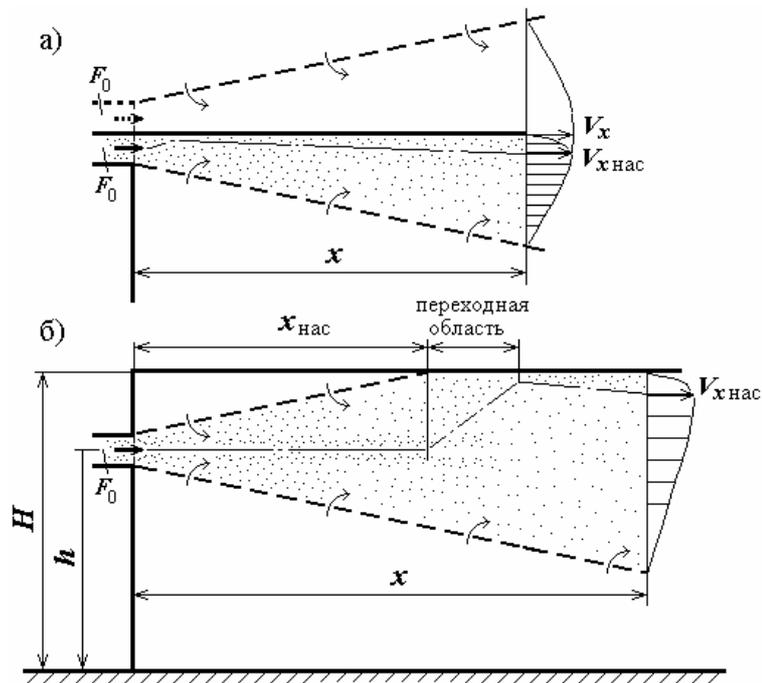


Рис. 3.9. Схемы настилающихся струй:
а) при выпуске воздуха у поверхности;
б) при выпуске на удалении от поверхности

Условия, при которых происходит настиление приточной струи, изучены в настоящее время недостаточно. Можно быть уверенным, что образуется настилающаяся струя при выпуске воздуха непосредственно у поверхности (см. рис. 3.9, а).

При подаче воздуха на удалении от поверхности (см. рис. 3.9, б) слабо неизотермическая струя развивается сначала как свободная до тех пор, пока граница ее не коснется ближайшей поверхности. После этого на участке переходной области начинает формироваться полуограниченная струя. Для упрощения расчетов будем полагать, что полуограниченная струя начинается при $x \geq x_{\text{нас}}$.

При $x = x_{\text{нас}}$ радиус струи определим как $R_{\text{стр}} = 2 x_{\text{нас}} \text{tg} \alpha_{0,5V}$. Так как $R_{\text{стр}} = (H - h)$, где H - высота помещения, а h - высота установки воздухораспределителя, получим для слабо неизотермической струи

$$x_{\text{нас}} = (H - h) / (2 \text{tg} \alpha_{0,5V}). \quad (3.31)$$

Экспериментально установлено, что настилающуюся струю можно рассматривать как половину свободной, имеющей для осесимметричной струи удвоенную площадь $2F_0$ (см. рис. 3.9, а), а для плоской струи - удвоенную ширину $2B_0$. Сравним скорости воздуха на оси свободной и настилающейся струи.

Для компактной и веерной струй в соответствии с табл. 3.3

$$V_x = V_0 \frac{m \sqrt{F_0}}{x},$$

$$V_{x \text{ нас}} = V_0 \frac{m \sqrt{2 F_0}}{x},$$

где $V_{x \text{ нас}}$ - скорость воздуха на оси настиляющей струи.

Сопоставление скоростей свидетельствует, что максимальная скорость в настиляющей струе увеличивается в $\sqrt{2}$ раза. Объясняется это тем, что настиляющая струя является полуограниченной и подмешивание окружающего воздуха происходит по меньшей поверхности и в меньших количествах по сравнению с ненастиляющей струей.

Коэффициент настиляния $K_{\text{нас}}$, определяемый как отношение максимальной скорости в настиляющей струе $V_{x \text{ нас}}$ к максимальной скорости в свободной струе,

$$K_{\text{нас}} = V_{x \text{ нас}} / V_x, \quad (3.32)$$

равен $\sqrt{2}$, или $K_{\text{нас}} = 1,41$.

Аналогично для плоских струй

$$V_x = V_0 m \sqrt{\frac{B_0}{x}};$$

$$V_{x \text{ нас}} = V_0 m \sqrt{\frac{2 B_0}{x}},$$

и коэффициент настиляния также равен $\sqrt{2}$.

При настилянии на две плоскости, например на потолок и стену, скорости увеличиваются примерно в 1,7 раза [29] и $K_{\text{нас}} = 1,7$.

Наиболее удобным приемом учета настиляния в расчетах параметров воздушных струй является переопределение скоростного m и температурного n коэффициентов путем умножения их на коэффициент настиляния $K_{\text{нас}} = \sqrt{2}$ или $K_{\text{нас}} = 1,7$: $m = m_0 K_{\text{нас}}$; $n = n_0 K_{\text{нас}}$, где m_0 и n_0 - скоростной и температурный коэффициенты воздухораспределителя по прил. 2.

Неизотермические струи могут настиляться на потолок за счет искривления оси струи под действием гравитационных сил (рис.3.10).

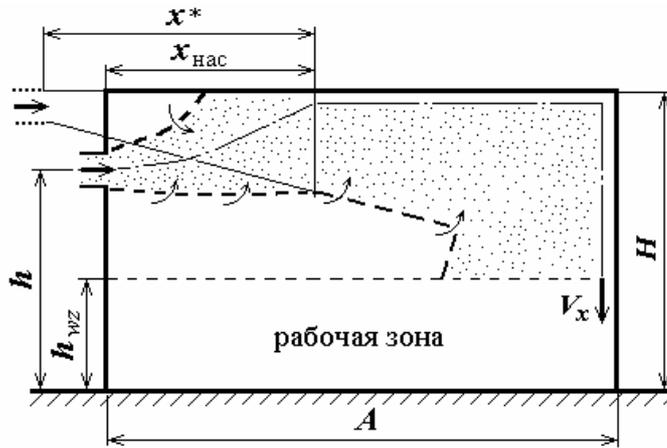


Рис. 3.10. Схема горизонтальной струи нагретого воздуха, настиляющейся на потолок

Расстояние от воздухораспределителя $x_{\text{нас}}$, на котором ось струи нагретого воздуха достигает потолка, может быть определено из (3.29) и (3.30) при $\alpha_0 = 0$ и $\Delta z = H - h$ с учетом уравнений (3.12) и (3.13):

для компактных струй

$$x_{\text{нас}} = \left[\frac{(H - h)m^2 d_0^2}{0,6nAr_0} \right]^{1/3}; \quad (3.33)$$

для плоских струй

$$x_{\text{нас}} = \left[\frac{(H - h)m^2 B_0^{3/2}}{0,7nAr_0} \right]^{2/5}. \quad (3.34)$$

При выпуске воздуха под углом к горизонту α_0 координату пересечения оси струи с поверхностью потолка можно найти графическим методом по уравнениям (3.29) и (3.30). В тех случаях, когда $x_{\text{нас}} > A$, величину $x_{\text{нас}}$ следует определять в соответствии со схемой на рис. 3.9, б по уравнению (3.31).

В литературе отсутствует метод расчета струй, развивающихся по схемам на рис. 3.9, б и 3.10. Для расчета параметров таких струй автор предлагает следующий прием. Заменяем реальную струю другой с такими же параметрами на истечении из воздухораспределителя, но изначально настиляющейся. Размещается воздухораспределитель на расстоянии x^* от сечения настиляния таким образом, чтобы расходы воздуха в струях были одинаковыми.

Расход воздуха для свободной компактной струи согласно табл. 3.3 при $x = x_{\text{нас}}$ и $m = m_0$

$$L = L_0 \frac{2x_{\text{нас}}}{m_0 \sqrt{F_0}}.$$

В настиляющей струе расход воздуха определим при $x = x^*$ и $m = K_{\text{нас}} m_0$:

$$L = L_0 \frac{2x^*}{K_{\text{нас}} m_0 \sqrt{F_0}}.$$

Из равенства расходов воздуха следует, что

$$x^* = K_{\text{нас}} x_{\text{нас}}. \quad (3.34)$$

Теперь параметры струи на входе в рабочую зону (см. рис. 3.10) можно рассчитывать как для настиляющей струи при длине ее оси от воздухораспределителя до входа в рабочую зону:

$$x = (x^* - x_{\text{нас}}) + A + (H - h_{\text{wz}}), \quad (3.35)$$

где A – длина помещения в направлении выпуска воздуха, м; H – высота помещения, м; h_{wz} – высота рабочей зоны, м. С учетом (3.34) уравнение (3.35) можно представить в виде

$$x = x_{\text{нас}}(K_{\text{нас}} - 1) + A + (H - h_{\text{wz}}). \quad (3.36)$$

Струя нагретого воздуха, настиляющаяся на пол, либо струя холодного воздуха, настиляющаяся на потолок) может оторваться от поверхности под действием гравитационных сил (рис. 3.11). Установлено [29], что отрыв струй происходит при определенных значениях текущего числа Архимеда, равных для компактных струй примерно 0,3, для плоских струй 0,25 и для веерных струй 0,2. С учётом этих данных получим:

для компактных струй

$$x_{\text{отр}} = 0,55 m d_0 (nAr_0)^{-1/2}; \quad (3.37)$$

для веерных струй

$$x_{\text{отр}} = 0,45 m d_0 (nAr_0)^{-1/2}; \quad (3.38)$$

для плоских струй

$$x_{\text{отр}} = 0,4 m^{4/3} B_0 (nAr_0)^{-2/3}. \quad (3.39)$$

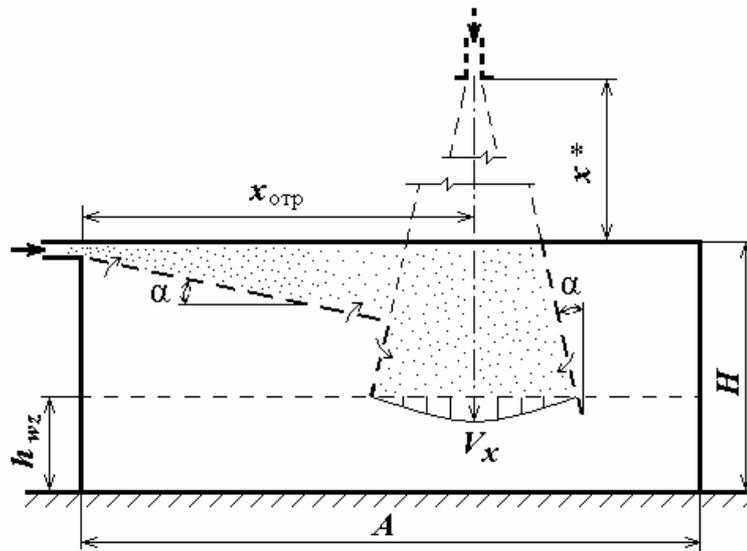


Рис. 3.11. Возможная схема развития настилающейся на потолок струи холодного воздуха

После отрыва от поверхности струя становится ненастилающейся. Для расчета ее параметров на входе в рабочую зону будем исходить из того, что расход воздуха в струе в сечении перед отрывом и после него один и тот же. Расход воздуха в настилающейся струе до отрыва определяется для компактной струи соотношением (см. табл. 3.3)

$$L = L_0 \frac{2x_{\text{отр}}}{m\sqrt{F_0}}$$

Приняв $m = m_0 K_{\text{нас}}$, где m_0 – скоростной коэффициент для свободной слабо неизотермической струи, получим:

$$L = L_0 \frac{2x_{\text{отр}}}{m_0 K_{\text{нас}} \sqrt{F_0}}$$

Такой же расход воздуха возможен в свободной вертикальной слабо неизотермической струе, выходящей из такого же воздухораспределителя, установленного на расстоянии x^* от места отрыва (см. рис. 3.11):

$$L = L_0 \frac{2x^*}{m_0 \sqrt{F_0}}$$

Из равенства расходов следует, что

$$x^* = x_{\text{отр}} / K_{\text{нас}} \quad (3.40)$$

Нетрудно убедиться, что уравнение (3.40) справедливо и для плоских струй. Таким образом, параметры струи воздуха после отрыва ее от потолка на входе в рабочую зону можно определить по уравнениям свободной струи при расчетной длине ее оси

$$x = x^* + (H - h_{wz}), \quad (3.41)$$

где H – высота помещения, м; h_{wz} – высота рабочей зоны (2 м – при работах, выполняемых стоя, и 1,5 м – при работах, выполняемых сидя).

Струя остается настиляющей на всем пути развития от воздухораспределителя до входа в рабочую (обслуживаемую) зону, если расчетное расстояние до точки отрыва струи холодного воздуха больше длины помещения в направлении выпуска воздуха (рис. 3.12). Таким же образом распространяются изотермические и нагретые настиляющиеся струи. В этом случае расчетная длина оси струи находится как

$$x = A + (H - h_{wz}), \quad (3.42)$$

A – длина струи в направлении выпуска воздуха от воздухораспределителя до противоположной стены, м.

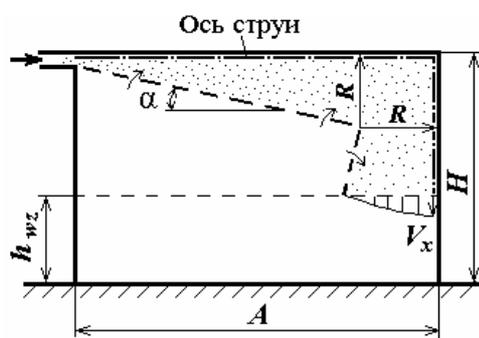


Рис. 3.12. Схема развития настиляющейся струи

При построении расчетной схемы струи, изображенной на рис. 3.10 и 3.11, можно полагать, что радиус R или ширина струи перед поворотом и после поворота равны (рис. 3.12). Следует иметь в виду, что предлагаемый прием построения границ струи является приближенным, так как реальная струя при повороте возле стены деформируется и уплотняется.

В связи с тем, что настиление струи на поверхность ограждений оказывает большое влияние на параметры струи,

расчет следует начинать с проверки условий настиления и определения коэффициента настиления. При этом очевидно, что для ненастиляющихся струй следует принимать $K_{нас} = 1$.

Пример 3.2. Рассчитаем параметры струи при воздушном отоплении. Высота цеха $H = 7$ м, длина в направлении выпуска воздуха $A = 11$ м, высота рабочей зоны $h_{wz} = 2$ м. Допустимая расчетная температура внутреннего воздуха в цехе $t_{wz} = 18...20$ °С. Подача воздуха осуществляется компактной струей по схеме на рис. 3.10 на высоте $h = 5,5$ м через воздухораспределитель типа РВ4 (прил. 2),

расчетная площадь $F_0 = 0,16 \text{ м}^2$, скоростной коэффициент воздухоораспределителя $m_0 = 6,3$, температурный коэффициент $n_0 = 3,2$. Расход подаваемого воздуха $L = 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$, его температура $t_0 = t_{in} = 30 \text{ °C}$.

Решение

Начальная скорость воздуха

$$V_0 = L / (3600 F_0) = 5000 / (3600 \cdot 0,16) = 8,7 \text{ м/с}.$$

Струя начинает развиваться как свободная, поэтому $m = m_0 = 6,3$, $n = n_0 = 5,1$. Характерный начальный размер струи

$$d_0 = 1,13 \sqrt{F_0} = 1,13 \sqrt{0,16} = 0,45 \text{ м}.$$

Число Архимеда по начальным условиям согласно (3.10)

$$Ar_0 = \frac{g d_0 \Delta t_0}{V_0^2 T_{окр}} = \frac{9,81 \cdot 0,45 (30 - 18)}{8,7^2 (273 + 18)} = 0,0024.$$

Под действием гравитационных сил ось струи искривляется и касается потолка. Расстояние от воздухоораспределителя до точки касания определим по формуле (3.32):

$$x_{нас} = \left[\frac{(H - h) m^2 d_0^2}{0,6 n Ar_0} \right]^{1/3} = \left[\frac{(7 - 5,5) 6,3^2 0,45^2}{0,6 \cdot 5,1 \cdot 0,0024} \right]^{1/3} = 11,8 \text{ м}.$$

Длина помещения в направлении выпуска воздуха меньше этого расстояния, поэтому настиление должно начинаться после касания границей струи потолка (см. рис. 3.9, б). Согласно табл. 3.3 можно найти для компактной струи

$$tga_{0,5V} = 0,67 / m_0 = 0,67 / 4,5 = 0,15.$$

По формуле (3.31)

$$x_{нас} = (H - h) / (2 tga_{0,5V}) = (7 - 5,5) / (2 \cdot 0,15) = 5 \text{ м}.$$

При настилении только на одну поверхность (на потолок) коэффициент настиления $K_{нас} = 1,41$ и расчетная длина оси струи определится по (3.36) как

$$x = x_{нас} (K_{нас} - 1) + A + (H - h_{wz}) = 5(1,41 - 1) + 11 + (7 - 2) = 17 \text{ м}.$$

Для настилающейся струи переопределим скоростной и температурный коэффициенты воздухоораспределителя:

$$m = m_0 K_{нас} = 6,3 \cdot 1,41 = 8,9; \quad n = n_0 K_{нас} = 5,1 \cdot 1,41 = 7,2.$$

Значение текущего числа Архимеда определим по (3.12):

$$Ar_x = \frac{n}{m^2} \left(\frac{x}{d_0} \right)^2 Ar_0 = \frac{7,2}{8,9^2} \left(\frac{17}{0,45} \right)^2 0,0024 = 0,31.$$

Коэффициент неизотермичности для данного случая найдем по уравнению (3.19):

$$K_{IV} = \sqrt[3]{1 \pm 2,5 Ar_x} = \sqrt[3]{1 - 2,5 \cdot 0,31} = 0,6.$$

Скорость воздуха на оси струи на входе в рабочую зону согласно табл. 3.3 и соотношения (3.32) равна

$$V_x = V_0 \frac{m \sqrt{F_0}}{x} K_{нас} = 8,7 \frac{8,9 \sqrt{0,16}}{17} 0,6 = 1,1 \text{ м/с.}$$

3.2.5. Взаимодействие струй

Взаимное влияние струй друг на друга проявляется при параллельном и встречном направлениях их движения (рис. 3.13) и оценивается коэффициентом взаимодействия K_{B3} :

$$K_{B3} = V_{x_{B3}} / V_x, \quad (3.43)$$

где $V_{x_{B3}}$ – осевая скорость во взаимодействующих струях, м/с; V_x – скорость воздуха на оси свободной слабо неизотермической струи.

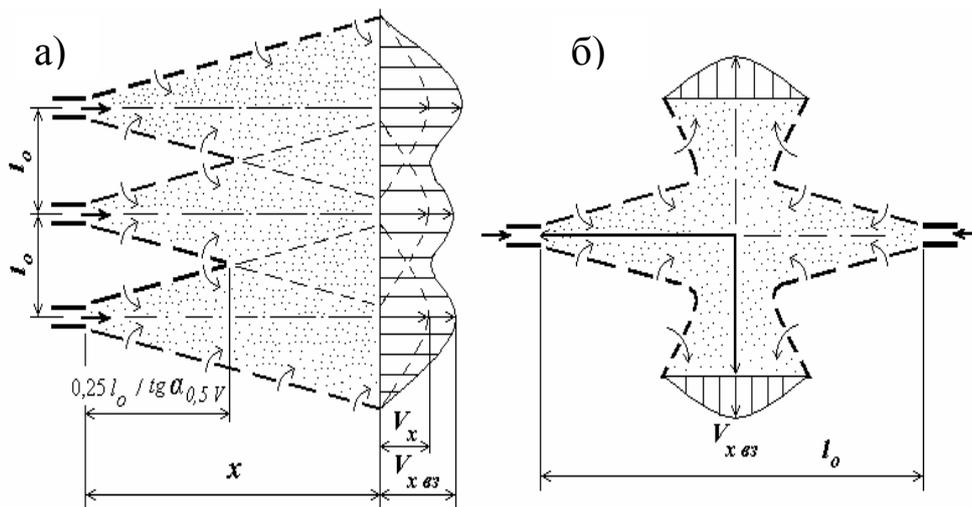


Рис. 3.13. Схемы взаимодействия струй:
а) параллельные; б) встречные

При параллельном движении струй приточного воздуха в одном направлении (рис.3.13, а) с расстоянием l_0 между ними взаимодействие их проявляется в

том, что на участке $x > 0,25l_0 / \operatorname{tg} \alpha_{0,5V}$ струи сливаются, и уменьшается количество подмешивающегося окружающего воздуха. Поэтому уменьшение осевой скорости происходит более медленно по сравнению со свободной одиночной струей и $K_{вз1} > 1$. Практически это проявляется при $x / l_0 > 5$.

Приведенные в [30] значения величины коэффициента взаимодействия в области $x / l_0 > 5$ с достаточной для практических расчетов точностью описываются для параллельных струй уравнением

$$K_{вз1} = 1 + 0,001(103 - 5,2N) \left(\frac{x}{l_0} - 5 \right)^{0,48+0,047N}, \quad (3.44)$$

где N - количество параллельных струй.

Очевидно, что $K_{вз1} = 1$ при $N = 1$, а также при $x / l_0 < 5$. При $N > 12$ величина коэффициента взаимодействия принимается такой же, как при $N = 12$.

Поддача воздуха в помещение может осуществляться горизонтальными встречными струями (рис.3.13, б). При взаимодействии одинаковых встречных струй образуется веерная струя, интенсивность подмешивания окружающего воздуха увеличивается и $K_{вз2} < 1$.

Согласно экспериментальным данным [29]

$$K_{вз2} = (475 + 0,62l_0 / l) 10^{-3}, \quad (3.45)$$

где l_0 - расстояние между воздухораспределителями, м; l - характерный размер воздухораспределителя (d_0 - для компактных струй, B_0 - для плоских).

При встречном взаимодействии нескольких параллельных струй суммарный коэффициент взаимодействия следует определять как произведение коэффициентов, рассчитанных по (3.44) и (3.45):

$$K_{вз} = K_{вз1} \cdot K_{вз2}. \quad (3.46)$$

Поскольку изменение скорости воздуха во взаимодействующих струях обусловлено изменением количества подмешивающегося окружающего воздуха, расход воздуха по длине струи обратно пропорционален $K_{вз}$, а избыточные температуры и концентрации - прямо пропорциональны.

3.2.6. Стесненные струи

Влияние ограждающих конструкций помещения на формирование приточной струи проявляется в изменении условий подмешивания окружающего воздуха. Поэтому настилающиеся струи, рассмотренные выше, являются одним из видов стесненных струй.

На качественное различие свободных и стесненных струй впервые обратили внимание В.В. Батулин и В.И. Ханжонков (1939 г.), а первые выводы о их закономерностях сделали М.Ф. Бромлей (1946 г.) и Р.Н. Гобза (1947 г.).

Экспериментальные исследования Н.Н. Садовской (1955 г.) позволили установить, что расширение стесненной струи не превышает 40% от площади сечения помещения в перпендикулярном к струе направлении. Наиболее полные экспериментальные исследования стесненной струи, вытекающей в тупик, выполнили В.А. Бахарев и В.Н. Трояновский [32]. Закономерности тупиковых стесненных струй приведены на основании выполненного автором анализа экспериментальных данных работы [32], а проточных – на основании собственных исследований стесненной плоской струи [31].

Тупиковая стесненная струя образуется в том случае, когда приточные и вытяжные отверстия расположены в плоскости истечения струи (рис.3.14). Анализ экспериментальных данных позволяет представить развитие тупиковой приточной струи следующим образом. На участке до x_1 струя расширяется как свободная и занимает около 35% площади поперечного сечения помещения.

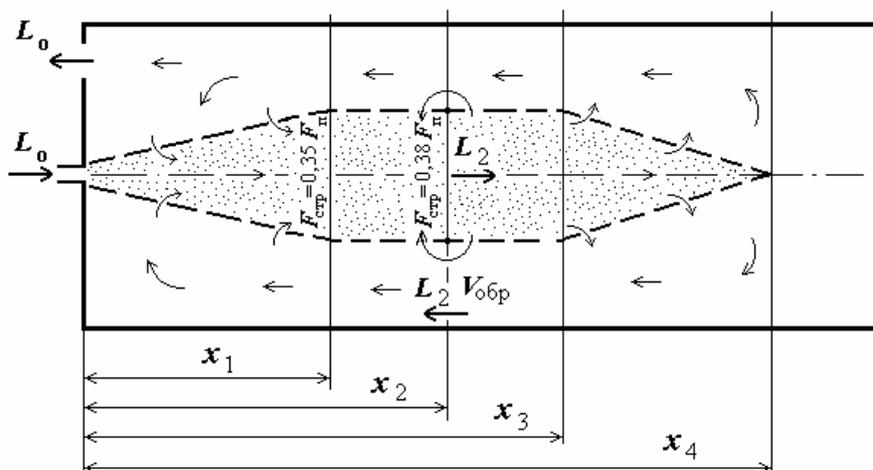


Рис. 3.14. Схема приточной струи, вытекающей в тупик, полученная по данным В.А. Бахарева и В.Н. Трояновского

На участке между x_1 и x_2 расширение струи уменьшается из-за встречного потока воздуха и составляет до 38 % площади помещения, но подмешивание окружающего воздуха продолжается. После x_2 начинается отсоединение части воздуха от струи. До конца участка x_3 практически площадь струи не изменяется. После этого площадь струи начинает уменьшаться, и к концу участка x_4 струя распадается.

До конца участка x_2 изменение осевых скоростей и расходов воздуха практически подчиняется закономерностям для свободных струй. В сечении x_2 расход

воздуха в струе L_2 максимальный и состоит из начального L_0 и вовлеченного в движение окружающего воздуха с расходом ΔL . Столько же воздуха с расходом $L_2 = L_0 + \Delta L$ проходит вне струи в обратном направлении. В сечении x_2 наблюдается наибольшая скорость движения воздуха в обратном потоке - $V_{обр}$.

На участке между x_3 и x_4 площадь, занимаемая струей, уменьшается из-за отсоединения воздуха от струи, продолжается уменьшение осевых скоростей, но более интенсивное по сравнению со свободной струей. Практически линейно уменьшается до нуля расход воздуха в сечении струи. Чем ближе к сечению x_4 , тем меньше приточного воздуха поступает в эту часть помещения. Поэтому за сечением x_4 располагается плохо проветриваемая зона помещения.

Изменение температур воздуха и концентраций примесей обусловлено подмешиванием к струе окружающего воздуха. По этой причине температура воздуха и концентрации примесей могут изменяться лишь до второго критического сечения. После второго критического сечения температуры воздуха и концентрации примесей остаются такими же как и во втором критическом сечении.

Проточная стесненная струя (рис. 3.15) образуется при удалении воздуха со стороны, противоположной притоку.

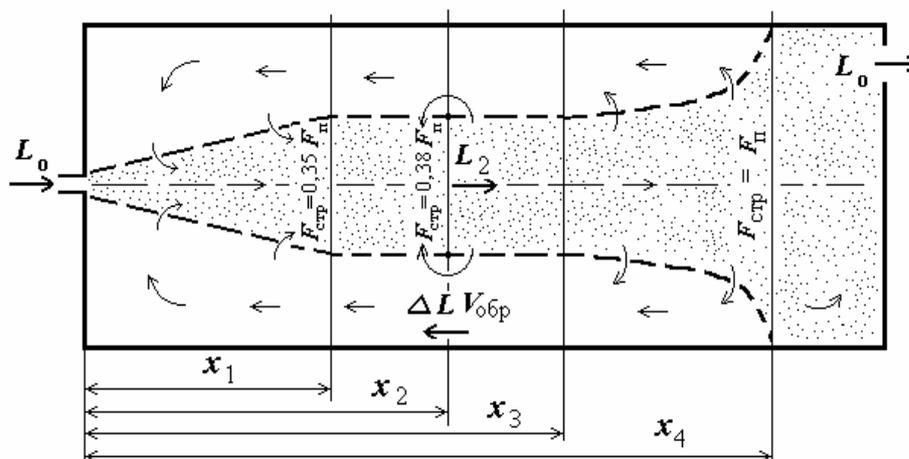


Рис. 3.15. Схема компактной проточной стесненной струи

Закономерности расширения проточной стесненной струи до третьего критического сечения такие же как у тупиковой струи. Струя расширяется как свободная до первого критического сечения, затем расширение практически прекращается из-за встречного (обратного) потока воздуха, идущего на подпитку струи. Расход воздуха в обратном потоке вне струи на участке $x = x_2$ составляет $\Delta L = L_2 - L_0$, что несколько меньше, чем в тупиковой струе (см. рис. 3.14). Тем не менее геометрические характеристики проточной струи такие же, как тупиковой. На участке между третьим и четвертым критическими сечениями струя расширяется по всему сечению помещения. Подмешивание окружающего воздуха к струе

наблюдается только до второго критического сечения. Поэтому после второго критического сечения концентрации примесей и температуры не изменяются.

Для оценки расстояний до критических сечений обычно используют безразмерные (относительные) величины:

$$\bar{x}_i = \frac{x_i}{m \sqrt{F_{\Pi}}} , \quad (3.47)$$

где \bar{x}_i – безразмерное расстояние от воздухораспределителя до рассматриваемого сечения струи; F_{Π} - площадь поперечного сечения помещения в перпендикулярном к струе направлении. Согласно уравнению (3.47) расстояния до соответствующих критических сечений могут быть найдены как

$$x_i = \bar{x}_i m \sqrt{F_{\Pi}} . \quad (3.48)$$

при известных значениях безразмерных величин \bar{x}_i , приведенных в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Критические сечения стесненных струй

Вид струи и расчетная формула	Безразмерные расстояния до критических сечений \bar{x}_i			
	\bar{x}_1	\bar{x}_2	\bar{x}_3	\bar{x}_4
Компактная, $x_i = \bar{x}_i m \sqrt{F_{\Pi}}$	0,25	0,32	0,40	0,58
Плоская, $x_i = \bar{x}_i m^2 H$	0,10	0,15	0,20	0,30

Значения коэффициентов стеснения $K_{ст}$ (табл. 3.5) определены автором для стесненной проточной струи по данным работы [31] как отношение осевой скорости в стесненной струе $V_{x ст}$ к осевой скорости в свободной струе:

$$K_{ст} = V_{x ст} / V_x , \quad (3.49)$$

Из табл. 3.5 следует, что на скорость воздуха на оси струи не оказывают влияния ограждающие конструкции ($K_{ст} = 1$) при $f = F_o / F_{\Pi} \leq 0,0012$, а также на участке $\bar{x} = 0,2 \dots 0,6$ в зависимости от параметра f . Длина участка \bar{x}_0 , для которого $K_{ст} = 1$, определяется соотношением

$$\bar{x}_0 = 1,5 f^{0,4} . \quad (3.50)$$

Таблица 3.5

Коэффициенты стеснения для компактной тупиковой струи

$f = \frac{F_0}{F_{II}}$	$K_{ст} = V_{x_{ст}} / V_x$ при \bar{x}										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
до 0,0012	1	1	1	1	1	1	1	-	-	-	-
0,0092	1	1	0,78	0,62	0,35	0,25	0,21	-	-	-	-
0,034	1	1	1	1	0,89	0,67	0,23	0,17	-	-	-
0,13	1	1	1	1	1	1	0,76	0,54	0,31	0,24	0,2

На участке струи $\bar{x} > \bar{x}_0$ коэффициент стеснения можно определить по полученной автором эмпирической зависимости

$$K_{ст} = 0,9 + 2,5(\bar{x} - \bar{x}_0)^2 - 2,7(\bar{x} - \bar{x}_0), \quad (3.51)$$

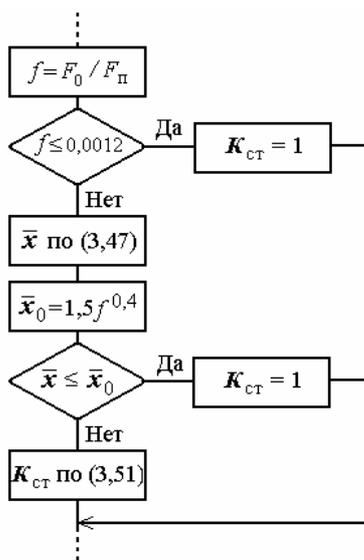


Рис. 3.16. Блок-схема расчета $K_{ст}$ для компактной тупиковой струи

Блок - схема определения коэффициента стеснения для тупиковой компактной, конической и неполной веерной струй приведена на рис. 3.16.

Для остальных видов струй коэффициенты стеснения могут быть найдены по формулам, полученным на основании данных [11]:

для веерной струи

$$K_{ст} = 1 - 0,3 \sqrt{\frac{H - h_{wz}}{F_{II}}}, \quad (3.52)$$

для плоской струи

$$K_{ст} = 1,09 - \frac{1,19x}{m^2 H}. \quad (3.53)$$

Коэффициенты стеснения для проточных струй $K_{ст,п}$ определяются согласно [11] уравнениями:

для компактных струй

$$K_{ст,п} = K_{ст} + 0,9 \frac{L_{кон} x \sqrt{F_0}}{L_0 m F_{II}}; \quad (3.54)$$

для плоских струй

$$K_{ст,п} = K_{ст} + \frac{L_{кон} x \sqrt{x B_0}}{L_0 m H_{п}} , \quad (3.55)$$

где $K_{ст}$ – коэффициент стеснения для тупиковой струи; $L_{кон}$ – расход воздуха, удаляемого из помещения в конце развития струи системами местных отсосов или общеобменной вытяжной вентиляции, м³/с. В тех случаях, когда вычисленное значение коэффициента стеснения окажется больше 1, следует принимать

$$K_{ст,п} = 1.$$

При подаче воздуха горизонтальными струями и положении второго критического сечения струи вне рабочей зоны последняя омывается обратным потоком воздуха. В плоскости второго критического сечения вне струи максимальная скорость воздуха в обратном потоке и избыточная температура определяются по формулам [11]:

$$V_{обр} = 0,78 V_0 \sqrt{\frac{F_0}{F_{п}}} ; \quad (3.56)$$

$$\Delta t_{обр} = 1,4 \Delta t_0 \sqrt{\frac{F_0}{F_{п}}} . \quad (3.57)$$

3.2.7. Расчетные параметры струй

Соотношение основных характеристик свободных и стесненных струй представлено на рис. 3.17. Площадь поперечного сечения струи (см. рис. 3.17,а) увеличивается аналогично свободной струе до первого критического сечения и остается почти постоянной до третьего критического сечения. Проточная стесненная струя расширяется в направлении развития до площади помещения, а площадь тупиковой уменьшается до нуля.

При расчете параметров струй эффект настиления для настилающихся струй учитывается путем переопределения скоростного и температурного коэффициентов воздухораспределителя.

Скорость воздуха на оси струи (см.рис.3.17,б)

$$V_{x,p} = V_x K_{tV} K_{вз} K_{ст} , \quad (3.58)$$

где $V_{x,p}$ – расчетная (действительная) скорость воздуха; V_x – скорость воздуха на оси свободной слабо неизотермической струи.

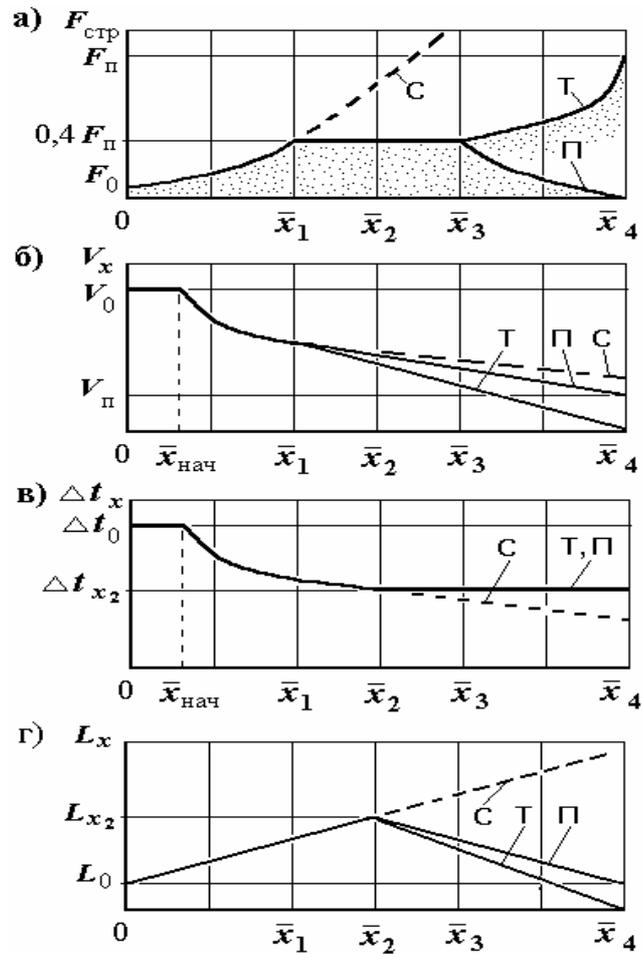


Рис. 3.17. Качественные закономерности реальных струй:
 а) площадь струи; б) скорость воздуха на оси струи; в) избыточная температура воздуха (концентрация примеси) на оси струи; г) расход воздуха в поперечном сечении струи; С – свободная струя; Т – стесненная тупиковая струя; П – стесненная проточная струя

Избыточная температура воздуха на участке до второго критического сечения (см. рис.3.17,в)

$$\Delta t_{x,p} = \Delta t_x \frac{K_{63}}{K_{tt} K_{cm}} \quad (3.59)$$

После второго критического сечения температура воздуха не изменяется. Поэтому для определения температуры воздуха в струе за вторым критическим сечением необходимо рассчитать x_2 и температуру воздуха при $x = x_2$.

Аналогично находится избыточная концентрация примеси на участке до второго критического сечения:

$$\Delta S_{x,p} = \Delta S_x \frac{K_{\text{вз}}}{K_{tt} K_{cm}}. \quad (3.60)$$

Расход воздуха на участке до второго критического сечения (см. рис.3.17,г) может быть определён из соотношения:

$$L_{x,p} = L_x K_{tV} / K_{\text{вз}}. \quad (3.61)$$

На участке $x_2 \leq x \leq x_4$ расход воздуха в тупиковой струе равен

$$L_{x,p} = L_{x_2} \left(1 - \frac{x - x_2}{x_4 - x_2}\right). \quad (3.62)$$

В проточной струе на участке $x_2 \leq x \leq x_4$ расход воздуха следует рассчитывать по формуле:

$$L_{x,p} = L_{x_2} - (L_{x_2} - L_0) \frac{x - x_2}{x_4 - x_2}. \quad (3.63)$$

На участке $x > x_4$ проточная струя заполняет все сечение помещения со средней скоростью воздуха $V_{\text{п}} = L_0 / F_{\text{п}}$.

3.2.8. Эффективность воздушного отопления

Эффективность воздушного отопления в конкретных условиях зависит от схемы организации воздухообмена и схемы воздухораспределения, включающей способ подачи воздуха и тип воздухораспределителя.

Распределение температур по объему помещения аналогично распределению концентраций примесей. В работе [31] выполнен анализ зависимости концентрации вредного вещества в воздухе рабочей зоны от способа организации воздухообмена и схемы развития струи. Рассмотрен случай, когда воздух поступает в рабочую зону сверху (рис. 3.18), например, при подаче его вертикальными, наклонными или горизонтальными настилающимися на потолок струями.

В первом варианте (см. рис.3.18,а) схема организации воздухообмена «сверху вверх» и расстояние от воздухораспределителя до второго критического сечения струи - x_2 больше расстояния до верхнего уровня рабочей зоны - x . Поэтому приточная струя развивается на участке от воздухораспределителя до входа в рабочую зону с подмешиванием окружающего воздуха.

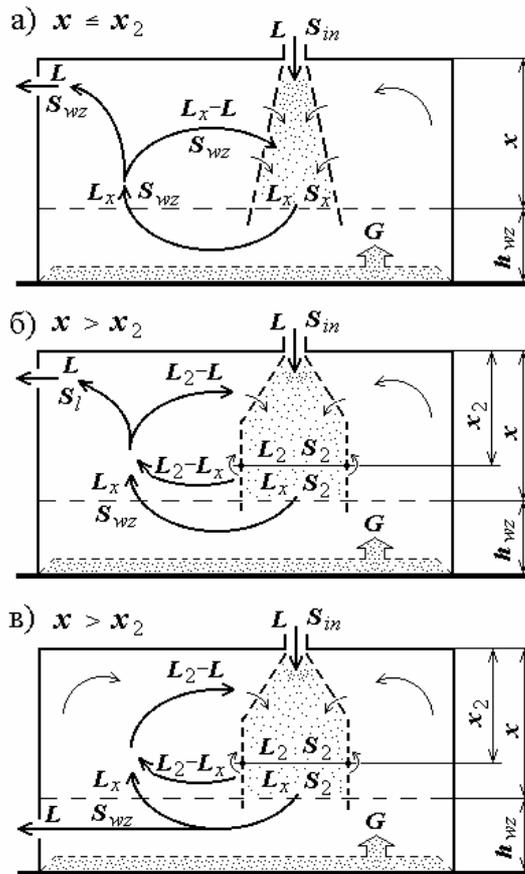


Рис. 3.18. Схемы циркуляции воздуха:
 а), б) воздухообмен по «схеме сверху вверх»;
 в) – «сверху вниз»

Рассмотрен второй вариант развития приточной струи при той же схеме организации воздухообмена, но при расположении второго критического сечения струи выше верхнего уровня рабочей зоны (см. рис. 3.18,б). До второго критического сечения струя развивается с подмешиванием окружающего воздуха, расход воздуха в струе увеличивается до L_2 , а концентрация вредного вещества в ней изменяется от S_{in} до S_2 . После второго критического сечения происходит отсоединение воздуха от струи. Отсоединяющийся воздух смешивается с воздухом, покидающим рабочую зону. Смесь удаляется вытяжной вентиляцией и идет на подпитку приточной струи.

Рассмотрен также третий вариант развития приточной струи, когда удаление загрязненного воздуха производится из объема рабочей зоны (см. рис. 3.18,в).

Для первого и третьего вариантов получено решение системы уравнений газозооушных балансов контрольных ооуменов относительно концентрации вредного вещества в воздухе рабочей зоны в виде

$$S_{wz} = S_{in} + \frac{G}{L}, \quad (3.64)$$

где S_{wz} , S_{in} – концентрации в воздухе рабочей зоны и в подаваемом, мг/м³; G – интенсивность вредных выделений, мг/с; L – расход воздуха (воздухоооумен), м³/с.

Из решения следует, что концентрация вредного вещества в воздухе рабочей зоны не зависит от расхода воздуха в струе на входе в рабочую зону L_x .

Для второго варианта решение имеет вид

$$S_{wz} = S_{in} + G\left(\frac{1}{L} - \frac{1}{L_2} + \frac{1}{L_x}\right), \quad (3.65)$$

где L_2 – расход воздуха во втором критическом сечении струи, м³/с.

Из решения (3.65) видно, что с уменьшением расхода воздуха в струе на входе в рабочую зону L_x концентрация вредного вещества в воздухе рабочей зоны увеличивается. Это ооуясняется тем, что часть подаваемого воздуха не достигает рабочей зоны и не участвует в разбавлении вредных выделений.

Выполненный анализ позволяет сделать следующие выводы. При схеме организации воздухоооумена «сверху вверх» необходимо предусматривать воздухо-распределение, при котором второе критическое сечение струи располагается не выше верхнего уровня рабочей зоны. В противном случае необходима организация воздухоооумена по схеме «сверху вниз».

3.2.9. Выбор и расчет систем воздухо-распределения

Исходные данные

Рассмотренные закономерности воздушных струй позволяют организовать оптимальное распределение воздуха, при котором обеспечиваются допустимые параметры воздушной среды и эффективное использование энергоресурсов. Расчет позволяет определить, из какой зоны помещения (верхней или рабочей) целесообразно удалять загрязненный воздух.

В качестве исходных используются данные, полученные при расчете воздухоооумена в помещении:

- категория тяжести работ I, II или III;
- схема организации воздухоооумена, для которой определена величина воздухоооумена L_{in} (сверху вверх, сверху вниз, снизу вверх или снизу вниз);

- высота помещения и размеры помещения в плане, м;
- расход приточного воздуха ($L_0 = L_{in}$), м³/с;
- температура приточного воздуха ($t_0 = t_{in}$), °С;
- нормируемая температура воздуха в рабочей зоне t_{wz} , °С;
- нормируемая скорость воздуха в рабочей зоне V_{wz} , м/с.

В некоторых случаях могут потребоваться дополнительные данные:

- удельные избыточные тепловыделения, Вт/м³;
- концентрация вредного вещества в приточном воздухе ($S_0 = S_{in}$), мг/м³;
- предельно допустимая концентрация (ПДК) вредного вещества в воздухе рабочей зоны S_{wz} , мг/м³.
- расход воздуха, удаляемого из помещения в конце развития струи системами местных отсосов или общеобменной вытяжной вентиляции, $L_{кон}$, м³/с.

Выбор схемы подачи приточного воздуха и типа воздухораспределителя

В зависимости от назначения помещения, его высоты, габаритов оборудования и избыточных тепловыделений выбирается одна из рекомендуемых в [11] схем подачи приточного воздуха и тип воздухораспределителя, приведенные в табл. 3.6. Характеристики воздухораспределителей представлены в прил. 2.

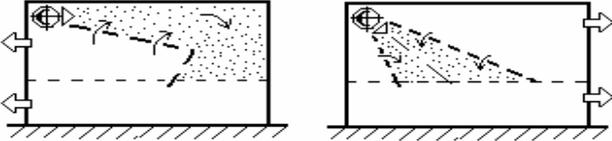
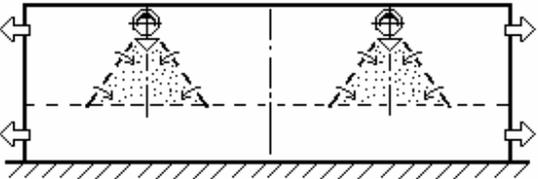
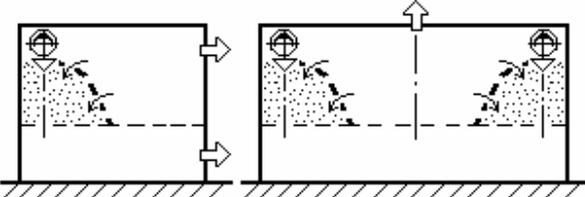
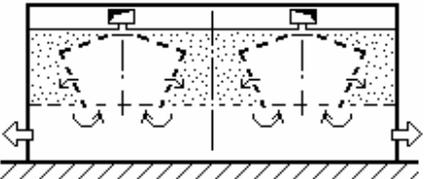
Подача приточного воздуха непосредственно в рабочую зону применяется, как правило, в цехах с тепловыделяющим оборудованием при избыточных тепловыделениях больше 23 Вт/м³. Циркуляция воздуха в таких цехах определяется конвективными струями, образующимися над источниками теплоты (см. разд. 3). Предполагается, что при подаче приточного воздуха непосредственно в рабочую зону скорость и температура воздуха на выходе из воздухораспределителя не должны превышать допустимых значений для рабочей зоны.

При длине помещения в направлении выпуска воздуха более расстояния до четвертого критического сечения возникает опасность образования непроветриваемой зоны на участке $x \geq x_4$, которая устраняется при удалении воздуха из рабочей зоны с противоположной воздухораспределителям стороны.

Наиболее распространенной является подача приточного воздуха в верхнюю зону помещения горизонтальными настилающимися на потолок и ненастилающимися струями, а также наклонными или вертикальными струями. Применяется как в производственных, так и в общественных зданиях.

Таблица 3.6

Применяемые схемы воздухообмена

Схемы воздухораспределения	Здания	Типы воздухо- распреде- лителей
<p>1. ПОДАЧА ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА НЕПОСРЕДСТВЕННО В РАБОЧУЮ ЗОНУ</p> 	<p>производствен- ные</p>	<p>ВЭПш</p>
<p>2. ПОДАЧА ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА В ВЕРХНИЮ ЗОНУ ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ И НАКЛОННЫМИ СТРУЯМИ</p> 	<p>производствен- ные общественные</p>	<p>РР, РВ, НРВ, ВСП, ВГКМ, ВПК РР, РВ</p>
<p>3. ПОДАЧА ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА ВЕРТИКАЛЬНЫМИ СТРУЯМИ</p> <p>3.1. Компактные и плоские ненастилающиеся струи</p>  <p>3.2. Плоские настилающиеся струи</p>  <p>3.3. Веерные струи</p> 	<p>производствен- ные общественные производствен- ные производственные общественные</p>	<p>ВРк ($\beta = 90^\circ$, $\beta = 120^\circ$), ПРМ, ПРМп, ВПК ВРк ($\beta = 90^\circ$, $\beta = 120^\circ$), ПРМ, ВПК ВРк ($\beta = 180^\circ$) ВРк ($\beta = 180^\circ$)</p>

Подача приточного воздуха горизонтальными настилающимися на потолок струями является единственно возможной для помещений небольшой высоты (до 4 м), но может быть применена и в более высоких помещениях. В этом случае рабочая зона омывается воздухом, поступающим сверху, или обратным потоком. Размещение вытяжных проемов зависит от положения второго критического сечения струи.

Подача приточного воздуха горизонтальными ненастилающимися струями допустима в помещениях высотой более 6 м при длине помещения в направлении выпуска воздуха больше x_3 и размещении вытяжных проемов в пределах рабочей зоны. При подаче приточного воздуха наклонными струями воздухораспределители размещают на высоте 4...6 м от пола.

В тех случаях, когда размещение вытяжных отверстий допускается в рабочей и в верхней зонах помещения (см. табл. 3.6), вытяжные проемы располагают в одной из зон, отдавая предпочтение верхней зоне. При этом удаление воздуха следует осуществлять из объема помещения, не занятого приточными струями, чтобы не происходило удаления части приточного воздуха еще до поступления его в рабочую зону.

Зоны помещения, в которых целесообразно размещать вытяжные проемы, выбирают из условия наиболее полного использования приточного воздуха для разбавления теплоты, водяных паров и вредных веществ в рабочей зоне. С этой целью размещать вытяжные проемы рекомендуется по возможности в зонах, в которых наблюдаются наиболее высокие температуры и концентрации вредных веществ [16, п. 4.58].

Размещение вытяжных проемов в верхней зоне является обязательным в следующих случаях:

- а) при значительных избытках явной теплоты;
- б) при выделениях вредных или горючих газов или паров.

В помещениях высотой до 6 м расход удаляемого из верхней зоны воздуха должен быть не менее однократного воздухообмена в час, а в помещениях высотой более 6 м – не менее $6 \text{ м}^3/\text{ч}$ в час на 1 м^2 площади пола [16, п. 4.58].

Допустимые параметры струи на входе в рабочую зону

Максимальные значения скорости и избыточной температуры воздуха наблюдаются только на оси приточной струи. Поэтому действующие нормы [19] допускают отклонение скорости и температуры воздуха на оси струи от нормируемых величин для рабочей зоны.

Значения допустимой скорости воздуха на оси струи на входе в рабочую зону - $V_{x \text{ доп}}$ и избыточной температуры воздуха - $\Delta t_{x \text{ доп}}$ принимают в зависимости от значений этих параметров в рабочей зоне (V_{wz} , t_{wz}) и от наличия постоянных рабочих мест в зоне прямого воздействия струи или обратного потока. Зоной пря-

мого воздействия струи принято считать участок площади поперечного сечения ее на входе в рабочую зону, в пределах которого скорости воздуха изменяются от V_x до $0,5V_x$.

Радиус зоны прямого воздействия $R_{wz} = x \operatorname{tg} \alpha_{0,5V}$ определяется соотношениями:

$$\text{для компактных струй} \quad R_{wz} = 0,67x/m ; \quad (3.66)$$

$$\text{для веерных струй} \quad R_{wz} = 0,11x/m^2 ; \quad (3.67)$$

$$\text{для плоских струй} \quad R_{wz} = 0,67x/m^2 . \quad (3.68)$$

Примечание. Границы зоны прямого воздействия струи можно определить лишь после окончания расчета воздухораспределения. Поэтому на начальных этапах расчета воздухораспределения следует полагать, что люди могут находиться в зоне прямого воздействия струи приточного воздуха или в зоне обратного потока.

Допустимая скорость воздуха по оси струи на входе в рабочую зону $V_{x \text{ доп}}$ может быть выше нормируемой скорости для рабочей зоны V_{wz} и определяется как

$$V_{x \text{ доп}} \leq k V_{wz}, \quad (3.69)$$

где k – коэффициент перехода от нормируемой скорости движения воздуха в рабочей зоне к допустимой скорости воздуха в струе, который принимается согласно [19] по табл. 3.7.

Таблица 3.7

Коэффициент k перехода от нормируемой скорости движения воздуха в рабочей зоне к допустимой скорости воздуха в струе

Размещение людей	Коэффициент k для категорий работ	
	легкой - I	средней тяжести- II, тяжелой - III
В зоне прямого воздействия или обратного потока	1,4	1,8
Вне зоны прямого воздействия	1,6	2,0

При подаче в помещение нагретого воздуха ($t_0 > t_{wz}$) температура воздуха на оси струи на входе в рабочую зону выше температуры окружающего воздуха, а при подаче холодного воздуха ($t_0 < t_{wz}$) - ниже.

Отклонение температуры воздуха на оси струи от температуры воздуха в рабочей зоне $\Delta t_x = t_x - t_{wz}$, определяемое по формулам табл. 3.3 или (3.57), не должно превышать допустимое $\Delta t_{x \text{ доп}}$ (табл. 3.8):

$$\Delta t_x \leq \Delta t_{x \text{ доп}} \quad (3.70)$$

Таблица 3.8

Допустимое отклонение температуры воздуха в приточной струе от нормируемой температуры в рабочей зоне

Помещения	Допустимые отклонения температуры $\Delta t_{x \text{ доп}}$, °С при размещении людей			
	в зоне прямого воздействия струи		вне зоны прямого воздействия струи	
	нагретый воздух	холодный воздух	нагретый воздух	холодный воздух
Жилые, общественные и административно-бытовые	3	1,5	3,5	2
Производственные	5	2	6	2,5

Как следует из данных табл. 2.3, при подаче нагретого воздуха допустимо большее отклонение температуры воздуха на оси приточной струи при входе в рабочую зону по сравнению с нормируемой температурой в рабочей зоне, чем при подаче охлажденного воздуха.

Выбор типоразмера и количества воздухораспределителей

Выбор типоразмера и количества воздухораспределителей выполняется в следующей последовательности. Необходимо выбрать одну из схем воздухораспределения и тип воздухораспределителя (см. табл. 3.6). Из прил. 2 выписать значения температурного коэффициента m_0 , скоростного коэффициента n_0 , коэффициента местного сопротивления ζ и вид создаваемой воздухораспределителем струи. Для настилающихся струй производится переопределение скоростного и температурного коэффициентов:

$$m = m_0 K_{\text{нас}}; \quad (3.71)$$

$$n = n_0 K_{\text{нас}}; \quad (3.72)$$

где $K_{\text{нас}}$ - коэффициент настиления, принимаемый равным 1,41 для струй, настилающихся на одну поверхность и 1,7 - для настилающихся на две поверхности. Для ненастилающихся струй $K_{\text{нас}} = 1$.

При подборе типоразмера воздухораспределителя следует ориентироваться на величину начальной скорости воздуха V_0 в присоединительном патрубке воздухораспределителя. Отечественные воздухораспределители, в отличие от зарубежных, не снабжены акустическими характеристиками, показывающими создаваемый ими уровень шума в децибелах (дБ) в зависимости от расхода воздуха или его начальной скорости. Поэтому выбор типоразмера производится по величине допустимой начальной скорости воздуха $V_{0 \text{ доп}}$.

Для воздухораспределителей, подающих приточный воздух непосредственно в рабочую зону, очевидно, что величина $V_{0 \text{ доп}}$ не должна превышать скорости воздуха, допустимой для рабочей зоны $V_{\text{вз}}$. Для помещений общественных зданий $V_{0 \text{ доп}}$ принимается по акустическим условиям не более 3 м/с. В помещениях производственных зданий допустимы более высокие скорости воздуха до 10 м/с.

Задаваясь значением $V_{0 \text{ доп}}$, можно найти суммарную площадь всех воздухораспределителей ΣF_0 как

$$\Sigma F_0 = L_{in} / V_{0 \text{ доп}}, \quad (3.73)$$

где ΣF_0 - суммарная расчетная площадь всех воздухораспределителей, м²; L_{in} - расход приточного воздуха, м³/с.

После этого выбираем типоразмер воздухораспределителя с расчетной площадью F_0 . Тогда количество воздухораспределителей N найдем с округлением до целого числа как

$$N = \Sigma F_0 / F_0. \quad (3.74)$$

Взаимодействие струй при $N > 1$ можно учесть, если они развиваются в одинаковых условиях, являются *параллельными* или соосными *встречными*, так как остальные случаи не изучены. Поэтому при выборе типоразмера воздухораспределителя следует руководствоваться следующим:

- количество воздухораспределителей должно быть минимальным;
- в пределах помещения следует использовать воздухораспределители одного типоразмера;
- размеры площадки пола A_1 или B_1 (рис. 3.19), обслуживаемой одним воздухораспределителем не более 6 м, а соотношение большей стороны такой площадки к меньшей $A_1 / B_1 = 1 \dots 1,4$.
- при увеличении количества воздухораспределителей по сравнению с определенным по (3.74) начальная скорость воздуха V_0 уменьшается, что не нарушает приведенных выше требований.

При затруднениях с выполнением этих рекомендаций следует выбрать другое количество воздухораспределителей этого типоразмера, другой типоразмер или изменить схему подачи приточного воздуха и тип воздухораспределителя.

После этого найдем уточненное значение начальной скорости воздуха в подводящем патрубке воздухораспределителя:

$$V_0 = L_{in}/(N F_0). \quad (3.75)$$

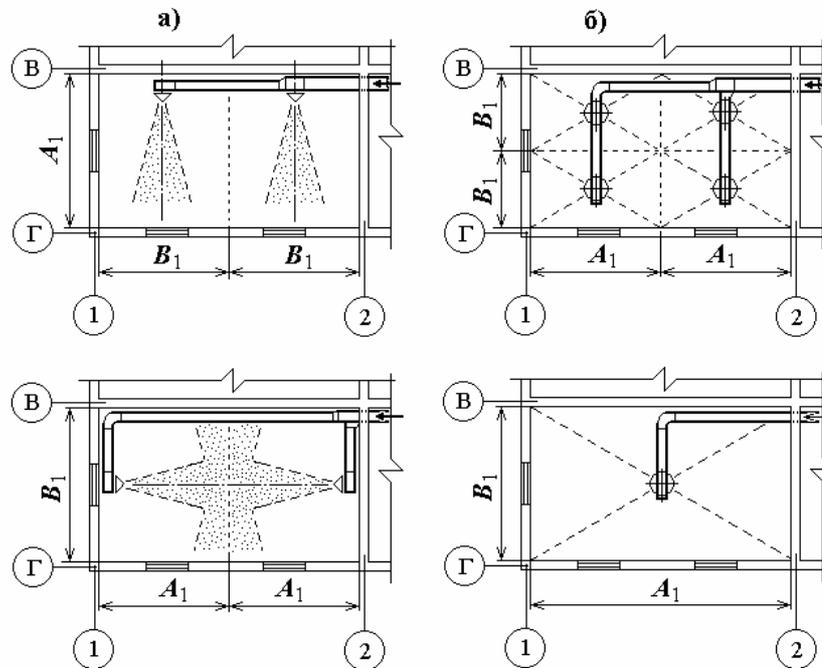


Рис. 3.19. Примеры размещения воздухораспределителей на плане помещения при подаче воздуха:
а) горизонтальными настилающимися струями;
б) вертикальными струями

Уточнение расчетной схемы струи и определение ее параметров

Необходимо уточнить схему установки воздухораспределителей с учетом их габаритов. Для неизотермических струй следует согласно разд. 3.2.3 рассчитать траекторию оси струи и определить ее длину X от воздухораспределителя до входа в рабочую зону. Определить расстояния до критических сечений и найти габаритные размеры струи в этих сечениях. Целесообразно выполнить в масштабе эскиз схемы развития струи приточного воздуха и скорректировать ее в процессе расчетов.

В зависимости от положения второго критического сечения X_2 относительно плоскости верха рабочей зоны выполняется анализ возможности использования схемы организации воздухообмена, принятой при определении его величины. При этом также может возникнуть необходимость выбора другого типа или типоразмера воздухораспределителя, схемы подачи приточного воздуха или схемы организации воздухообмена и изменения величины воздухообмена. После выполнения

всех вышеперечисленных условий определяются величины коэффициентов неизотермичности K_{iv} (K_{it}), настиания $K_{нас}$ и взаимодействия $K_{вз}$. Определяются параметры струи на входе в рабочую зону по зависимостям (3.58) и (3.59) и сравниваются с допустимыми.

Таким образом, расчет воздухораспределения является многовариантным и трудоемким, что требует применения компьютерных программ.

3.3. Лучистое отопление

Расчет лучистого отопления включает определение тепловой нагрузки, выбор типа, конструкции и количества излучателей. Кроме того, необходимо обеспечить равномерность обогрева помещения. В зависимости от норм облученности головы человека определяются допустимая температура поверхности излучателя или расстояние до него.

Расчетная температура воздуха в отапливаемом помещении и требуемая мощность системы отопления принимаются в соответствии с [19]. Количество излучателей находится как отношение тепловой нагрузки помещения к тепловой мощности излучателя.

Существующие методики расчета лучистого отопления [7, 27] сложны и противоречивы и разработаны для определенных типов нагревательных панелей. Поэтому применение их для практических расчетов не представляется возможным. Для оценки параметров систем лучистого отопления воспользуемся основными закономерностями лучистого теплообмена, приведенными в [35].

В общем случае количество тепла, передаваемого излучением от нагретой поверхности панели на поверхность головы человека, имеющую более низкую температуру, может быть определено по формуле:

$$Q_{п-ч} = c_0 \varepsilon_{п-ч} H_{п-ч} \left[\left(\frac{T_{п}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ч}}{100} \right)^4 \right], \quad (3.76)$$

где $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела; $\varepsilon_{п-ч}$ – приведенная степень черноты участвующих в теплообмене поверхностей; $H_{п-ч}$ – взаимная площадь излучения, м^2 ; $T_{п}$ – температура поверхности излучения панели, К; $T_{ч}$ – температура поверхности головы человека, принимаемая равной $273 + 37 = 310 \text{ К}$ [33].

Приведенная степень черноты участвующих в теплообмене поверхностей определяется соотношением

$$\varepsilon_{п-ч} = \left[1 + \left(\frac{1}{\varepsilon_{п}} - 1 \right) \frac{H_{п-ч}}{F_{п}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_{ч}} - 1 \right) \frac{H_{п-ч}}{F_{ч}} \right]^{-1}, \quad (3.77)$$

где $\epsilon_{\text{п-ч}}$ – приведенная степень черноты участвующих в теплообмене поверхностей; $\epsilon_{\text{п}}$ – степень черноты поверхности панели (0,3 для железа, 0,15 для полированного алюминия, 0,8 для керамических пластин); $\epsilon_{\text{ч}}$ – степень черноты поверхности головы человека, может быть принята равной 0,95; $F_{\text{п}}$ – площадь поверхности излучения панели, м^2 ; $F_{\text{ч}}$ – площадь поверхности головы, м^2 . В практических расчетах приведенная степень черноты участвующих в теплообмене поверхностей может быть принята $\epsilon_{\text{п-ч}} = 1$.

В общем случае, как показано в работе [34], взаимная площадь излучения двух площадок, плоскости которых пересекаются в пространстве под углом α (рис. 3.20), определяется соотношением

$$H_{1-2} = \frac{\Delta x (\Delta x \cos \alpha + \Delta z \sin \alpha)}{\pi R^4} F_1 F_2, \quad (3.78)$$

где H_{1-2} – взаимная площадь излучения, м^2 ;

Δx – разность координат центров площадок по оси X , м;

Δy – разность координат центров площадок по оси Y , м;

Δz – разность координат центров площадок по оси Z , м;

R – расстояние между центрами площадок, м;

F_1, F_2 – площади поверхности площадок, м^2 ;

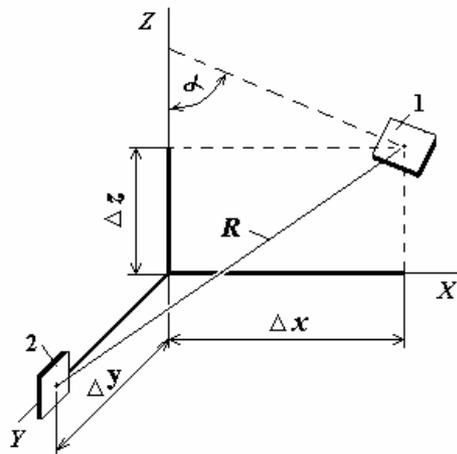


Рис. 3.20. Схема расположения в пространстве излучающей площадки 1 и тепловоспринимающей площадки 2

Квадрат расстояния между центрами площадок рассчитывается как

$$R^2 = \Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2. \quad (3.79)$$

При вертикальной или горизонтальной установке излучающих панелей (рис. 3.21) можно полагать, что нагреваемая поверхность головы человека парал-

лельная излучающей поверхности и $\alpha = 0$. В этом случае уравнение (3.78) принимает вид

$$H_{1-2} = \frac{\Delta x^2}{\pi R^4} F_1 F_2 . \quad (3.80)$$

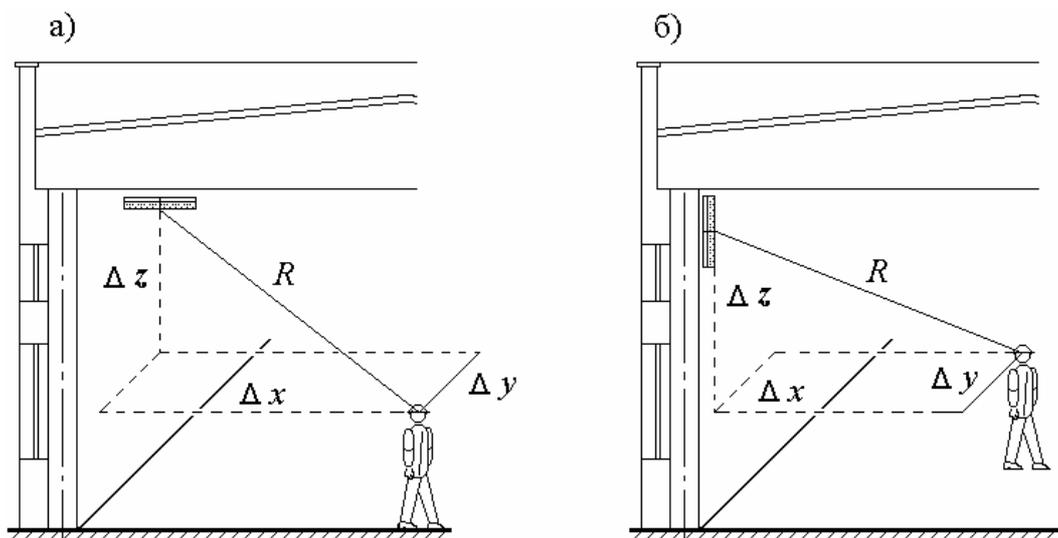


Рис. 3.21. Схема к расчету теплообмена излучением:
а) – горизонтальная установка панелей;
б) – вертикальная установка

Примем форму головы человека шарообразной с площадью поперечного сечения $F_2 = F_{\text{ч}} = 0,03 \text{ м}^2$. Тогда при $H_{1-2} = H_{\text{п-ч}}$, $\epsilon_{\text{п-ч}} = 1$ и температуре поверхности головы человека $T_{\text{ч}} = 310 \text{ К}$ по уравнению (3.76) получим выражение для поверхностной плотности лучистого теплового потока $I = Q_{\text{п-ч}} / F_{\text{ч}}$:

$$I = \frac{1,8 \Delta x^2 F_{\text{п}}}{R^4} \left[\left(\frac{273 + t_{\text{п}}}{100} \right)^4 - 92 \right] , \quad (3.81)$$

где I – поверхностная плотность лучистого теплового потока, Вт/м^2 , $t_{\text{п}}$ – температура излучающей поверхности панели, $^{\circ}\text{С}$.

Использование уравнения (3.81) позволяет решить следующие задачи:

- по заданной температуре и размерам обогревателя определить поверхностную плотность лучистого теплового потока;
- по заданной поверхностной плотности лучистого теплового потока определить допустимую температуру поверхности излучателя;
- по заданной поверхностной плотности лучистого теплового потока и по характеристикам обогревателя можно найти высоту его размещения.

Связь параметров искусственной вентиляции с уровнем теплового облучения установлена только для воздушного душирования. Согласно СНиП 2.04.05-91* «Отопление, вентиляция и кондиционирование» [19] предельный уровень поверхностной плотности лучистого теплового потока при отсутствии искусственной вентиляции ограничен величиной 140 Вт/м^2 . При более высоком уровне теплового облучения необходимо предусматривать искусственную вентиляцию.

Допустимая плотность лучистого теплового потока при лучистом нагревании постоянных рабочих мест согласно [19] составляет 35 Вт/м^2 . Для систем обогрева с газовыми инфракрасными излучателями величины плотности лучистого теплового потока приведены в «Рекомендациях по применению систем обогрева с газовыми инфракрасными излучателями» [37] (прил. 3).

Для животноводческих помещений допустимые нормы поверхностной плотности лучистого теплового потока согласно [11] зависят от вида и возраста животных и составляют, Вт/м^2 :

- для телят 85 - 130; для поросят 85 - 155; для свиноматок 70 - 85;
- для птиц (цыплята) 116 - 348.

Методику расчета проиллюстрируем примером для электрического отопления зала катка инфракрасными нагревателями в количестве 32 шт. мощностью по 6 кВт каждый. Габариты излучателя длина 1880 мм, ширина 440 мм. Расположение излучателей - вертикально вдоль трибун, на поверхности северной и западной наружной стены на отм. +7,560 (отметка низа излучателя), а также на южной внутренней стене здания катка (рис. 3.22). Расчетная точка РТ выбрана на трибуне для зрителей под излучателем № 6, где поверхностная плотность лучистого теплового потока наибольшая.

Площадь инфракрасного нагревателя $F_{\text{п}} = 0,7 \text{ м}^2$; температура излучающей поверхности $t_{\text{п}} = 260 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (533 К). По формуле (3.81) определены значения поверхностной плотности теплового потока в расчетной точке от всех нагревателей. Результаты расчетов приведены в табл. 3.9. Как видно, суммарная поверхностная плотность лучистого теплового потока в расчетной точке составляет около 30 Вт/м^2 , что не превышает допустимых 35 Вт/м^2 .

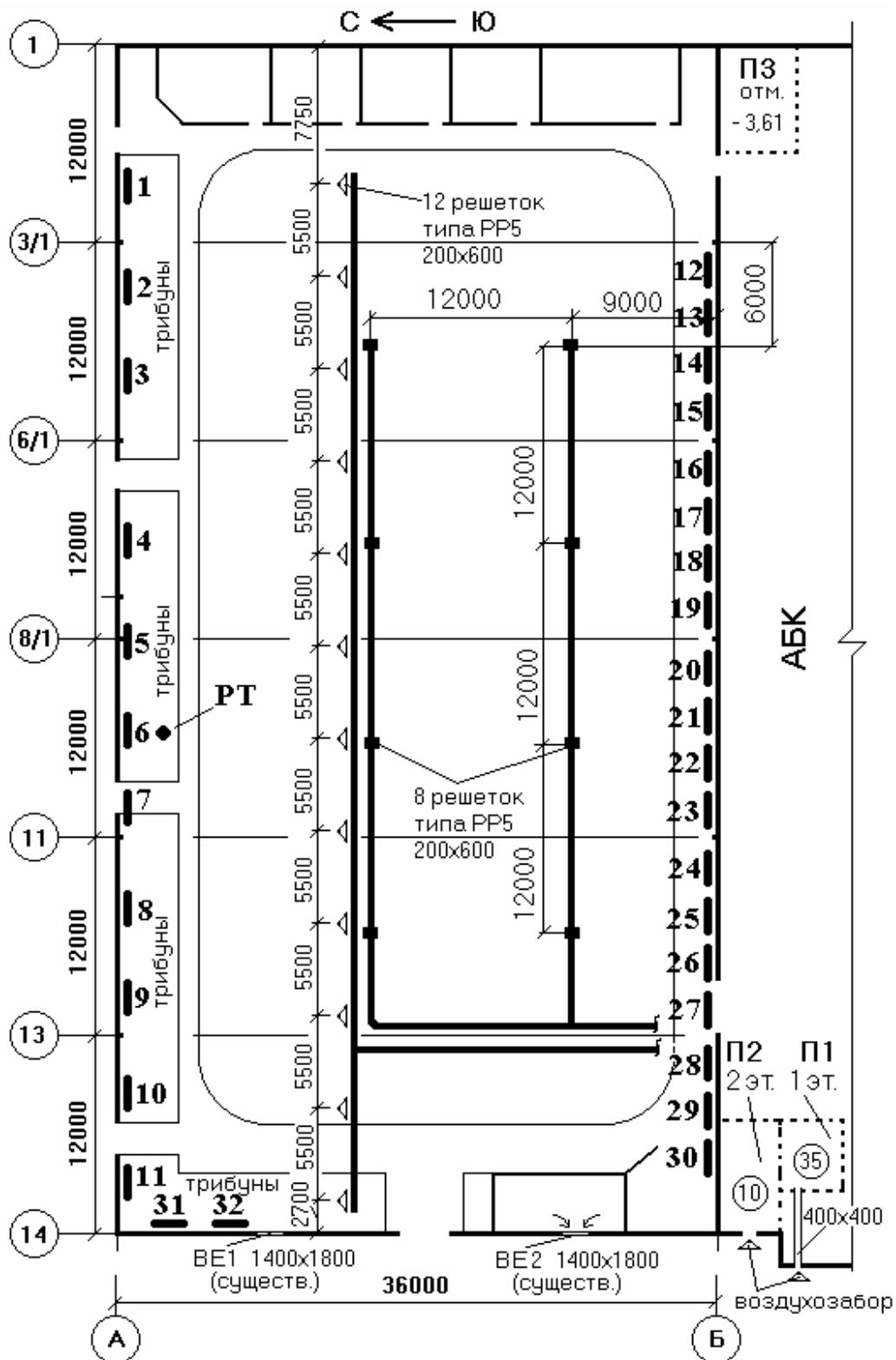


Рис. 3.22. План катка с размещением инфракрасных излучателей:
 1 – 32 – номера инфракрасных излучателей; РТ – расчетная точка

Таблица 3.9

Результаты расчета суммарной поверхностной плотности
лучистого теплового потока в расчетной точке

№ панели	Δx , м	Δz , м	Δy , м	R, м	Облученность I , Вт/м ²
1	2,6	4,5	30,9	31,3	0,01
2	2,6	4,5	24,8	25,4	0,02
3	2,6	4,5	18,5	19,2	0,06
4	2,6	4,5	12,2	13,3	0,25
5	2,6	4,5	6,7	8,5	1,48
6	2,6	4,5	0	5,2	10,55
7	2,6	4,5	5,7	7,7	2,17
8	2,6	4,5	8,7	10,2	0,72
9	2,6	4,5	17,8	18,5	0,07
10	2,6	4,5	24,2	24,7	0,02
11	2,6	4,5	30,2	30,6	0,01
12	34,2	4,5	32,5	47,4	0,26
13	34,2	4,5	29,4	45,3	0,32
14	34,2	4,5	25,2	42,7	0,40
15	34,2	4,5	22,6	41,3	0,46
16	34,2	4,5	20,1	39,9	0,52
17	34,2	4,5	17,6	38,7	0,59
18	34,2	4,5	13,4	37,0	0,71
19	34,2	4,5	10,7	36,1	0,78
20	34,2	4,5	8,1	35,4	0,85
21	34,2	4,5	5,7	35,0	0,89
22	34,2	4,5	0,8	34,5	0,94
23	34,2	4,5	1,7	34,5	0,94
24	34,2	4,5	4,4	34,8	0,91
25	34,2	4,5	7,0	35,2	0,87
26	34,2	4,5	10,9	36,2	0,78
27	34,2	4,5	14,1	37,3	0,69
28	34,2	4,5	16,4	38,2	0,62
29	34,2	4,5	19,1	39,4	0,55
30	34,2	4,5	23,5	41,7	0,44
31	32,2	4,5	2,3	32,6	1,05
32	32,2	4,5	8,7	33,7	0,92
Суммарная облученность					29,85

4. ПРИМЕРЫ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ

Произведем оценку экономической целесообразности внедрения децентрализованного комплекса теплоснабжения на примере одного из подразделений ООО «Уралтрансгаз» – промплощадки цеха по ремонту технологического газового оборудования (РТГО), расположенной в г. Сысерть.

На промплощадке цеха РТГО расположены производственные, административно-бытовые, складские и гаражные помещения общей отапливаемой площадью 28 тыс. м², основным из которых является корпус механосборочного цеха площадью 19 тыс.м². Тепловая энергии в основном потребляется на нужды отопления объектов, незначительная часть идет на горячее водоснабжение и технологию (сушка древесины). До установки системы автономного теплоснабжения объекты промплощадки отапливались от газовой котельной ОАО «Уралгидромаш». При этом требуемый температурный режим в зданиях не обеспечивался.

Для теплоснабжения объектов промплощадки применена комбинированная схема воздушного и водяного отопления. В рамках этой схемы поэтапно было установлено следующее оборудование:

- 13 газовоздушных нагревателей ГВН-450 (мощность 450 кВт каждый): 12 шт. - для воздушного отопления и создания тепловых завес в корпусе цеха РТГО, 1 ГВН-450 – в сушилке древесины;
- 2 котла «УТГ-3» по 3 МВт для водяного отопления цеха и других объектов промплощадки;
- газоконтактный водонагреватель ГКВ-1000 (мощностью 1,1 МВт) для обеспечения горячего водоснабжения потребителей промплощадки; при этом технологически работа данного агрегата не нуждается в дорогостоящей подготовке исходной воды.

Так как установка оборудования на объекте осуществлялась поэтапно, размер инвестиций в проект автономного теплоснабжения определим исходя из стоимости основных фондов, участвующих в выработке тепловой энергии. Количественные показатели сведены в табл.4.1.

Итого сумма инвестиций, определяемая балансовой стоимостью оборудования, составляет с учетом НДС 4749,228 тыс. руб.

В состав эксплуатационных расходов для обеспечения теплоснабжения входят затраты на топливо, электроэнергию (на привод сетевых и подпиточных насосов, вентиляторов ГВН, автоматики), заработную плату обслуживающего персонала (4 оператора и 4 слесаря), ремонт и техническое обслуживание оборудования. Расчет эксплуатационных затрат выполнен исходя из фактических показателей 1998 года. Годовая структура затрат с учетом НДС) на выработку тепловой энергии по промплощадке цеха РТГО приведена в табл.4.2.

Таблица 4.1

Количественные показатели основных фондов

№ пп	Наименование	Количество	Суммарная балансовая стоимость, тыс. руб.
1	Котлы «УТГ-3»	2	1603,64
2	Котел ГKB-1000	1	87,85
3	Нагреватели ГВН-450	13	1216,2
4	Газопровод	1500 м	700
5	Газораспределительный пункт	1	300
6	Узел учета газа	1	50
	Итого		3957,69

Таблица 4.2

Затраты на выработку тепловой энергии

№ пп	Статья затрат	Размер затрат, тыс. руб./год	Примечание
1.	Топливо (природный газ)	382,12	
2.	Электроэнергия	639,36	0,888 коп./кВтч
3.	Основная заработная плата персонала обслуживающего котельную (12 чел.)	288,95	Согласно действующей системы оплаты труда в ООО «Уралтрансгаз»
4.	Дополнительная заработная плата	32,07	
5.	Социальный налог	115,57	36 % к заработной плате
6.	Амортизация	180,392	
7.	Ремонт и техобслуживание оборудования	197,9	
	ИТОГО (З_{авт.}):	1836,362	

Суммарное годовое потребление тепловой энергии объектами цеха исходя из фактического потребления газа за 1998 г. в размере 2000 тыс.м³, среднегодового калорийного коэффициента 8000 ккал/м³ и минимального КПД 90%, составляет 14400 Гкал.

Тогда фактическая *себестоимость* тепловой энергии

$$C_{\text{факт}} = 1836,362 \text{ тыс. руб.} / 14400 \text{ Гкал} = \underline{127,53 \text{ руб./Гкал.}}$$

При централизованном теплоснабжении площадки РТГО от котельной ОАО «Уралгидромаш», (действующий в 1998г. тариф – 220 руб./Гкал без НДС) годовые затраты на оплату тепловой энергии с учетом НДС составили бы

$$Z_{\text{цент.}} = 14400 \text{ Гкал} * 220 \text{ руб./Гкал} * 1,2 = \mathbf{3801,6 \text{ тыс. руб.}}$$

Таким образом, годовой размер *экономии* ($\mathcal{E}_{\text{год}}$) при использовании комплекса автономного тепловырабатывающего оборудования по площадке цеха РТГО составляет разницу между затратами на централизованное (от котельной ОАО «Уралгидромаш») и автономное теплоснабжение за вычетом отчислений в амортизационный фонд:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = Z_{\text{цент.}} - Z_{\text{авт.}} + A_{\text{м}} = 3801,6 - 1836,362 + 180,392 = \mathbf{2145,63 \text{ тыс. руб.}}$$

Срок окупаемости комплекса оборудования, участвующего в выработке тепловой энергии, определяется как отношение суммы инвестиций к годовой экономии в затратах при автономном теплоснабжении. Для площадки цеха РТГО, *срок окупаемости* составил:

$$T_{\text{ок}} = K / \mathcal{E}_{\text{год}} = 4749,228 \text{ тыс. руб} / 2145,63 \text{ тыс.руб/год} = \mathbf{2, 21 \text{ года.}}$$

Приведенный пример показывает значительное преимущество использования децентрализованных систем теплоснабжения (в том числе воздушное и комбинированное отопление помещений) как с экономической (срок окупаемости инвестиций 2,2 года, годовая экономия в затратах на теплоснабжение 2,15 млн. руб.), так и с технической точки зрения (более качественное отопление помещений, возможность быстрого регулирования температуры, значительное снижение протяженности тепловых сетей и, как следствие, потерь тепловой энергии).

ЛИТЕРАТУРА

1. Наумейко А.В., Гофман М.С., Дейнеженко В.И., Рыжков А.Ф. Оптимизация конструкции жаротрубного дымогарного котла. // Промышленная энергетика. 2002. №10. С.37 - 40.
2. Наумейко А.В., Гофман М.С., Дейнеженко В.И., Рыжков А.Ф. Оптимизация конструкции газоздушного теплогенератора. // Известия вузов. Энергетика. 2002. №9-10.
3. Наумейко А.В., Гофман М.С., Дейнеженко В.И. Разработка энергосберегающего оборудования для отопления промышленных предприятий // Вестник УПИ: Спец. выпуск кафедры ТЭС, 2002.
4. Нагреватель газоздушный ГВН - 450. Екатеринбург: Энергогазремонт, 2002. 16с.
5. Тепловой. Челябинск: изд. АО "Тепловые системы", 2001. 47с.
6. Воздухонагреватель смесительного типа ВНС "САМУМ": Руководство по эксплуатации. Екатеринбург: Энергогазремонт, 2002. 23с.
7. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Спр. пос./Л.Д. Богуславский, В.И. Ливчак, В.П. Титов и др. М.: Стройиздат, 1990. 624 с.
8. Рябченко А.С. Системы воздушного отопления в России. // Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха. , 2001. №7. С.72.
9. Вентиляция и отопление цехов машиностроительных заводов/ М.И. Гримитлин, Г.М. Позин, О.Н. Тимофеева и др. М.: Машиностроение, 1993. 288 с.
10. Смирнов А.В., Антонович Д.В., Егоров А.Е. Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии - приоритетное направление в развитии автономной энергетики. Инженерные системы, №2(6), 2002. С. 26-29.
11. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3-х ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1/В.Н.Богословский, А.И.Пирумов, В.Н.Посохин и др. Под ред.Н.Н.Павлова и Ю.И.Шиллера. 4-е изд. М.: Стройиздат, 1992. 319 с.(Справочник проектировщика).
12. Наумов А.Л. Инженерные системы индивидуальных домов. // Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха. 1997.С.15-21.
13. Андрес Доле. Система лучистого отопления -эффективная и энергосберегающая система для корпусов(гражданского и промышленного использования). Инженерные системы. 2002. № 1. С. 52-54.
14. Юферев Ю. В. Проблемы и перспективы сжигания древесных отходов в котлах малой мощности с топками высокотемпературного кипящего слоя // Пути повышения эффективности экологической безопасности и энергосбережения в системах вентиляции, отопления и кондиционирования воздуха промышленных предприятий. СПб: изд. АВОК-Северо-Запад, 2001. С. 33-38.
15. Тютюнников А.И., Мосягин В. Ю. О применении газовых инфракрасных излучателей для отопления производственных зданий. // Пути повышения эффективности экологической безопасности и энергосбережения в системах

- вентиляции, отопления и кондиционирования воздуха промышленных предприятий. СПб: изд. АВОК-Северо-Запад, 2001. С.19-24.
16. Оборудование AL-КО для промышленных производств : воздухоочистка, измельчение, утилизация отходов. //Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха.2002.С.68-69.
 17. Швеция, Финляндия: Обзор рынка тепловых насосов. Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха. 2002. №1. С. 40-41.
 18. Толмачев Р.Н. Использование энергии ветра для энергоснабжения автономных объектов. Инженерные системы. 2001. № 4. С. 37-39.
 19. СНиП 2.04.05-91*. Отопление, вентиляция и кондиционирование /Госстрой России. М.:ГУП ЦПП, 2001. 74с.
 20. Каталитическая отопительная система RODA.
 21. Конвектор отопительный газовый "КОГ-5"КАМЕЛЕК". Екатеринбург: изд. АО "Энергогазремонт", 2001.10 с.
 22. Обогревательные аппараты F8.50 KF и F8. 50 KP: Инструкция по эксплуатации. Будапешт: изд. АО " FEG Konvektor", 1998. 8с.
 23. Воздухонагреватели "СТИМТЕРМ". СПб: ЗАО "СТИМРАТОР".
 24. ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. М.: Госстандарт, 1988. 75с.
 25. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. М.: ГУП ЦПП, 2000. 58 с.
 26. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Ч. 1. Теоретические основы создания микроклимата здания: Уч. пос. / Полушкин В.И., Русак О.Н., Бурцев С.И. и др. СПб : Профессия, 2002. 176с.
 27. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 1. Отопление /В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, Н.С. Сканапи и др.; Под ред. И.Г. Старовойтова и Ю.И. Шиллера. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1990. 344с. (Справочник проектировщика).
 28. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: Уч. пос. для вузов / В.П. Титов, Э.В. Сазонов, Ю.С. Краснов, В.И. Новожилов. М.: Стройиздат, 1985. 208с.
 29. Гримитлин М.И. Распределение воздуха в помещениях. М.: Стройиздат, 1982. 164с.
 30. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2 / В.Н. Баркалов, Н.Н. Павлов, С.С. Амирджанов и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1992. 416с. (Справочник проектировщика).
 31. Шумилов Р.Н. Теоретические основы вентиляции. Аэродинамика. Екатеринбург: УГТУ, 2000. 91с.
 32. Бахарев В.А., Трояновский В.Н. Основы проектирования и расчета отопления и вентиляции с сосредоточенным выпуском воздуха. М.: Профиздат, 1958. 215с.
 33. Долин П.А. Справочник по технике безопасности. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1985. 824с.
 34. Шумилов Р.Н. Теоретические основы вентиляции. Тепло- и массообмен: Учебное пособие. Екатеринбург: УГТУ, 1995. 68с.

35. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергия, 1981. 416с.
36. Идрисов А.З., Наумов А.Л. Системы лучистого обогрева с газовыми инфракрасными излучателями. Вентиляция, отопление, кондиционирование. 1996. №1/2. С.36-37.
37. Рекомендации по применению систем обогрева с газовыми инфракрасными излучателями. М.: АВОК, 1996. 7с.
38. Универсальный справочник застройщика. Теплый дом. М.: Стройинформ, 2000. 403с.
39. Тютюнников А.И. Отопление. Состояние и перспективы совершенствования. //Инженерные системы. 2001. №1. С.4-6.
40. Кузнецов П. В. Лучик согревает человека. //Энергетика региона. 1999. № 10(21) С.18-19.
41. Каталог оборудования FRICO. 33-е изд. Гетеборг: изд. FRICO. 1998. 106с.
42. Отопление тепловыми волнами. СПб: Изд.фирмы «Вельд», 1998.
43. Нормативные документы Государственной противопожарной службы. Сборник № 2 ГУГПС МВД России. М.: ИНПА, 1996. 50 с.
44. Теплотехника: Учебник для вузов/ А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.В. Витт и др. Под ред. А.П. Баскакова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 224с.
45. Масаев И.С., Пермяков Б.А. Топливо из бытовых и растительных отходов. М.: ОАО «Нефтяник», 2002. 146с.

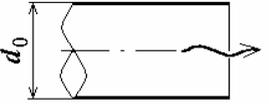
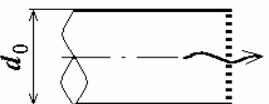
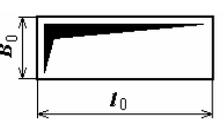
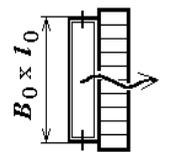
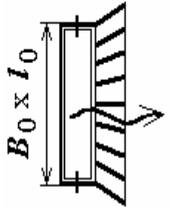
Системы отопления

Назначение помещений	Вид отопления			
	водяное	воздушное	газовое	электрическое
Жилые, общественные, административно-бытовые	допускается при температурах теплоносителя 95 °С (2-х трубн.); 105 °С (1-трубн.)	допускается	допускается при температуре поверхности до 95 °С	допускается при температуре поверхности до 95 °С
Детские	то же	не допускается	не допускается	то же
Лечебные	допускается при температурах теплоносителя 85	не допускается	не допускается	то же
Спортивные	допускается при температурах теплоносителя до 150 °С	допускается	допускается при температуре поверхности до 150 °С	допускается при температуре поверхности до 150 °С
Бани, душевые	допускается при температуре теплоносителя 95 °С	не допускается	не допускается	не допускается
Прачечные	допускается при температуре теплоносителя до 150 °С	не допускается	не допускается	не допускается
Общественного питания	то же	допускается	допускается при температуре поверхности до 150 °С	допускается при температуре поверхности до 150 °С

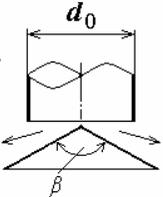
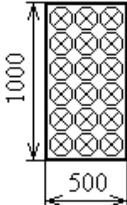
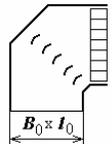
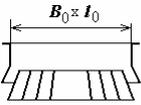
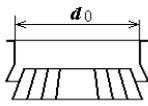
Назначение помещений	Вид отопления			
	водяное	воздушное	газовое	электрическое
Пассажи́рские залы вокзалов	допускается при температуре теплоносителя до 150 °С	допускается	не допускается	допускается при температуре поверхности до 150 °С
Зрительные залы и рестораны	допускается при температуре теплоносителя до 115 °С	то же	не допускается	допускается при температуре поверхности до 115 °С
Производственные категорий А,Б,В без или с выделением негорючей пыли	допускается при температуре теплоносителя до 150 °С	то же	допускается при температуре поверхности до 130 °С	допускается при температуре поверхности до 130 °С
Производственные категорий А,Б,В с выделением горючей пыли	допускается при температуре теплоносителя до 110 °С	то же	допускается при температуре поверхности до 110 °С	допускается при температуре поверхности до 110 °С
Производственные категорий Г и Д без выделений пыли	допускается при температуре теплоносителя до 150 °С	то же	допускается	допускается

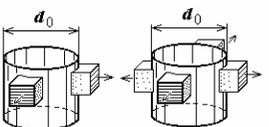
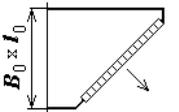
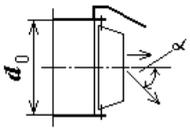
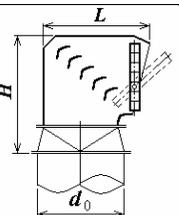
Назначение помещений	Вид отопления			
	водяное	воздушное	газовое	электрическое
Производственные категорий Г и Д с повышенными требованиями к чистоте воздуха	допускается при температуре теплоносителя до 150 °С	допускается	не допускается	не допускается
Производственные категорий Г и Д с выделением негорючей пыли	допускается при температуре теплоносителя до 150 °С	то же	допускается при температуре поверхности до 150 °С	допускается при температуре поверхности до 150 °С
Производственные категорий Г и Д с выделением горючей пыли	допускается при температуре поверхности до 130 °С	то же	не допускается	не допускается

Основные характеристики воздухораспределителей и виды создаваемых ими струй
(К – компактная, П – плоская, В – веерная, НВ – неполная веерная)

Наименование, (вид струи), серия типовых чертежей	Эскиз	Тип, обозначение	Размеры (d_0 или $B_0 \times l_0$), мм	Расчетная площадь F_0 , м ²	Дополнительные сведения	Коэффициен- ты		
						m_0	n_0	ζ
Цилиндрическая труба, (К)		—	—			6,8	4,8	1,1
Решетки перфорирован- ные, сетки, (К)		—	—	При коэффи- циентах жи- вого сечения →	0,5...0,8	6,0	4,2	1,8
					0,2...0,05	5,6	4,0	
					0,05...0,2	4,6	3,6	
Прямоугольное щелевое отверстие, (П)		—	—	$B_0 \times l_0$	Значения m_0 и n_0 при $x < 6l_0$	2,5	2	2
Решетка регулируемая, (К), 1.494-8		PP1	100x200	0,016		4,5	3,2	2,2
		PP2	100x400	0,032				
		PP3	200x200	0,032				
		PP4	200x400	0,064				
		PP5	200x600	0,096				
Решетка вентиляционная регулируемая, (К, Н, В), 5.904-50		PB1	150x150	0,022	Значения m_0 , n_0 и ζ при модифика- ции: К НВ	6,3	5,1	1,3
		PB2	250x250	0,062				
		PB3	250x400	0,10				
		PB4	400x400	0,16				
		PB5	400x600	0,24				
					2	1,9	2,4	

95

Наименование, (вид струи), серия типовых чертежей	Эскиз	Тип, обозначение	Размеры (d_0 или $B_0 \times l_0$), мм	Расчетная площадь F_0 , м ²	Дополнительные сведения	Коэффициенты		
						m_0	n_0	ζ
Воздухораспределитель регулируемый, (К, В), 5.904-46		ВРК2,5	250	0,05	$\beta = 180^\circ$	1,1	0,9	2,1
		ВРК3	315	0,08				
		ВРК5	500	0,20	$\beta = 120^\circ$	1	0,9	1,7
		ВРК7	710	0,40				
		ВРК10	1000	0,78	$\beta = 90^\circ$	2,7	2,5	1,5
		ВРК14	1400	1,54				
Воздухораспределитель эжекционный панельный штампованный, (В), 1.494-38		П-ВЭПШ- 11У	500x1000	0,5	Из элементов могут быть со- браны панели размером до 2000x2000 мм	2	1,9	330
Воздухораспределитель для подачи воздуха ком- пактной струей, (К), 4.904-68		ВГКМ-1	800x400	0,32	—	6,2	5,1	1,9
		ВГКМ-2	800x800	0,64				
		ВГКМ-3	1600x800	1,28				
		ВГКМ-4	1600x1600	2,56				
Плафон регулируемый мно- годифузорный, (К), прямоугольного сечения 5.904-39		ПРМп1	250x250	0,06	$x / \sqrt{F_0} = 3$	1,2	1,2	1,7
		ПРМп3	400x400	0,16	$x / \sqrt{F_0} = 20$			
		ПРМп4	500x500	0,25		2,5	3	
Плафон регулируемый мно- годифузорный, (К), круглого сечения 5.904-39		ПРМ1	250	0,05	$x / \sqrt{F_0} = 3$	0,7	0,6	1,4
		ПРМ2	315	0,08				
		ПРМ3	400	0,13	$x / \sqrt{F_0} = 20$	3,2	2,8	
		ПРМ4	500	0,2				

Наименование, (вид струи), серия типовых чертежей	Эскиз	Тип, обозначение	Размеры (d_0 или $B_0 \times l_0$), мм	Расчетная площадь F_0 , м ²	Дополнительные сведения	Коэффициенты		
						m_0	n_0	ζ
Воздухораспределитель при- колонный веерного типа, (В), 1.494-37		НРВ2	355	0,056x2	$F_0 = 0,112 \text{ м}^2$	2	1,6	3
		НРВ4	710	0,136x2	$F_0 = 0,272 \text{ м}^2$			
		НРВ6	500	0,056x4	$F_0 = 0,224 \text{ м}^2$			
		НРВ8	1000	0,136x4	$F_0 = 0,544 \text{ м}^2$			
		НРВ10	1250	0,336x4	$F_0 = 1,344 \text{ м}^2$			
		НРВ12	1400	0,336x4	$F_0 = 1,344 \text{ м}^2$			
Воздухораспределитель для сосредоточенной подачи воз- духа, (К), 5.904-47		ВСП-1	500x500	0,25	—	6,3	4,5	1,25
		ВСП-2	1000x1000	1				
		ВСП-3	1250x1250	1,66				
		ВСП-4	1600x1600	2,56				
		ВСП-5	2000x2000	4				
Воздухораспределитель вихревой регулируемый, (К), 5.904-40		ВВР3	315	0,08	$\alpha = 0^\circ$	3,5	4,5	1,2
		ВВР5	500	0,2				
		ВВР7	710	0,4	$\alpha = 40^\circ$	1,5	2	2,3
		ВВР10	1000	0,78				
		ВВР12	1250	1,22				
Универсальный душирующий воздухораспре- делитель типа УДВ, (К), 5.904-31		УДВ-1	450	0,17	$H = 770,$ $L = 725$	6	4,9	2,1
		УДВ-2	630	0,38	$H = 1040,$ $L = 1040$			
		УДВ-3	900	0,68	$H = 1340,$ $L = 1340$			

Наименование, (вид струи), серия типовых чертежей	Эскиз	Тип, обозначение	Размеры (d_0 или $B_0 \times L_0$), мм	Расчетная площадь F_0 , м ²	Дополнительные сведения	Коэффициенты		
						m_0	n_0	ζ
Патрубок поворотный души- рующийся типа ППД, 4.904-22 (К),		ППД-5	500	0,1	$H = 1260,$ $L = 1010$	6,3	4,5	4
		ППД-6	630	0,16	$H = 1540,$ $L = 1260$			
		ППД-8	800	0,26	$H = 1900,$ $L = 1590$			

Приложение 3

АССОЦИАЦИЯ ИНЖЕНЕРОВ
ПО ОТОПЛЕНИЮ, ВЕНТИЛЯЦИИ, КОНДИЦИОНИРОВАНИЮ ВОЗДУХА, ТЕПЛОСНАБЖЕНИЮ И
СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕПЛОФИЗИКЕ

АВОК

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРИМЕНЕНИЮ СИСТЕМ ОБОГРЕВА С ГАЗОВЫМИ ИНФРАКРАСНЫМИ ИЗЛУЧАТЕЛЯМИ

Москва- 1996

Рекомендации разработаны Ассоциацией инженеров по отоплению, вентиляции, кондиционированию воздуха, теплоснабжению и строительной теплофизике (АВОК).

Творческий коллектив: чл.- корр. РААСН, д.т.н., проф. Табунщиков Ю.А. (руководитель), д.м.н., проф. Афанасьева Р.Ф., к.м.н. Бессонова Н.А., инж. Ид-

рисов А.З., к.т.н. Наумов А.Л., инж. Никифоров В.Н., к.т.н. Ремизов В.В., к.м.н. Репин Г.Н., д.т.н., проф. Шаповал А.Ф., к.т.н. Шилькрот Е.О.

При разработке рекомендаций использованы результаты исследований АО ЦНИИпромзданий, НПО "ТЕРМЕК", НИИ медицины труда РАМН, ОА "ЗАПСИБГАЗПРОМ".

Рекомендации одобрены и рекомендованы к применению Главным управлением стандартизации, технического нормирования и сертификации "Минстроя России (29 января 1996 г., № 13/19).

Рекомендации согласованы Главным управлением Государственной противопожарной службы МВД России (26 января 1996 г., № 20.2.2/160) и Государственным комитетом санитарно-эпидемиологического надзора России (25 декабря 1995 г., № 11-6-99-111).

1. ВВЕДЕНИЕ

1.1. Настоящие "Рекомендации" регламентируют применение газовых инфракрасных излучателей для целей обогрева.

1.2. При проектировании, строительстве и эксплуатации систем обогрева с использованием газовых инфракрасных излучателей (ГИИ) следует руководствоваться нормативными документами, действующими в Российской Федерации, а также положениями настоящих "Рекомендаций".

2. ПРИНЦИП РАБОТЫ И СХЕМНЫЕ РЕШЕНИЯ

2.1. Основным элементом систем обогрева являются ГИИ.

2.2. ГИИ - прибор, теплоотдающая поверхность которого нагревается за счёт сжигания газа. Температура теплоотдающей поверхности "светлого" излучателя 800 - 1200 °С; "темного" до 450 °С.

Принципиальная схема "светлого" ГИИ приведена на рис. 1а, "тёмного" - на рис. 1б.

Обогрев с помощью ГИИ осуществляется преимущественно тепловым направленным излучением в инфракрасном и видимом спектре длин волн.

2.3. Системы обогрева с ГИИ относятся к категории систем лучистого обогрева, характеризующегося формированием микроклимата за счёт прямого теплового излучения и вторичного излучения от нагретых поверхностей пола и оборудования.

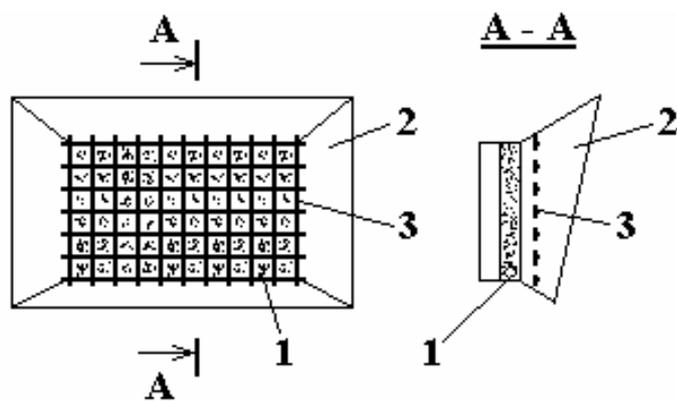


Рис. 1а. Схема "светлого" инфракрасного излучателя:
1 – теплоизлучающий элемент; 2 – отражательный экран; 3 – защитная сетка

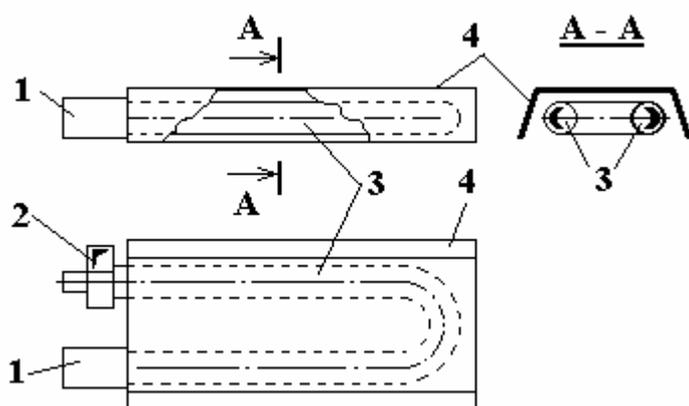


Рис. 1б. Схема "темного" газового инфракрасного излучателя:
1 – газогорелочный блок; 2 – вентилятор; 3 – теплоизлучающая труба;
4 – отражательный экран

2.4. Схемные решения систем обогрева с применением ГИИ приведены на рис. 2.

ГИИ размещаются, как правило, в верхней части помещений, площадок на высоте не менее 4 м от поверхности пола обогреваемой зоны.

ГИИ могут устанавливаться на колоннах, стенах, подвешиваться к фермам, балкам, конструкциям перекрытий или размещаться на специальных стойках.

3. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

3.1. Системы обогрева с ГИИ допускается применять в помещениях взрывопожароопасных категорий В2, В3, В4, Д и Г, кроме зданий IVа и V степени огнестойкости. Не допускается применение систем обогрева с ГИИ в подвальных помещениях.

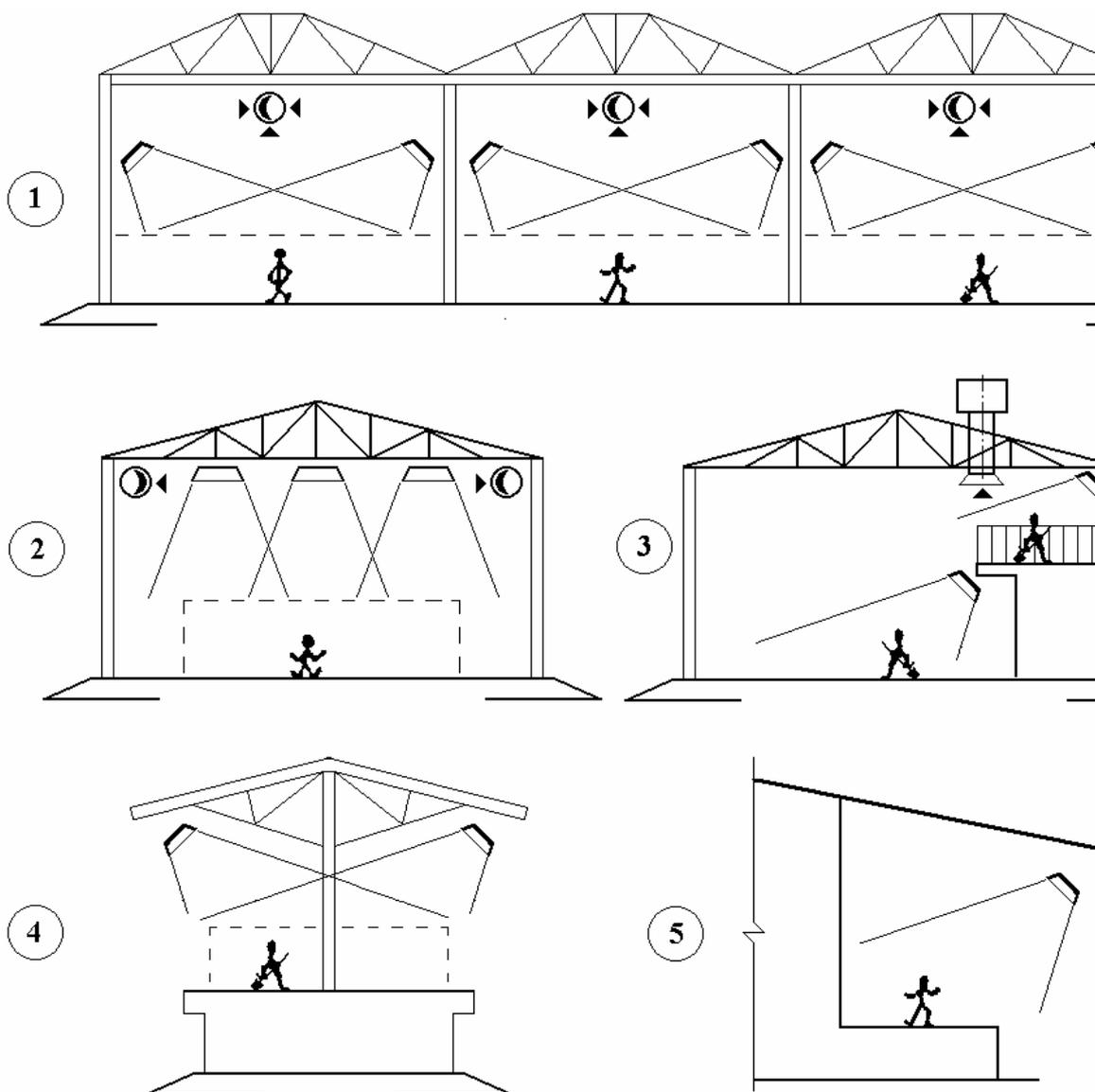


Рис. 2. Схемные решения систем обогрева с применением ГИИ:
1 – размещение ГИИ на колоннах и стенах; **2** – подвеска излучателей к нижнему поясу ферм; **3** – двухуровневая подвеска излучателей; **4** – обогрев зоны под навесом; **5** – обогрев пандуса

3.2. Системы обогрева с ГИИ следует применять только в помещениях, оборудованных системами местной или общеобменной вытяжной вентиляции.

3.3. ГИИ могут применяться для обогрева при соблюдении требований п.п. 3.1 и 3.2:

- рабочих мест и зон производственных помещений;
- рабочих мест и зон на открытых площадках;

- помещений гражданского назначения с временным пребыванием людей и открытых площадок (перронов, спортивных сооружений, рынков и т.п.);
- помещений, конструкций и грунта в процессе строительства зданий и сооружений;
- для технологического обогрева материалов и оборудования;
- в системах снеготаяния на открытых и полукрытых площадках, на кровлях зданий и сооружений.

4. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

4.1. Применяемые ГИИ должны быть изготовлены в соответствии с техническими условиями, проходить Государственные испытания и иметь технический паспорт. Применяемые импортные ГИИ должны иметь сертификаты соответствия нормативным документам (стандартам и т.п.), действующим на территории Российской Федерации.

4.2. Элементы системы обогрева с ГИИ не должны содержать горючие и трудно горючие материалы, а также материалы, которые при эксплуатации выделяют в воздух помещения вредные вещества 1-го и 2-го класса опасности.

4.3. Системы обогрева с ГИИ должны соответствовать требованиям Норм по применению газового оборудования.

4.4. При проектировании систем обогрева с ГИИ следует соблюдать требования СНиП 2.04.08-87 "Газоснабжение" по устройству газоснабжения производственных установок, а также положения указанных норм, регламентирующие применение горелок инфракрасного излучения.

4.5. Сгораемые строительные конструкции, технологическое оборудование с наличием горючих материалов, а также места хранения горючих и трудно горючих материалов должны быть защищены от воздействия системы обогрева с ГИИ негорючими теплоизоляционными материалами или экранами.

4.6. Нагретые теплоизлучающие элементы ГИИ должны быть защищены с помощью сеток или специальных экранов от доступа человека и разлетаания при поломке излучателя.

4.7. Конструкции, на которые устанавливаются ГИИ, должны быть выполнены из негорючих материалов.

Расстояние от ГИИ до конструкций и электропроводки принимаются в соответствии с требованиями СНиП 2.04.08-87 (п. 6.74).

5. ГИГИЕНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

5.1. В производственных помещениях, оборудованных системами лучистого отопления с ГИИ, температура воздуха не должна быть ниже, чем на 4 °С, нормативных величин применительно к холодному периоду года, преду-

смотренных ГОСТ 12.1.005-88 "Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны".

При этом относительная влажность и скорость движения воздуха по высоте рабочей зоны должны соответствовать требованиям указанного ГОСТа.

5.2. Для предупреждения неблагоприятного воздействия инфракрасного излучения на организм человека интенсивность облучения незащищённых участков поверхности головы должны быть не выше 15 Вт/м^2 при температуре, воздуха, соответствующей нижней границе допустимых величин, приведённых в ГОСТ 12.1.005-88.

При пониженной температуре воздуха (п. 5.1) интенсивность инфракрасного облучения незащищенных участков головы должны увеличиваться на 15 Вт/м^2 на каждый градус снижения температуры, начиная от нижней границы нормативных величин/указанных в ГОСТ.

5.3. Интенсивность инфракрасного облучения туловища, рук и ног человека должна быть не выше 25 Вт/м^2 при температуре воздуха, соответствующей нижней границе оптимальных величин, и не выше 50 Вт/м^2 при температуре воздуха, соответствующей нижней границе допустимых величин, указанных в ГОСТе.

При этом максимальная интенсивность инфракрасного облучения поверхности туловища, рук и ног не должна превышать 150 Вт/м^2 на постоянных и 250 Вт/м^2 на непостоянных рабочих местах.

5.4. Газовые горелки не должны размещаться в зоне прямого воздействия инфракрасного излучения на глаза человека.

5.5. В помещениях с ГИИ концентрация вредных веществ (двуокиси и окиси углерода, окислов азота, бензопиренов и ряда других) применительно к их содержанию в рабочей зоне и на рабочих местах, расположенных выше уровня установки ГИИ (крановщики, монтажники, ремонтные рабочие и др.) не должны превышать допустимого по ГОСТ 12.1.005-88.

При этом расчётная величина концентрации вредных веществ не должна превышать 30% ПДК.

Требуемая концентрация вредных веществ должна быть обеспечена средствами местной или общеобменной вентиляции помещений.

Воздухообмен в помещении должен обеспечить гарантированное удаление из помещения всего объема продуктов сгорания от ГИИ.

5.6. Воздухораспределение в помещениях с ГИИ должно быть организовано таким образом, чтобы обеспечить поступление приточного воздуха на рабочие места и зоны без перемешивания с продуктами сгорания.

5.7. В помещениях, оборудованных системами обогрева с ГИИ, контроль параметров микроклимата на соответствие требованиям, приведённым в п.п. 5.1-5.6 настоящих рекомендаций, следует осуществлять в соответствии с ГОСТ 12.1.005-88 (раздел 2). При этом интенсивность инфракрасного облучения следует измерять в горизонтальной и вертикальной плоскостях на уровне головы, туловища и ног работающих.

6. ТРЕБОВАНИЯ К УПРАВЛЕНИЮ И ЭКСПЛУАТАЦИИ

6.1. Системы обогрева с ГИИ должны быть оборудованы системой управления обеспечивающей:

- отключение подачи газа при срабатывании систем автоматической пожарной защиты (системы противодымовой защиты, пожарной сигнализации и пожаротушения и т.п.);
- отключение подачи газа при недопустимом отклонении давления газа от заданного;
- возможность дистанционного (от щита управления, установленного в доступном месте) отключения всех излучателей.

6.2. Газогорелочные блоки ГИИ должны быть оборудованы средствами автоматической защиты, обеспечивающими отключение ГИИ и прекращение подачи газа при нарушении режимов работы или выхода из строя ГИИ.

6.3. Системы обогрева с ГИИ должны быть заблокированы с системой местной или общеобменной вентиляции, исключающие возможность пуска и работы системы обогрева при неработающей вентиляции.

6.4. Системы обогрева с ГИИ и системы их управления должны проходить ежеквартальную проверку на работоспособность.

6.5. При приёмке в эксплуатацию системы обогрева с ГИИ составляется технический паспорт системы, включающий:

- проект системы обогрева;
- техническую документацию на ГИИ;
- перечень вредных веществ с указанием их концентрации в весовых единицах в неразбавленных продуктах сгорания ГИИ;
- инструкцию по эксплуатации и техническому обслуживанию системы;
- инструкцию по технике безопасности.

6.6. При эксплуатации систем обогрева с ГИИ следует соблюдать "Правила пожарной безопасности в Российской Федерации" и "Правила безопасности в газовом хозяйстве".

6.7. В качестве топлива следует использовать природный газ по ГОСТ 5542-78.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ.....	4
2. ОТОПЛЕНИЕ.....	8
2.1. Назначение и устройство систем отопления.....	8
2.2. Энергоэффективные источники тепла.....	10
2.2.1. Котлы для систем индивидуального отопления.....	10
2.2.2. Автономные котельные.....	13
2.2.3. Когенерационные установки.....	16
2.2.4. Газовые водонагреватели.....	19
2.3. Энергоэффективные устройства для обогрева помещений.....	21
2.3.1. Инфракрасные обогреватели.....	21
2.3.2. Газовые отопительные приборы.....	23
2.3.3. Газовые воздухонагреватели.....	25
2.4. Малая энергетика.....	30
2.4.1. Использование отходов.....	30
2.4.2. Сжиженный газ.....	30
2.4.3. Тепловые насосы.....	31
2.4.4. Использование энергии ветра.....	35
3. МЕТОДИКИ РАСЧЕТА.....	36
3.1. Тепловой и тепловоздушный балансы помещения.....	36
3.2. Воздушное отопление.....	40
3.2.1. Основные закономерности воздушных струй.....	41
3.2.2. Виды воздушных струй.....	45
3.2.3. Неизотермические струи.....	49
3.2.4. Настилающиеся струи.....	54
3.2.5. Взаимодействие струй.....	62
3.2.6. Стесненные струи.....	63
3.2.7. Расчетные параметры струй.....	68
3.2.8. Эффективность воздушного отопления.....	70
3.2.9. Выбор и расчет систем воздухораспределения.....	72
3.3. Лучистое отопление.....	80
4. ПРИМЕРЫ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ.....	84
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	90
Приложение 1. Системы отопления.....	92
Приложение 2. Основные характеристики воздухораспределителей.....	95
Приложение 3. Рекомендации по применению систем обогрева с газовыми инфракрасными излучателями.....	99

Учебное издание

Наумейко Анатолий Васильевич
Кузнецов Петр Владимирович
Толстова Юлия Исааковна
Шумилов Рудольф Николаевич

Энергоэффективные системы отопления

Редактор *Т.Н. Газитарова*

ИД № 06263 от 12.11.2001 г.

Подписано в печать 25.11.2003 Формат 60x84 1/16
Бумага типографская Плоская печать Усл. печ. л. 6,16
Уч.- изд. л. 6,8 Тираж Заказ Цена «с»

Издательский отдел ГОУ ВПО УПГТУ-УПИ
620002, Екатеринбург, ул. Мира, 19